

Vysoká škola: strojní a textilní v Liberci Katedra: technické mechaniky
Fakulta: strojní Školní rok: 1963/64

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Františka P o l á k a
obor 042-05 zaměření stavba mechanismů a výrobních strojů

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

Název tématu: Člunková záměna u žakárového stuhařského stavu
s neokrouhlými kotouči

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte podrobný analytický a grafický výpočet průběhu převodu pro dané exentrické kolo
2. Vypracujte směrnici pro normativní výpočet neokrouhlých kotoučů člunkových záměn
3. Sledujte kinematický poměr celého mechanismu člunkové záměny, přičemž použijte výsledků z bodu 1)
4. Podle výsledků řešení proveďte posouzení mechanismu se zřetelem k dané technologii tkaní
5. Navrhňte nutná opatření k eventuelní rekonstrukci nebo seřízení mechanismu, přičemž sledujte možnosti zvýšení otáček stroje
6. Všechny navrhované úpravy doprovodejte konstrukčními výkresy
7. Zhodnoďte současný stav technologie výroby neokrouhlých kotoučů člunkových záměn a vyvoďte z toho důsledky pro další vývoj mechanismů člunkových záměn u stuhařských stavů.

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13. července 1962-Věstník MŠK XVII, sešit 24 ze dne 31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

V 4/1964 J

Rozsah grafických laboratorních prací: podle zadání

Rozsah průvodní zprávy: cca 20 stran formátu A4

Seznam odborné literatury:

Vedoucí diplomní práce: Doc. Ing. Jaroslav Charvát

Konsultanti: Ing. Miloš Polcar

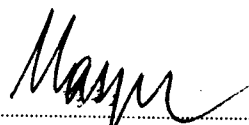
Datum zahájení diplomní práce: 1.6.1964

Datum odevzdání diplomní práce: 11.7.1964

L. S.



Vedoucí katedry



Děkan

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojního inženýrství

Specializace 04205 se zaměřením na konstrukci mechanismů

DIPLOMOVÁ PRÁCE

1964

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
Fakulta strojního inženýrství
Katedra konstrukce mechanismů

František Polák

Práce byla vypracována v období od 1. 10. 1963 do 1. 10. 1964
a byla předložena k obhajobě dne 24. 10. 1964
v číselníku 115/53 Sb.
Práce byla vypracována podle zadání č. 115/53 Sb.

Ú V O D

Autorský zákon, č. 121/1961 Sb., ze dne
13. července 1961, vstoupil v účinnost dne
31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

Stuhařská výroba se k nám dostala koncem minulého století z Holandska a západního Německa.

Postupem doby se staly stuhařské výrobky nutným doplňkem mnoha odvětví národního hospodářství. Kromě oděvního průmyslu, který zpracovává největší část stuhařských výrobků, našly stuhařské výrobky důležité uplatnění i ve strojírenství. Například k výrobě jedné elektrické lokomotivy v ZVIL Plzeň je třeba 2000 m isolační pásky, která je speciálním a náročným stuhařským výrobkem.

Stuhařský výrobek je tkanina malé šířky /maximální šířka 120 mm, jen výjimečně i více/ s oběma zatkanými pevnými kraji. V současné době je snaha nahrazovat stuhařské výrobky pásy řezanými ze širokého zboží. Tato výroba se používá u výrobků z umělých hmot. Vyrábí se tak například silonové pásy psacích strojů: pásy se nastříhají ze širokého materiálu a kraje se zataví, aby se netřepily. U takto vyráběných výrobků je však malá pevnost krajů, a proto se nehodí pro všechny případy použití, nehledě na to, že se hodí jen pro výrobky z umělých vláken.

Stuhařské výrobky se proto převážně vyrábějí tkaním na stuhařském stavu.

Rozdělíme-li si tkací stavy používané v textilním průmyslu na a/ bavlnářské

b/ lnářské

c/ jutařské

d/ hedvábnické

e/ vlnářské

f/ speciální,

můžeme stuhařský stav zařadit mezi stavy speciální.

Stuhařské stavy dělíme na

hladké a/ s excentrickým prošlupným zařízením

b/ s listovkou

žakárské

speciální - na gumu, na dírkovanou gumu, na samet a j.

Podle technologie tkaní dělíme stuhařské stavy na stuhařské stavy s ortodoxní technologií tkaní /člunková/

stuhařské stavy s bezčlunkovou technologií tkaní.

Při bezčlunkovém tkaní není útek prohazován člunkem, ale raménkem /nosičem útku/. Nosič útku je slabší než člunek a vyžaduje tudíž nižší prošlup. Nižší prošlup umožňuje použít vyšších otáček stavu. Italský bezčlunkový stav Texnovo je konstruován na 600 otáček za minutu. U bezčlunkových stavů Crompton /USA/ a Bonas /Anglie/ bylo dosaženo 1200 otáček za minutu. U těchto stavů zanáší raménko dva útky najednou. Na jedné straně stuhy nelze dosáhnout zatkání útku, a proto se musí útek zaplést /nepravý kraj/. Pevnost nepravého kraje je nižší, což je hlavní nevýhodou bezčlunkového tkaní. U nepravého kraje nelze dosáhnout stejné tloušťky jako je tloušťka stuhy. Nepravý kraj, jeho malá pevnost a různá tloušťka vadí u isolačních pásek, u stuh na zdrhovadla i u jiných výrobků. Tyto výrobky nelze na bezčlunkovém stavu tkát.

V současné době je koncentrace stuhařské výroby u nás ve Vilémově, kde je také výrobně hospodářská jednotka n.p. Stuhy a prýmký. Rovněž vývoj nových stavů je soustředěn kolem Vilémova.

Již několik let se vyvíjí hladký člunkový stav, jehož současná koncepce překonává světové výrobce. Některé mechanismy na tomto stavu jsou použity ze širokých stavů. Jedná se o boční prošlupní zařízení BPZ pro plátňové a keprové vazby a o boční lisovku RBH. Oba mechanismy jsou výrobky československého textilního průmyslu a jsou světové úrovně. Proto byly na stavu použity.

Nyní je ve vývoji žakárský stuhařský stav. Cílem je vyvinout nový stav, který by předstihl výrobky světových výrobců žakárských stavů.

Žakárské stuhařské stavy s barevnou člunkovou záměnou vyrábí ve Švýcarsku firma Müller, která řeší náhon záměny vačkami,

v NSR firma Waupell, s náhonem záměny pomocí neokrouh-
hlých kotoučů /eliptické kolo/,
firma Reinshagen, s náhonem záměny pomocí tří
mírně excentrických ozube-
ných kol,

v ČSSR n.p. Stuhý a prýmky. Náhon záměny je řešen
klidovým mechanismem na prin-
cipu sčítání dvou harmonických
pohybů různých period.

Úkolem této práce je řešení člunkové záměny
žakárských stuhařských stavů, a proto se v úvodu
zmiňme o současném stavu žakárských stavů s člunko-
vou záměnou v n.p. Stuhý a prýmky Vilémov.

V dnešní době vyrábějí v n.p. Stuhý a prýmky
stuhařské barevné zboží na starých převážně dřevě-
ných stavech žakárských vyvinutých zhruba před
40 lety. Počet otáček u těchto stavů se pohybuje
od 50 otáček za minutu u šestičlunkové záměny
do 90 otáček za minutu u dvoučlunkové záměny. Tyto
stavy se vyráběly až do nedávné doby stále ve stej-
né koncepci s menšími změnami podle přání stuhař-
ských technologů nebo ostatních techniků. Při výro-
bě se však na těchto stavech neuplatňovaly moderní
technické principy. To mělo za následek soustavné
zaostávání za vývojem stavů pro výrobu širokého zbo-
ží a rovněž i zaostávání za vývojem zahraničních
typů stuhařských žakárských stavů.

Vzhledem k tomuto stavu započali v poslední do-
bě v n.p. Stuhý a prýmky s vývojem nových stuhař-
ských žakárských stavů s člunkovou záměnou. Před
několika lety vyrobili dva funkční modely. Po je-
jich odzkoušení přistoupili ke konstrukci a posléze
k výrobě prototypů. Dnes uvádějí do provozu první
čtyři prototypy nového stuhařského žakárského sta-
vu RSJ.

Problém barevné člunkové záměny na stuhařském
žakárském stavu je velmi zajímavý a mechanismus zá-
měny je jedním z nejsložitějších mechanismů na sta-

VŠST LIBEREC	ČLUNKOVÁ ZÁMĚNA STUHAŘSKÉHO STAVU	DP-STR. 5
		11. ČERVENCE 1964
		František POLÁK

vu. Mechanismus záměny musí kromě funkčního a konstrukčního hlediska vyhovovat hledisku technologickému, neboť záměna se musí dít v době, kdy jde bidlo do přírazu, kdežto v době prohozu člunků /bidlo se pohybuje kolem zadní úvrati/ musí být záměna v klidu.

Toto technologické hledisko splňuje mechanismus s klidovou dobou. U starých stavů byly hlavním článkem mechanismu záměny neokrouhlé kotouče /eliptické soukolí/. U nového stavu RSJ provádí člunkovou záměnu klidový mechanismus navržený s. ing. Králem. Mechanismus realizuje klidovou dobu na principu sčítání dvou harmonických pohybů různých period /první a třetí harmonické/.

Mechanismy záměny se doposud konstruovaly jen na základě empirické zkušenosti podložené určitými grafickými konstrukcemi, bez hlubších teoretických propočtů. Při grafickém řešení se sledovaly pouze otázky průběhu dráhy, přičemž průběhy rychlostí, zrychlení a dynamických sil se obvykle neřešily. O těchto otázkách vědí v n.p. Stuhý a prýmky málo. Proto bylo naším úkolem společně se s. Hýčou jednotlivé mechanismy teoreticky řešit. Mým úkolem především bylo řešit neokrouhlé kotouče - jejich geometrii, t.j. určit tvar obrysu neokrouhlého /eliptického/ kola graficky a početně, kinematiku soukolí, popřípadě kinematiku a dynamiku celého mechanismu záměny. Ke konci práce jsem se zabýval náhonem záměny pomocí tří excentrických ozubených kol s malou excentricitou.

I. ČINNOST MECHANISMU ČLUNKOVÉ ZÁMĚNY U ŽAKÁRSKÉHO STUHAŘSKÉHO STAVU S NEOKROUHLÝMI KOTOUČI

Abychom se mohli zabývat řešením mechanismu člunkové záměny, musíme znát umístění tohoto mechanismu na stavu a jeho činnost vzhledem k přírazovému mechanismu bidla. Činnost mechanismu si vysvětlíme pomocí obrázku 1.

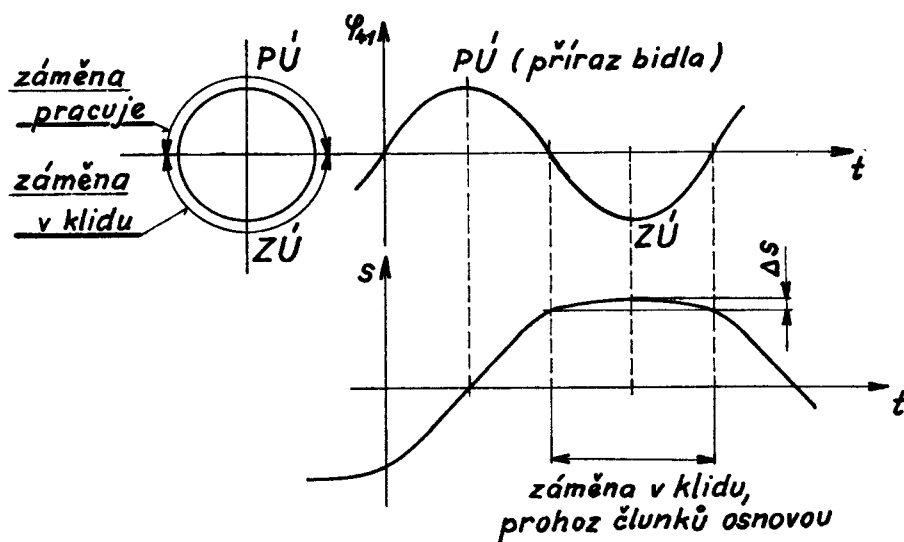
Na tomto obrázku je v kinematickém schémě znázorněn přírazový mechanismus bidla (čtyřkloubový mechanismus 234) a mechanismus člunkové barevné záměny u stuhařského žakárského stavu. Na obrázku je mechanismus dvoubarevné člunkové záměny, takže můžeme tkát útkem jedné nebo druhé barvy. Existují i vícebarevné člunkové záměny (3, 4 a 6ti), které se získávají kombinací mechanismů dvoučlunkové záměny.

Mechanismus člunkové záměny musí kromě jiného splňovat technologické hledisko tkaní; znamená to, že záměna člunků se musí dít v době, kdy klika přírazového mechanismu bidla prochází úhel 90° před přední úvratí až 90° za přední úvratí, t.j., kdy jde bidlo do přírazu a po přírazu. Ve zbývajících dobách otáčky kliky 2, tj. kolem okamžiku, kdy je bidlo v zadní úvratí a nastává prohoz člunků^{*)}, musí člunková záměna být v klidu a člunky musí být ve tkací rovině. Časování člunkové záměny je na obr. 2.

Poznámka: Stanovíme si, že pohyb člunků o hodnotu Δs v obr. 2 nám při prohozu člunků nevadí, a proto uvažujeme, že je člunek v klidu, je-li vzdálen od tkací roviny o hodnotu menší než je Δs .

Klidovou dobu realizuje soukolí excentrického kola 9 a neokrouhlého kotouče 10, které v průběhu otáčky hlavního hřídele mají proměnný převod. Klidovou dobu dále ještě zvětšuje čtyřkloubový mecha-

^{*)} Prohoz člunků se děje v rovině kolmé na nákresnu obr. 1. Mechanismus prohozu není na obrázku nakreslen.



φ_M ... dráha bidla ve tkací rovině

s ... dráha člunků při záměně

Obr. 2.

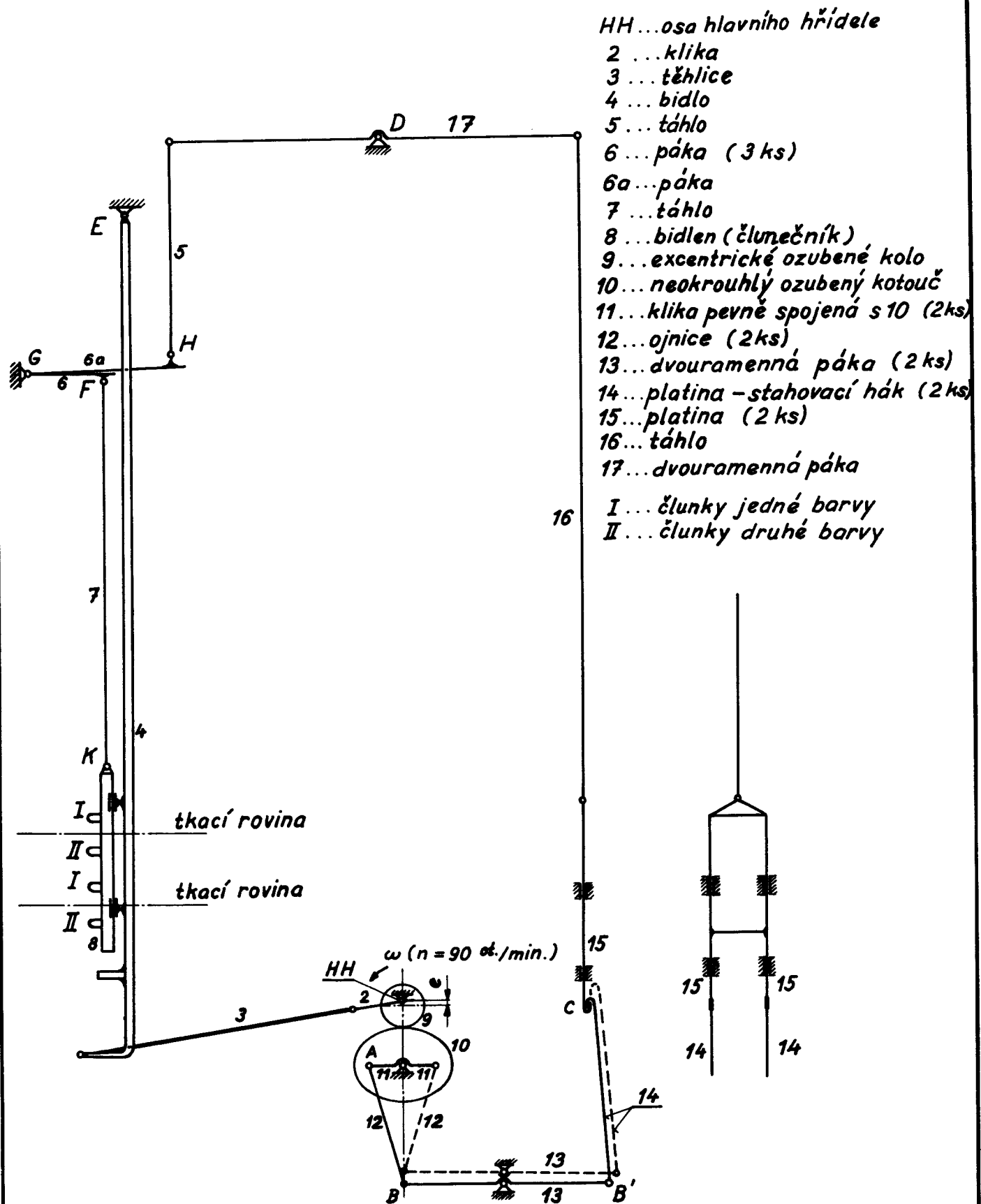
nismus 11, 12, 13, jehož proměnný převod se v každém časovém okamžiku násobí s převodem soukolí 9,10. Z páky 13 je pomocí platin 14,15, táhel a pák 16, 17,5,6,6a,7 přenášén pohyb na bidlen (člunečník) 8.

Volba prohazovaného člunku se provádí pomocí žakáru (volící programové zařízení pracující na principu děrných karet), který přivádí do záběru platiny 14,15.

Zvedání bidlenu 8 se provádí daným mechanismem člunkové záměny. Spouštění bidlenu 8 se děje vlastní vahou, přičemž platiny 14,15 jsou v záběru a celý mechanismus člunkové záměny dává bidlenu předepsané kinematické veličiny (zabraňuje volnému pádu bidlenu a nárazu při jeho dopadu na zarážku). Bidlen (člunečník) se posouvá v kluzném vedení po bidle 4.

Popis práce stavu:

Sledujme obr. 1 a představme si kliku 2 po otočenou o 180° zpět proti směru otáčení. Bidlo je v zadní úvrati a jsou prohazovány člunky I. Klinka se otočí o 90° (je mezi ZÚ a PÚ). Žakár uvedl platiny 14,15 do záběru, mechanismus člunkové záměny začíná zvedat bidlen 8. Klinka 2 se otočí o dalších 90° (PÚ); v tomto okamžiku je provedena polovina záměny (tato poloha je zakreslena na obr. 1).



Obr. 1.

Při otočení kliky 2 o dalších 90° jsou přivedeny člunky II do tkací roviny, záměna je ukončena a nastává prohoz člunků II. Bidlen 8 je v horní úvratí držen západkou (ve schematu na obr. 1 není zakreslena) zapadající do vedení platiny 15. Západka je rovněž ovládána od žakáru současně s platinami 14, 15.

Kdyby žakár neuvedl platinu 15 do záběru s platinou 14, záměna člunků II za člunky I by nenastala.

Budeme-li chtít v některé z následujících otáček zaměnit člunky I za II - přivést do tkací roviny člunky I, dáme žakáru pokyn (to se děje pomocí karet), aby odstranil západku a přivedl platiny 14, 15 do záběru. Bidlen 8 klesá a mechanismus záměny jej přidržuje, aby nepadal vlastní vahou.

Ojnice 12, páky 13, platiny (stahovací háky) 14, platiny 15 jsou zdvojeny proto, že při jedné otáčce hlavního hřídele se otočí neokrouhlé kolo 10 jen o půl otáčky (střední převod soukolí 9, 10 je $\mu_s = \frac{1}{2}$). Každou otáčku hlavního hřídele jde jeden stahovací hák 14 dolů, druhý nahoru. To nám umožňuje zaměňovat během kterékoli otáčky hlavního hřídele člunky I za člunky II nebo naopak podle toho, který z člunků I, II je právě ve tkací rovině a v následující otáčce má být zaměněn za druhý.

Dříve než přistoupíme k řešení neokrouhlých kotoučů člunkové záměny stuhařských žakárských stavů, uvědomme si, že se jedná o neokrouhlé kotouče, u nichž je dán tvar jednoho kotouče a střed, kolem kterého se otáčí, určíme tvar druhého kotouče, jeho střed otáčení a osovou vzdálenost. Průměrný převod je μ_s .

V této práci se dále setkáme s výpočtem případu, kdy jedním "neokrouhlým kotoučem" je kruh otáčející se kolem osy excentricky uložené. Viz obr. 3.

II. GRAFICKÉ ŘEŠENÍ NEOKROUHLÝCH KOTOUČŮ
ČLUNKOVÝCH ZÁMĚN.

Než přistoupíme k podrobnému analytickému výpočtu neokrouhlých kotoučů, provedme si nejdříve pro názornost i pro první přiblížení zkusmé grafické řešení.

Na obr. 3 je znázorněno soukolí neokrouhlých kotoučů 1, 2. Kotouč 1 je dané excentrické kolo. Toto kruhové ozubené kolo je zadáno

poloměrem roztečné kružnice r
excentricitou e .

Střední převod soukolí je μ_s .

Podle přibližného vzorce uvedeného v literatuře [1] na str. 55 vypočteme osovou vzdálenost:

$$d \approx n+1 - \frac{(n+1)(n-2)}{4n} \varepsilon^2 ;$$

kde $n = \frac{1}{\mu_s}$, tj. reciproční hodnota středního převodu. Číslo ε je poměrná excentricita $\frac{e}{r}$, d je pak poměrná vzdálenost os $d = \frac{l}{r}$. Pro náš případ vychází

V dalším určíme graficky tvar obrysu kola 2 (určíme 48 bodů obrysu).

Popis konstrukce:

Plný úhel kola 1 rozdělme na 24 stejných dílů po 15° . Tím získáme body $A_1, A_2, \dots, A_{12}$. Pro body $B_1, B_2, \dots, B_{12}$ kola 2, příslušné bodům $A_1, A_2, \dots, A_{12}$ platí:

$$\overline{O_2 B_1} = l - \overline{O_1 A_1}, \text{ přičemž } \widehat{PB_1} = \widehat{PA_1},$$

$$\overline{O_2 B_2} = l - \overline{O_1 A_2}, \text{ přičemž } \widehat{B_1 B_2} = \widehat{A_1 A_2} \text{ atd.}$$

Při konstrukci přetneme z pólu P tětivou $\overline{PA_1}$ kružnici o poloměru $\overline{O_2 B_1}$ opsanou z bodu O_2 . Dále přetneme z takto získaného bodu B_1 tětivou $\overline{A_1 A_2}$ kružnici o poloměru $\overline{O_2 B_2}$ opsanou z bodu O_2 . Získáme bod B_2 . Obdobně postupujeme dále až získáme na kole 2 bod B_{12} (odpovídá bodu A_{12} na kole 1). Při přesné osové vzdálenosti (jejíž přesné určení je však ob-

$$r = 42 \text{ mm}$$

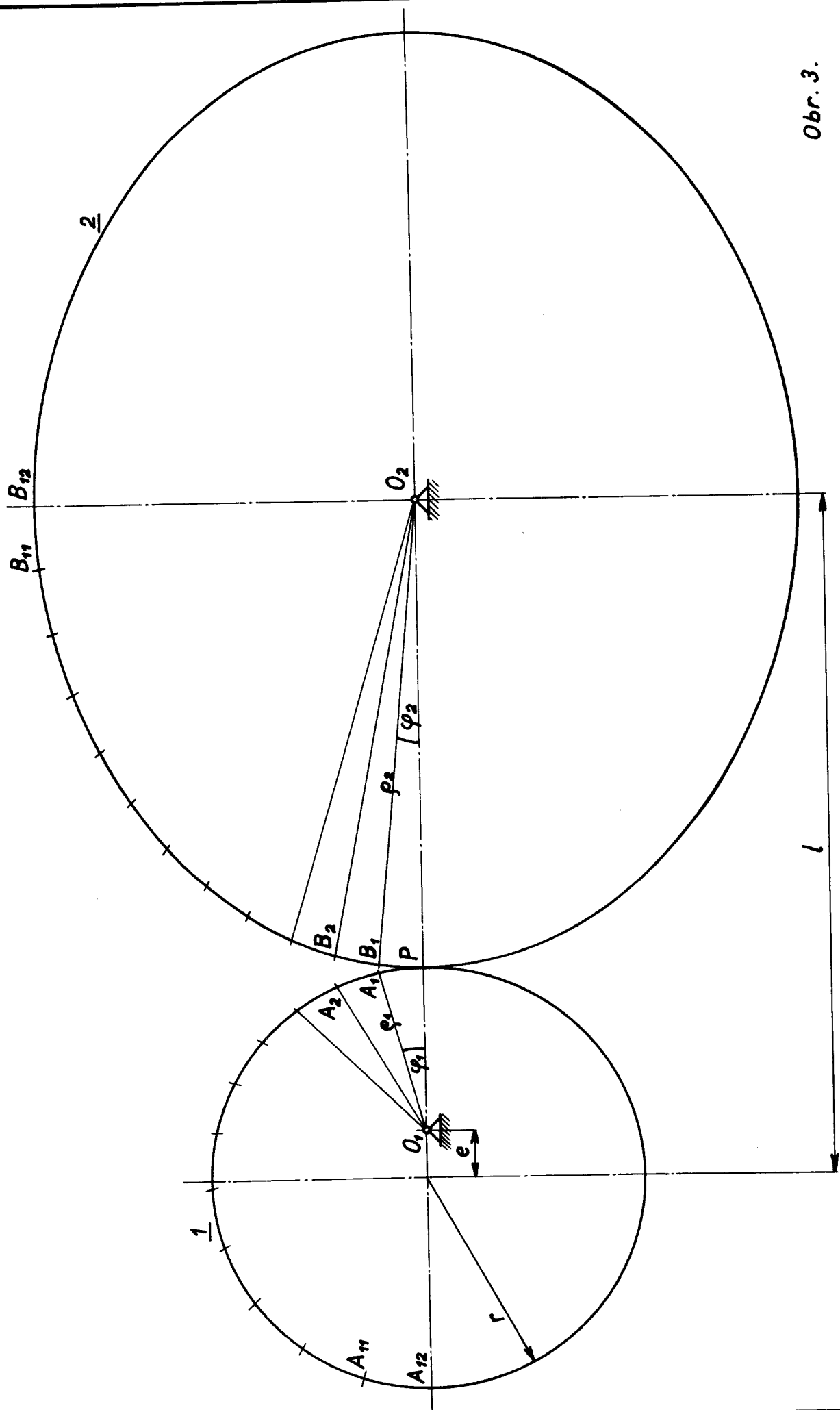
$$e = 9,5 \text{ mm}$$

$$\mu_s = \frac{1}{2}$$

$$(II, 1)$$

$$d = 3$$

$$l = 126 \text{ mm.}$$



tížné) a při pečlivém kreslení by měl bod B_{12} ležet na úhlu $\varphi_2 = 90^\circ$.

Okolností, že místo oblouků přenášíme tětivy, je dána zkusmost řešení.

Z grafické konstrukce na obr. 3 můžeme odměřit hodnoty $\rho_1, \rho_2, \varphi_2$ a vypočítat převod $\mu = \frac{\rho_1}{\rho_2}$. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce I. V dalším je budeme moci srovnat s hodnotami vypočtenými analyticky.

VÝSLEDKY GRAFICKÉHO ŘEŠENÍ

TABULKA I

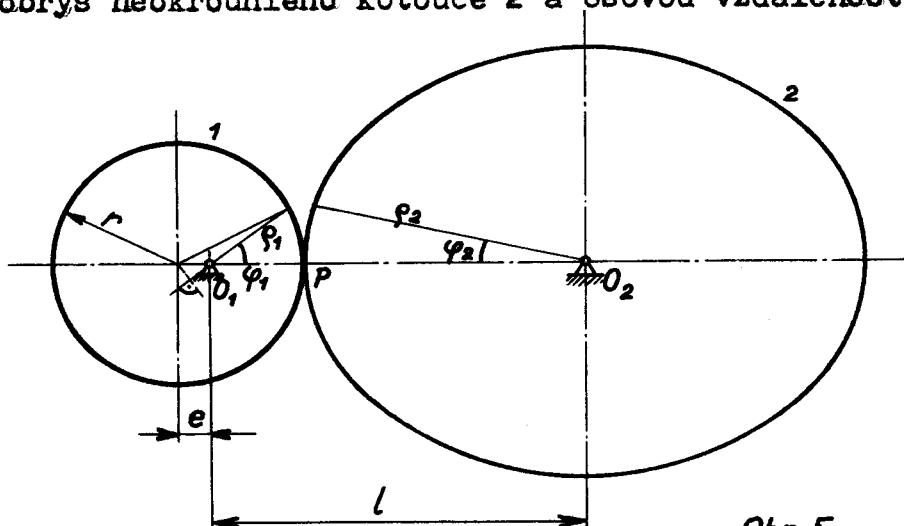
Poloha	ρ_1 [mm]	$\rho_2 = l - \rho_1$ [mm]	$\mu = \frac{\rho_1}{\rho_2}$	φ_2
0	32,5	93,5	0,348	0°
1	32,8	93,2	0,352	$5^\circ 20'$
2	33,8	92,2	0,367	$10^\circ 30'$
3	34,9	91,1	0,383	16°
4	36,5	89,5	0,408	$22^\circ 20'$
5	38,6	87,4	0,442	$28^\circ 30'$
6	41,-	85,-	0,483	$35^\circ 15'$
7	43,7	82,3	0,531	$42^\circ 40'$
8	46,-	80,-	0,575	$50^\circ 55'$
9	48,4	77,6	0,622	60°
10	50,3	75,7	0,665	$69^\circ 40'$
11	51,-	75,-	0,680	$79^\circ 40'$
12	51,5	74,5	0,690	90°

$$r_1 = 111 \text{ mm}$$

$$r_2 = 56,5 \text{ mm.}$$

IV. ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ NEOKROUHLÝCH KOTOUČŮ
ČLUNKOVÝCH ZÁMĚN

Úkolem je určit pro dané excentrické kolo 1 obrys neokrouhlého kotouče 2 a osovou vzdálenost.



Obr. 5.

V literatuře [1] je pro osovou vzdálenost uveden vztah (II,1).

Kolo 2 je v literatuře [1] určeno obecnou polární rovnicí obrysu:

$$\varphi_2 = - \int_{\rho_{20}}^{\rho_2} \frac{l - \rho_2}{\rho_2} g'(l - \rho_2) d\rho_2, \quad (IV,1)$$

kde $g'(l - \rho_2) = g'(\rho_1) = \frac{d}{d\rho_1} g(\rho_1)$; $l - \rho_2 = \rho_1$; funkce $\varphi_1 = g(\rho_1)$ je inverzní funkcí k funkci $\rho_1 = f(\varphi_1)$, kterou je dán tvar kotouče 1 v polárních souřadnicích. ρ_{20} je výchozí průvodič pro $\varphi_2 = 0$.

Pro náš případ dostáváme rovnici obrysu excentrického kola použitím cosinové věty (viz obr.5):

$$r^2 = \rho_1^2 + e^2 + 2 \rho_1 e \cos \varphi_1$$

$$\text{odtud } \varphi_1 = \arccos \left[\frac{\rho_1^2 + e^2 - r^2}{2 \rho_1 e} \right] = g(\rho_1).$$

Po derivování a dosazení do (IV,1), dostáváme pro φ_2 integrál eliptického typu. Jeho zdlouhavou úpravou dostaneme pro φ_2 složitý výraz, který obsahuje kromě nižších transcendentních funkcí i eliptické integrály prvního a třetího základního Legendreova

typu. Tyto integrály jsou tabelovány a jejich řešení spočívá ve vyhledání v tabulkách. Jinak by se daly řešit jen přibližně nějakou numerickou metodou, např. Simpsonovým pravidlem.

Já jsem chtěl k výpočtům použít těchto výsledků literatury [1] a hodnoty eliptických integrálů Legendreova typu vyhledat v tabulkách.

Při obstarávání tabulek eliptických integrálů třetího Legendreova typu jsem narazil na velké potíže. Po dlouhém hledání v knihovnách jsem objevil v ruském originále Sborníku matematických tabulek vydaném v r.1960 jediný odkaz na tabulky eliptických integrálů třetího druhu:

Acta Polytechnica (Stockholm), 1953,
(Mechanical Engineering Series), 2, No 10,
1 - 215.

Olsson U. Non-circular cylindrical gears, s odkazem na Vsesvazovou knihovnu v Moskvě. Tato literatura se mi zdála nedostupnou v tak krátké době jakou je diplomní práce, i když je možné, že se vyskytuje i v naší republice.

V té době jsem objevil literaturu [2], kde je otázka obrysu kola 2 zpracována rozkladem ve Fourierovu řadu a následující integrací. Tento způsob výpočtu je mnohem jednodušší než způsob uvedený v literatuře [1]. Proto jsem se bez dalšího hledání švédské literatury, obsahující tabulky eliptických integrálů třetího druhu, rozhodl pro způsob řešení uvedený v literatuře [2].

Pro poměrnou osovou vzdálenost lze odvodit přibližný vztah (viz literaturu [2]):

$$d = (1+n) \left[1 - \frac{(n-2)\varepsilon^2}{4n} + \frac{(-3n^3 + 2n^2 + 12n + 24)\varepsilon^4}{64n^3} \right] \quad (IV, 2)$$

První dva členy tohoto vztahu tvoří výraz (II,1), který je hruběji přibližný než vztah (IV,2).

V dalším si ještě ukážeme jak lze přibližovací metodou opravit osovou vzdálenost vypočtením opravy Δd .

Proveďme si odvození funkce obrysu kola 2. V tomto případě to nebude přímo polární rovnice obrysu $\varphi_2 = f(\varphi_1)$, ale funkce $\varphi_2 = f(\varphi_1)$. Při odvozování nebudeme Fourierovy řady propočítávat, použijeme výsledky uvedené v literatuře [2].

Pro obrys excentrického kola 1 plyne z obr.5:

$$\rho_1 = -e \cos \varphi_1 + \sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1} \quad (IV, 3)$$

Rozšířením tohoto vztahu r dostáváme

$$\rho_1 = r \left[-\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} \right], \quad (IV, 4)$$

kde $\varepsilon = \frac{e}{r}$ je poměrná excentricita.

$$\text{Převod } (-\mu_{21}) = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\rho_1}{l - \rho_1} = \frac{r \left[-\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} \right]}{rd - r \left[-\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} \right]}, \quad (IV, 5a)$$

kde $d = \frac{l}{r}$ je poměrná osová vzdálenost. Přičteme-li k tomuto výrazu $1 = \frac{d + \varepsilon \cos \varphi_1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}}{d + \varepsilon \cos \varphi_1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}}$ a -1 , dostaneme po úpravě:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{d}{d + \varepsilon \cos \varphi_1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}} - 1. \quad (IV, 5)$$

Z podmínky, že odvalené oblouky jsou na obou kolech stejné $\rho_1 d\varphi_1 = \rho_2 d\varphi_2$, plyne:

$$d\varphi_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} d\varphi_1.$$

Po dosazení z (IV,5) a po integraci je

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \left[\frac{d}{d + \varepsilon \cos \varphi_1 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}} - 1 \right] d\varphi_1. \quad (IV, 6)$$

Výraz $\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}$ můžeme rozložit^{vs} Fourierovu řadu tvaru:

$$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = \frac{b_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} b_{2k} \cos(2k\varphi_1).$$

Po dosazení do (IV,6)

$$\varphi_2 = \frac{d}{d - \frac{b_0}{2}} \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{1 + \frac{\varepsilon \cos \varphi_1 - \sum_{k=1}^{\infty} b_{2k} \cos(2k\varphi_1)}{d - \frac{b_0}{2}}} - \varphi_1$$

$$\varphi_2 + \varphi_1 = \frac{d}{d - \frac{b_0}{2}} \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{1+x}, \quad (IV, 7)$$

kde jsme položili

$$x = \frac{\varepsilon \cos \varphi_1 - \sum_{k=1}^{\infty} b_{2k} \cos 2k\varphi_1}{d - \frac{b_0}{2}}.$$

Výraz $\frac{1}{1+x}$ si můžeme rozložit podle binomické potuchy v řadu

$$\frac{1}{1+x} = 1 - x + x^2 - x^3 + x^4 - \dots$$

Rozložením výrazů $x^2, x^3, x^4, \dots$ ve Fourierovy řady a určením jednotlivých koeficientů můžeme výraz (IV,7) přepsat v konečný tvar

$$\varphi_2 + \varphi_1 = \frac{d}{d - \frac{b_0}{2}} \int_0^{\varphi_1} (1 - x + x^2 - x^3 + x^4) d\varphi_1, \quad (IV, 8)$$

přičemž jsme zanedbali členy obsahující poměrnou excentricitu ε v páté a vyšší mocnině. Jak se dále v prováděném výpočtu přesvědčíme, je chyba nepatrná, neboť použitá řada rychle konverguje.

Za $d - \frac{b_0}{2}$ si zavedme R .

V (IV,8) je

$$x = \frac{1}{R} (\varepsilon \cos \varphi_1 - b_2 \cos 2\varphi_1 - b_4 \cos 4\varphi_1);$$

$$x^2 = \frac{1}{R^2} \left(\frac{\varepsilon^2}{2} + \frac{\varepsilon^4}{32} - \frac{\varepsilon^3}{4} \cos \varphi_1 + \frac{\varepsilon^2}{2} \cos 2\varphi_1 - \frac{\varepsilon^3}{4} \cos 3\varphi_1 + \frac{\varepsilon^4}{32} \cos 4\varphi_1 \right);$$

$$x^3 = \frac{1}{R^3} \left(-\frac{3}{16} \varepsilon^4 + \frac{3}{4} \varepsilon^3 \cos \varphi_1 - \frac{3}{8} \varepsilon^4 \cos 2\varphi_1 + \frac{\varepsilon^3}{4} \cos 3\varphi_1 - \frac{3}{16} \varepsilon^4 \cos 4\varphi_1 \right);$$

$$x^4 = \frac{1}{R^4} \left(\frac{3}{8} \varepsilon^4 + \frac{\varepsilon^4}{2} \cos 2\varphi_1 + \frac{\varepsilon^4}{8} \cos 4\varphi_1 \right);$$

$$\frac{b_0}{2} = 1 - \frac{1}{4} \varepsilon^2 - \frac{3}{64} \varepsilon^4; \quad b_2 = \frac{1}{4} \varepsilon^2 + \frac{1}{16} \varepsilon^4;$$

$$b_4 = -\frac{1}{64} \varepsilon^4;$$

(IV, 8a)

Po dosazení těchto výrazů do (IV,8), můžeme tento výraz přepsat

$$\varphi_2 = \frac{d}{R} \int_0^{\varphi_1} (\alpha_0 + \alpha_1 \cos \varphi_1 + \alpha_2 \cos 2\varphi_1 + \alpha_3 \cos 3\varphi_1 + \alpha_4 \cos 4\varphi_1) d\varphi_1 - \varphi_1 \quad (IV, 8b)$$

Hodnoty $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ jsou uvedeny v následující stati V pod označením (V,6).

Poznámka: V literatuře [2] je vzorec pro φ_2 uveden na str.155 ve tvaru:

$$\varphi_2 = \frac{1}{d - \frac{b_0}{2}} \int_0^{\varphi_1} (\alpha_0 + \alpha_1 \cos \varphi_1 + \alpha_2 \cos 2\varphi_1 + \alpha_3 \cos 3\varphi_1 + \alpha_4 \cos 4\varphi_1) d\varphi_1.$$

Porovnáním s (IV,8b) vidíme, že tento vzorec je chybný. Chybu jsem objevil, když jsem podle něho počítal a hodnoty φ_2 vycházely dosti odlišné od grafického řešení. Je to však jen chyba formální vzniklá přehlédnutím nebo chyba tisková, a není proto důvodu nedůvěřovat opravenému vztahu (IV,8b), při jehož odvození byly z této literatury použity výsledky rozkladů ve Fourierovy řady. Vzorec uvedený v literatuře [2] stačí vynásobit d a od vzniklého výrazu odečíst φ_1 . Dostáváme tak vztah (IV,8b). Výsledky, které dává vztah (IV,8b), odpovídají grafickému řešení a velmi přesně se s ním shodují. Tím nechci říci, že by grafické řešení bylo přesnější, chci tím jen poukázat na to, že výsledky, které dává závislost (IV,8b), odpovídají skutečnosti a jsou samozřejmě daleko přesnější než výsledky získané graficky.

Integrací výrazu (IV,8b) dostáváme konečný vztah pro φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{d}{R} (\alpha_0 \varphi_1 + \alpha_1 \sin \varphi_1 + \frac{\alpha_2}{2} \sin 2\varphi_1 + \frac{\alpha_3}{3} \sin 3\varphi_1 + \frac{\alpha_4}{4} \sin 4\varphi_1) - \varphi_1 \quad IV, 9)$$

Nyní se zmíníme o opravě osové vzdálenosti.

Pro osovou vzdálenost určenou vztahem (IV,2) nepočítáme ve vzorci (IV,9) všechny konstanty α_i ($i = 0,1,2,3,4$) a nepočítáme ani φ_2 pro všechny zvolené úhly φ_1 . Počítáme jen hodnoty: α_0 podle (V,2), $\frac{b_0}{2}$, R .

Dosadíme-li do (IV,9) za $\varphi_1 = \pi$, mělo by $\varphi_2 = \frac{\pi}{2}$, aby obrys kola 2 byl uzavřen. Vyjde nám však obyčejně hodnota $\varphi_2^* \neq \frac{\pi}{2}$. Utvoříme rozdíl

$$\Delta \varphi_2^* = \varphi_2^* - \frac{\pi}{2}.$$

(IV, 10)

Viz též výraz (V,3).

Z rozdílu $\Delta \varphi_2^*$ určíme opravu Δd dle vzorce (V,4).

Nová osová vzdálenost bude $d_1 \approx d + \Delta d$. S touto osovou vzdáleností provedeme opět opravu Δd_1 , která se však obyčejně značně blíží nule, takže není třeba provádět další opravu a vzít za správnou hodnotu osové vzdálenosti d_1 . Pro tuto osovou vzdálenost pak počítáme všechny potřebné hodnoty vztahu (IV,9).

Pro praktický případ, který je v této práci řešen, vyšlo:

pro $r = 42$ mm, $e = 9,5$ mm, $\varepsilon = 0,22619$

podle (IV,2)

$$d = 3,000\ 491$$

podle (V,2)

$$\alpha_0 = 1,006\ 450$$

podle (IV,8a)

$$\frac{b_0}{2} = 0,987\ 087$$

$$R = d - \frac{b_0}{2}$$

$$R = 2,013\ 404$$

podle (IV,9)

$$\varphi_2^* = 0,499\ 870\ \pi$$

podle (IV,10)

$$\Delta \varphi_2^* = 0,000\ 130\ \pi$$

podle (V,4)

$$\Delta d = -0,000\ 530$$

Novou osovou vzdálenost jsem zvolil $d_1 = d$

$d = 3,-$

Pro $d = 3,-$ vychází $\varphi_2^* = 0,499\ 996\ \pi$. Tato hodnota se od $\frac{\pi}{2}$ liší již nepatrně, a proto jsem další opravy osové vzdálenosti neprováděl (neměly by stejně praktický význam) a za směrodatnou osovou vzdálenost jsem vzal

$d = 3,-$

Pro tuto osovou vzdálenost jsem vypočetl pro 12 hodnot úhlu φ_1 vždy příslušný úhel φ_2 podle (IV,9).

Pro výpočet φ_2 podle (IV,9) činí hodnoty konstant v daném případě:

$$\begin{array}{lll} \varepsilon = 0,226\ 190 & \frac{b_0}{2} = 0,987\ 087 & R = 2,012\ 913 \\ \varepsilon^2 = 0,051\ 162 & b_2 = 0,012\ 954 & R^2 = 4,051\ 813 \\ \varepsilon^3 = 0,011\ 572 & & R^3 = 8,155\ 935 \\ \varepsilon^4 = 0,002\ 618 & b_4 = -0,000\ 041 & R^4 = 16,417\ 177 \end{array}$$

$$\alpha_0 = 1,006\ 453$$

$$\alpha_1 = -0,114\ 147$$

$$\alpha_2 = 0,012\ 948$$

$$\alpha_3 = -0,001\ 069$$

$$\alpha_4 = 0,000\ 080$$

$$\frac{\alpha_2}{2} = 0,006\ 474$$

$$\frac{\alpha_3}{3} = -0,000\ 356$$

$$\frac{\alpha_4}{4} = 0,000\ 020$$

Dosazením konstant do (IV,9) můžeme pro zvolené úhly φ_1 určit φ_2 . V tabulce II jsou pro 12 zvolených úhlů φ_1 uvedeny vypočítané hodnoty ρ_1 , ρ_2 , μ , φ_2 i dílčí výsledky (postup výpočtu je popsán ve stati V).

V této tabulce jsou uvedeny i kinematické veličiny kola 2, pro které si nyní provedeme odvození závislostí.

Známe otáčky n_1 kola 1, které jsou otáčkami hlavního hřídele stavu - $n_1 = \text{konst.}$

$$n_1 = 90 \text{ ot./min.}$$

Úhlová rychlost kola 1: $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$

$$\omega_1 = 9,42478 \text{ 1/s.}$$

Úhlová rychlost kola 2 je dána vztahem:

$$\omega_2 = \mu \omega_1 = -\frac{\rho_1}{l - \rho_1} \omega_1. \quad (\text{IV, 11})$$

Derivací závislosti (IV,11) podle času dostáváme

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -\omega_1 \frac{l}{(l - \rho_1)^2} \cdot \frac{d\rho_1}{dt}. \quad (\text{IV, 12})$$

Vyjádříme $\frac{d\rho_1}{dt}$ z obrysu excentrického kola. Dle obr.5

$$r^2 = \rho_1^2 + e^2 + 2\rho_1 e \cos \varphi_1.$$

Diferencováním dostáváme

$$0 = 2\rho_1 d\rho_1 + 2e \cos \varphi_1 d\rho_1 - 2\rho_1 e \sin \varphi_1 d\varphi_1$$

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{\rho_1 e \sin \varphi_1}{\rho_1 + e \cos \varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}. \quad (\text{IV, 13})$$

VÝSLEDKY ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ NEOKROUHLÝCH KOTOUCŮ

TABULKA II - List 1.

Poloha	φ°	$\cos \varphi$	$\sin \varphi$	$-\varepsilon \cos \varphi$	$\sin^2 \varphi$	$\varepsilon^2 \sin^2 \varphi$	$1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi$	$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi}$	$A + B$	$\rho_1 [mm]$	$\rho_2 = l - \rho_1$	$-\mu = \frac{\rho_1}{\rho_2}$
0	0	1,-	0,-	-0,22619	0,-	0,-	1,-	1,-	0,77381	32,5	93,52061	0,34752
1	15	0,96592	0,25882	-0,21848	0,06699	0,00343	0,99657	0,99829	0,77981	32,75202	93,26859	0,35116
2	30	0,86603	0,5	-0,19589	0,25	0,01279	0,98721	0,99358	0,79769	33,50298	92,51763	0,36213
3	45	0,70711	0,70711	-0,15994	0,5	0,02558	0,97442	0,98713	0,82719	34,74198	91,27863	0,38061
4	60	0,5	0,86603	-0,11309	0,75	0,03837	0,96163	0,98063	0,86754	36,43668	89,58393	0,40673
5	75	0,25882	0,96592	-0,05854	0,93300	0,04773	0,95227	0,97584	0,91730	38,52660	87,49401	0,44033
6	90	0,-	1,-	0,-	1,-	0,05116	0,94884	0,97408	0,97408	40,91136	85,10925	0,48069
7	105	-0,25882	0,96592	0,05854	0,93300	0,04773	0,95227	0,97584	1,03438	43,44396	82,57665	0,52610
8	120	-0,5	0,86603	0,11309	0,75	0,03837	0,96163	0,98063	1,09372	45,93624	80,08437	0,57360
9	135	-0,70711	0,70711	0,15994	0,5	0,02528	0,97442	0,98713	1,14707	48,17694	77,84367	0,61889
10	150	-0,86603	0,5	0,19589	0,25	0,01279	0,98721	0,99358	1,18947	49,95774	76,06287	0,65680
11	165	-0,96592	0,25882	0,21848	0,06699	0,00343	0,99657	0,99829	1,21677	51,10434	75,00627	0,68133
12	180	-1,-	0,-	0,22619	0,-	0,-	1,-	1,-	1,22619	51,5	74,52061	0,69108

Označme si: $-\varepsilon \cos \varphi_1 = A$

$$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = B$$

$$A + B = -\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = \frac{\rho_1}{r}$$

TABULKA II - List 2.

VÝSLEDKY ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ NEOKROUHLÝCH KOTOUČŮ

Poloha	$-\omega_2 \left[\frac{1}{s} \right]$	$\frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1$	$\frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1$	$(l - \rho_1)^2 [mm^2]$	$(l - \rho_1)^2 \cdot B$	$l \varepsilon \omega_1^2 \frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1$	$-\frac{C}{D} = -\varepsilon_2 \frac{B}{D}$	φ_1	$\alpha_0 \varphi_1$	$-\alpha_1 \sin \varphi_1$
0	3,27530	0,-	1,-	8746,103	8746,103	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-
1	3,30961	0,20183	0,99829	8699,032	8684,157	21463,167	2,47153	0,261799	0,263489	0,029544
2	3,41300	0,39884	0,99358	8559,560	8504,554	42413,762	4,98718	0,523599	0,526978	0,057073
3	3,58717	0,58491	0,98713	8331,783	8224,553	62200,967	7,56284	0,785398	0,790467	0,080714
4	3,83334	0,75132	0,98063	8025,275	7869,825	79897,472	10,15238	1,047197	1,053956	0,098855
5	4,15001	0,88604	0,97584	7655,200	7470,250	94223,975	12,61322	1,308997	1,317445	0,110257
6	4,53040	0,97408	0,97408	7243,576	7055,823	103586,395	14,68098	1,570796	1,580934	0,114147
7	4,95838	0,99913	0,97584	6818,895	6654,150	106250,282	15,96752	1,832596	1,844423	0,110257
8	5,40605	0,94719	0,98063	6413,511	6289,281	100726,837	16,01564	2,094395	2,107912	0,098855
9	5,83290	0,81110	0,98713	6059,642	5981,654	86254,645	14,41987	2,356194	2,371401	0,080714
10	6,19020	0,59473	0,99358	5785,565	5748,422	63245,253	11,00219	2,617994	2,634890	0,057073
11	6,42139	0,31492	0,99829	5625,945	5616,325	33489,475	5,96288	2,879793	2,898379	0,029544
12	6,51328	0,-	1,-	5553,320	5553,320	0,-	0,-	3,141593	3,161868	0,-

Označme si: $\frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1 = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = B$

$$(l - \rho_1)^2 \cdot B = D$$

$$l \varepsilon \omega_1^2 \frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1 = C$$

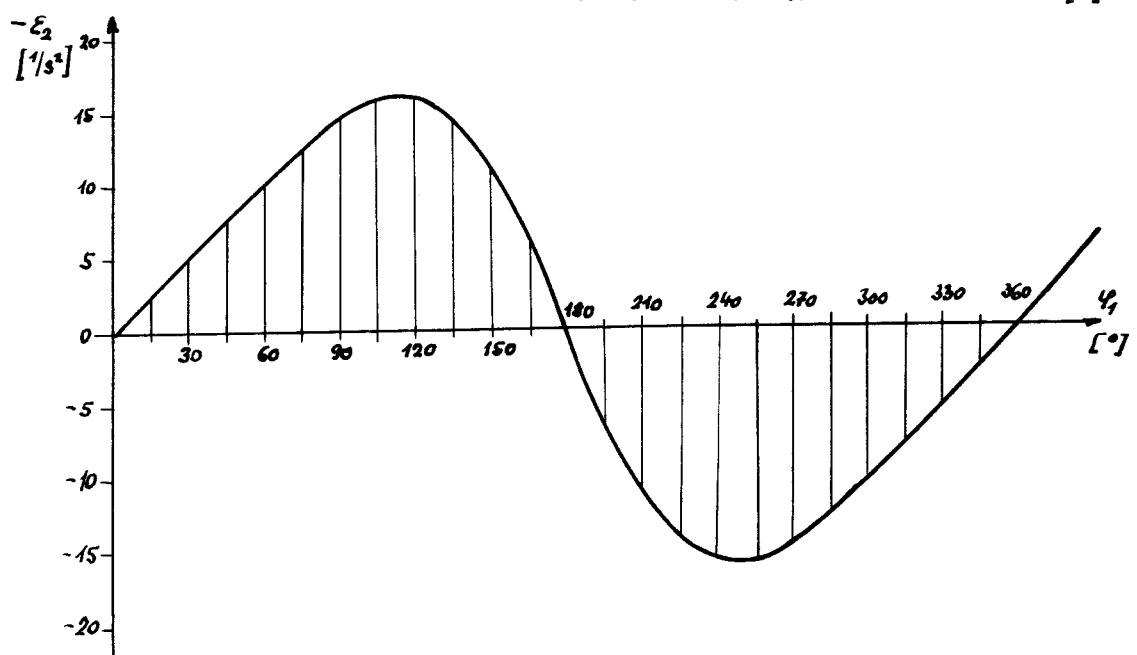
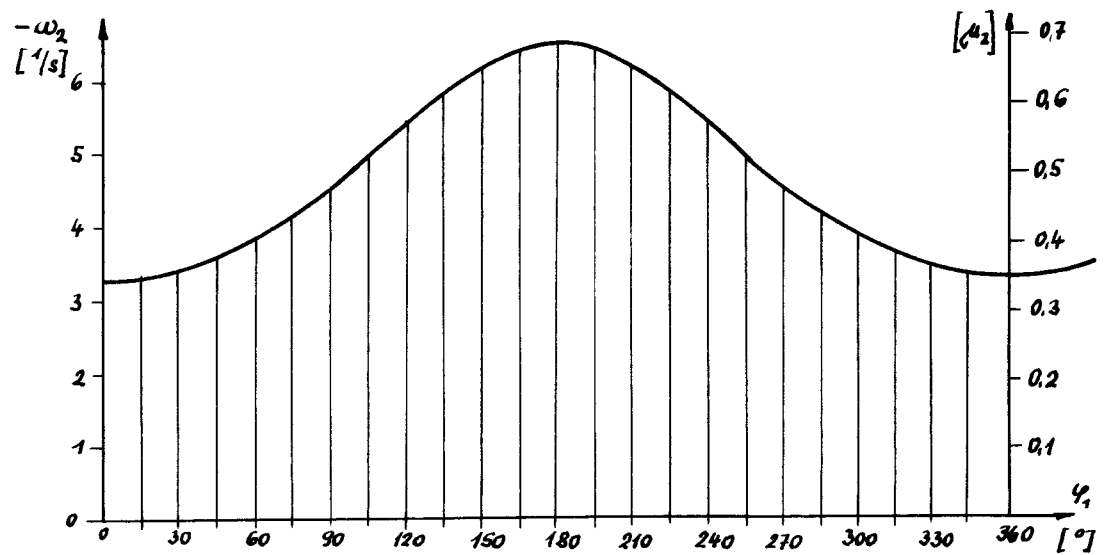
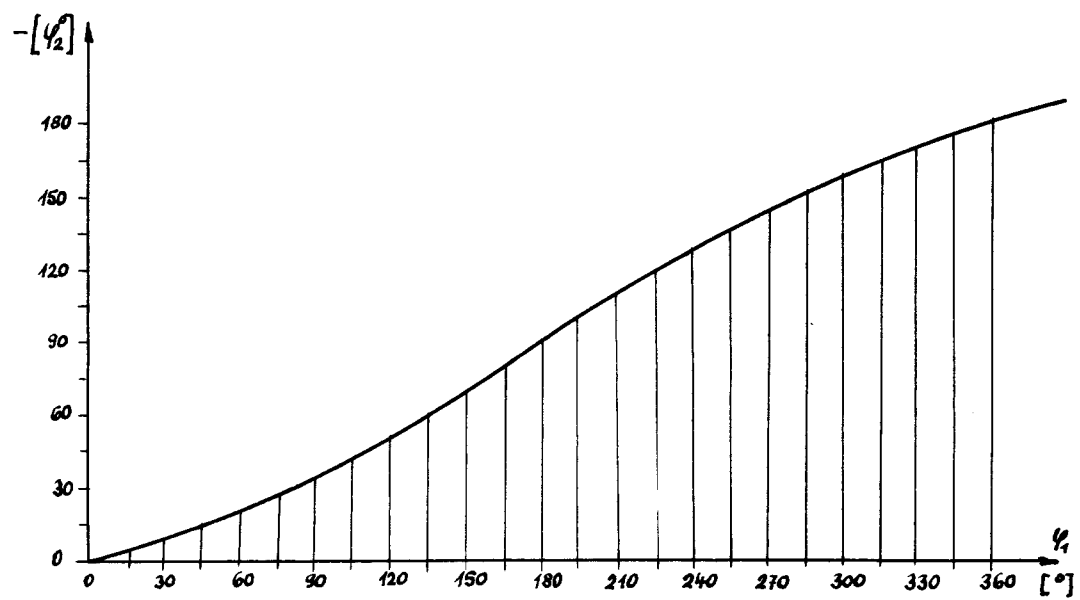
VÝSLEDKY ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ NEOKROUHLÝCH KOTOUCŮ

TABULKA II - List 3.

Poloha	$\frac{\alpha_1}{2} \sin 2\varphi$	$-\frac{\alpha_3}{3} \sin 3\varphi$	$\frac{\alpha_4}{4} \sin 4\varphi$	Σ	$F = \frac{\Sigma}{d - \frac{b_0}{2}}$	$F \cdot d$	$\varphi_2 = Fd - \varphi$	φ_2°	Poznámka
0	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0°	
1	0,003237	0,000252	0,000017	0,236947	0,117713	0,353140	0,091341	5°14'00"	
2	0,005607	0,000356	0,000017	0,475173	0,236062	0,708187	0,184588	10°34'34"	
3	0,006474	0,000252	0,-	0,715975	0,355691	1,067073	0,281675	16°08'20"	
4	0,005607	0,-	-0,000017	0,960691	0,477264	1,431793	0,384596	22°02'09"	
5	0,003237	-0,000252	-0,000017	1,210660	0,601447	1,804340	0,495343	28°22'52"	
6	0,-	-0,000356	0,-	1,467143	0,728866	2,186597	0,615800	35°16'58"	
7	-0,003237	-0,000252	0,000017	1,731198	0,860046	2,580138	0,747543	42°49'52"	
8	-0,005607	0,-	0,000017	2,003467	0,995307	2,985922	0,891527	51°04'51"	
9	-0,006474	0,000252	0,-	2,283961	1,134655	3,403964	1,047769	60°01'58"	
10	-0,005607	0,000356	-0,000017	2,571837	1,277669	3,833008	1,215014	69°36'55"	
11	-0,003237	0,000252	-0,000017	2,865329	1,423474	4,270422	1,390628	79°40'38"	
12	0,-	0,-	0,-	3,161868	1,570792	4,712377	1,570784	90°	

Označme si: $\Sigma = \alpha_0 \varphi_1 + \alpha_1 \sin \varphi_1 + \frac{\alpha_2}{2} \sin 2\varphi_1 + \frac{\alpha_3}{3} \sin 3\varphi_1 + \frac{\alpha_4}{4} \sin 4\varphi_1$

$$F = \frac{\Sigma}{d - \frac{b_0}{2}}$$



Obz. 6.

Po dosazení do (IV,12) je

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 l e \frac{\rho_1 \sin \varphi_1}{(1-\rho_1)^2 (\rho_1 + e \cos \varphi_1)} \quad (IV, 14)$$

Vydělením čitatele i jmenovatele hodnotou $\underline{r}$ upravíme výraz (IV,14) na

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 l e \frac{\frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1}{(1-\rho_1)^2 (\frac{\rho_1}{r} + e \cos \varphi_1)} \quad (IV, 15)$$

Hodnoty kinematických veličin členu 2 ($\varphi_2, \omega_2, \varepsilon_2$) jsou z tabulky II vyneseny do grafů. Viz obr.6.

Pro určení ε_2 ze vztahu (IV,15) jsou číselné hodnoty konstant: $\omega_1^2 = 88,8265 \text{ } 1/s^2$

$$l e \omega_1^2 = 106 \text{ } 342,8 \text{ } mm^2/s^2.$$

Protože v praxi odebíráme z kola 2 pouze pohyb průmětu koncového bodu kliky 11 z obr.1 do svislého směru (tento pohyb je popsán funkcí $x = r(1 - \cos \varphi_2)$, kde $\underline{x}$ je dráha průmětu bodu kliky o poloměru r do svislého směru), vynesl jsem do grafu (obr.7) také dráhu $x = 1 - \cos \varphi_2$ pro poloměr kliky $r = 1 \text{ m}$.

Rychlost příslušná dráze $\underline{x}$ je dána derivací $\underline{x}$ podle času

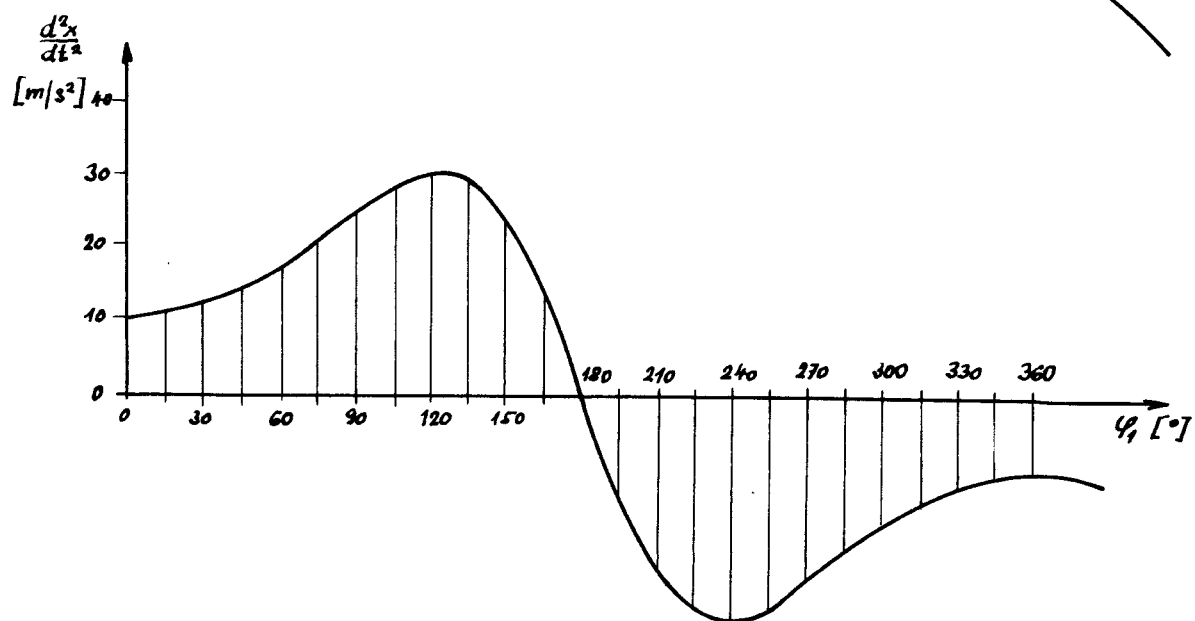
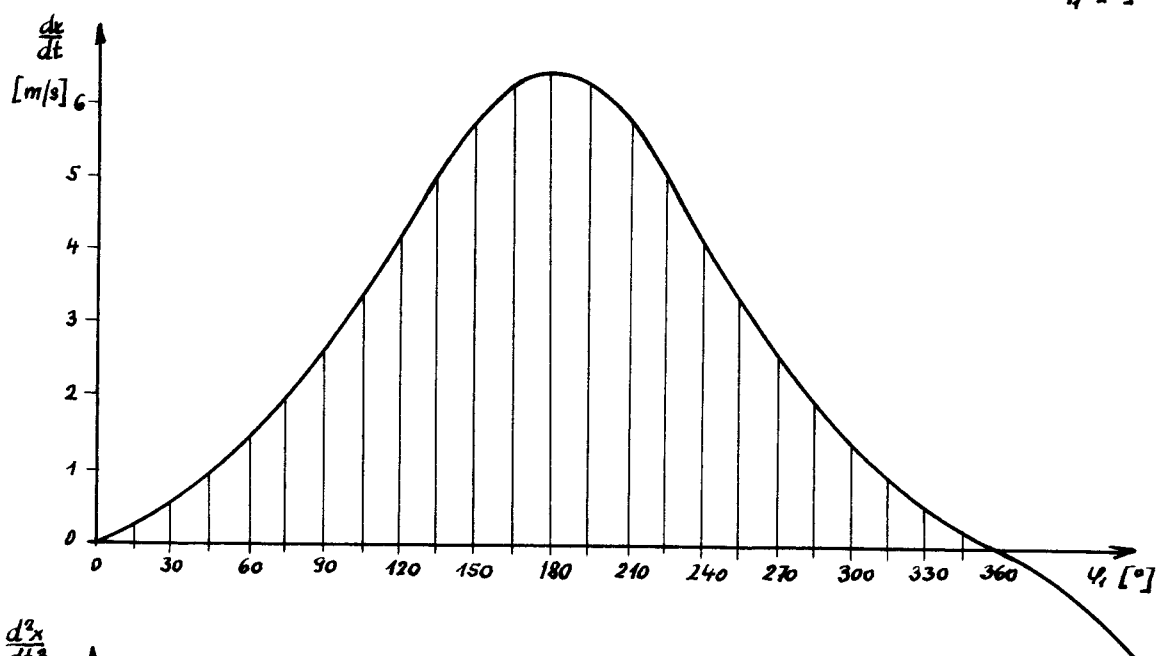
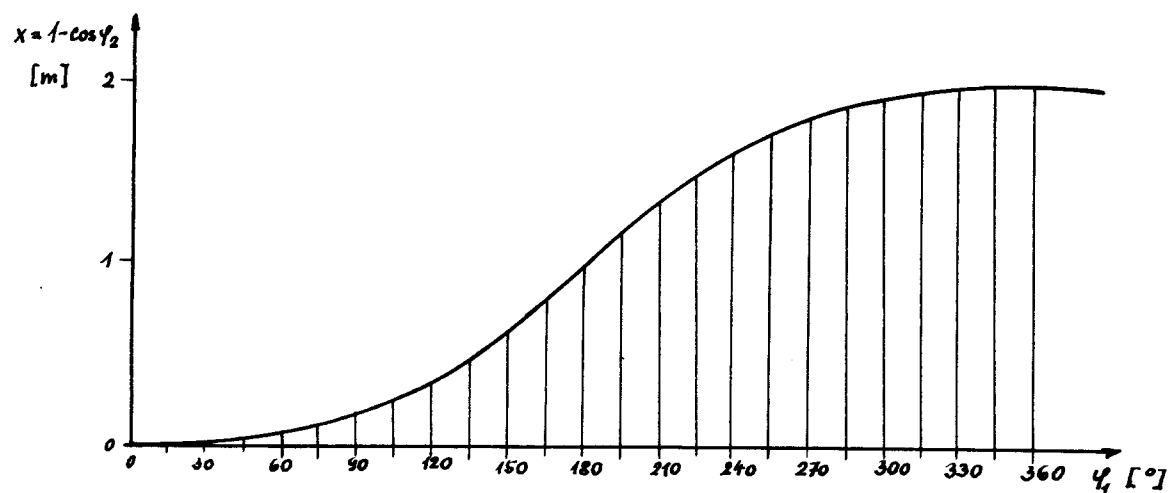
$$\frac{dx}{dt} = \sin \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \sin \varphi_2 \quad (IV, 16)$$

Zrychlení je dáno druhou derivací $\underline{x}$ podle času

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dt} \right) = \omega_2^2 \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 \sin \varphi_2 \quad (IV, 17)$$

Poznámka: Úhel φ_2 je třeba do těchto vzorců dosazovat záporný, neboť φ_2 měříme v opačném smyslu než φ_1 !!

Dále poznáme, že se tyto průběhy velmi shodují s průběhy kinematických veličin na platině (stahovacím háku) 14 z obr. 1.



Обр. 7.

V. SMĚRNICE PRO NORMATIVNÍ VÝPOČET NEOKROUHLÝCH
KOTOUČŮ ČLUNKOVÝCH ZÁMĚN

Výpočet platí pro neokrouhlé kotouče, z nichž jeden kotouč je dán jako excentrické kruhové ozubené kolo. Určujeme tvar druhého kotouče, jeho střed otáčení a osovou vzdálenost.

Excentrické kolo je dáno:

- 1) poloměrem roztečné kružnice r
- 2) excentricitou e .

Podle účelu, ke kterému má soukolí neokrouhlých kotoučů sloužit, volíme (nebo je dán) střední převodový poměr μ_s . U člunkových záměn je střední převodový poměr dán technologií tkaní a činí $\mu_s = \frac{1}{2}$. Zaveďme si hodnotu $n = \frac{1}{\mu_s}$, tj. reciproční hodnota středního převodu. Ta je v našem případě $n = 2$ a značí: otočí-li se hnací excentrické kolo o 2 otáčky, otočí se neokrouhlé kolo 2 (někdy nepřesně zvané eliptické) o 1 otáčku.

Zaveďme si poměrnou excentricitu $\varepsilon = \frac{e}{r}$

Přístupme k výpočtu. Odvození vztahů a bližší popis je proveden ve statí IV.

Dáno: r ; e (ε); n .

Počítáme: $\rho_1, \rho_2, \varphi_2$ pro jednotlivé úhly φ_1 na excentrickém kole a osovou vzdálenost l .

Tvar kola 2 se nedá vyjádřit jednoduchou funkcí. Vyjádříme jej proto tabelárně v polárních souřadnicích.

Určíme si kolik bodů m chceme znát na kole 2. Určíme číslo $p = \frac{m}{4}$. Interval úhlu $\varphi_1^\circ \in \langle 0, 180^\circ \rangle$ rozdělíme na p stejných dílů, každý díl měří $\frac{180^\circ}{p}$. Úhly φ_1° měřené od spojnice os O_1, O_2 si označíme $0^\circ; \frac{180^\circ}{p}; 2 \cdot \frac{180^\circ}{p}; 3 \cdot \frac{180^\circ}{p}; \dots; (p-1) \cdot \frac{180^\circ}{p}; p \cdot \frac{180^\circ}{p} = 180^\circ$.

Pro tyto úhly φ_1° budeme počítat hodnoty $\rho_1, \rho_2, \varphi_2$ a budeme je zapisovat do tabulky. Do tabulky je vhodné zapisovat i dílčí výsledky.

Výpočet je nejlépe provádět na kalkulačním

počítacím stroji. Při výpočtu postupujeme po sloupcích.

Uvedené schema by bylo možno přizpůsobit i pro programový samočinný počítací stroj.

Příklad tabulky:

φ_1	$\cos \varphi_1$	$\sin \varphi_1$	$-\varepsilon \cos \varphi_1$	...	ρ_1	...	ρ_2	...
0°								
$\frac{180^\circ}{P}$								
$2 \cdot \frac{180^\circ}{P}$								
$\vdots$								
180°								

Viz též tabulku II.

Průvodič ρ_1 na excentrickém kole 1 je dán vztahem (IV,4)

$$\rho_1 = [-\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}] \cdot r$$

Z tabulek goniometrických funkcí si určíme $\cos \varphi_1$ a $\sin \varphi_1$ pro všechny uvažované úhly φ_1° a zapíšeme do tabulky. Dále provádíme částečné výpočty v rozsahu, jaký nám dovolí počítací stroj. Výsledky těchto částečných výpočtů zapisujeme do tabulky, abychom je v dalším výpočtu mohli použít.

Při výpočtu ρ_1 můžeme např. postupovat takto:

Máme určeny hodnoty $\cos \varphi_1$, $\sin \varphi_1$.

Vypočteme výraz $(-\varepsilon \cos \varphi_1)$.

Vypočteme $\varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1$, dále $1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1$; odmocníme $\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}$.

Provedeme součet $(-\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1})$ a ten vynásobíme hodnotou r .

Všechny částečné výpočty provádíme vždy pro celý sloupec, tj. pro všechny hodnoty úhlů φ_1° .

Podobně jako v případě výpočtu ρ , postupujeme i v jiných výpočtech. Na výpočtáři záleží jaký postup si zvolí, aby byl nejekonomičtější s ohledem na použitý druh počítačového stroje.

Po výpočtu ρ , musíme nejdříve určit osovou vzdálenost. Budeme určovat poměrnou osovou vzdálenost $d = \frac{l}{r}$.

Pro poměrnou osovou vzdálenost platí přibližný vztah (IV,2):

$$d \approx (1+n) \left[1 - \frac{(n-2)\varepsilon^2}{4n} + \frac{(-3n^3+2n^2+12n+24)\varepsilon^4}{64n^3} \right].$$

Nyní se přesvědčíme, zda osová vzdálenost d vyhovuje podmínce: otočí-li se excentrické kolo 1 o úhel $\varphi_1 = \pi$, musí se otočit kolo 2 o úhel $\varphi_2 = \frac{\pi}{n}$, aby tvar polodie kola 2 byla uzavřená křivka.

Určíme úhel φ_2^* , který přísluší vypočtené hodnotě d a úhlu $\varphi_1 = \pi$ ze vztahu

$$\varphi_2^* = \left[\frac{d\alpha_0}{R} - 1 \right] \pi, \quad (V, 1)$$

$$\text{kde } \alpha_0 = 1 + \frac{1}{R^2} \left(\frac{\varepsilon^2}{2} + \frac{\varepsilon^4}{32} \right) + \frac{3}{16} \frac{\varepsilon^4}{R^3} + \frac{3}{8} \frac{\varepsilon^4}{R^4}, \quad (V, 2)$$

$$R = d - \frac{b_0}{2}, \quad \frac{b_0}{2} = 1 - \frac{\varepsilon^2}{4} - \frac{3}{64} \varepsilon^4.$$

$$\text{Vypočteme rozdíl } \Delta \varphi_2^* = \varphi_2^* - \frac{\pi}{n} \quad (V, 3)$$

mezi úhlem φ_2^* příslušným hodnotě d a požadovaným úhlem $\varphi_2 = \frac{\pi}{n}$:

$$\Delta \varphi_2^* = \left(\frac{d\alpha_0}{R} - 1 - \frac{1}{n} \right) \pi.$$

Z rozdílu $\Delta \varphi_2^*$ určíme opravu Δd z přibližného vzorce

$$\Delta d = - \frac{R^2}{\frac{b_0}{2} \cdot \alpha_0} \cdot \frac{\Delta \varphi_2^*}{\pi} \quad (V, 4)$$

$$\Delta d = - \frac{R^2}{\frac{b_0}{2} \alpha_0} \cdot \left[\frac{d\alpha_0}{R} - \frac{n+1}{n} \right]. \quad (V, 5)$$

Nová osová vzdálenost $d_1 = d + \Delta d$; stejně jako pro $\underline{d}$ kontrolujeme $\Delta \varphi_2^*$, a Δd_1 i pro osovou vzdálenost d_1 . Jestliže Δd_1 je dostatečně malé (podle toho s jakou přesností chceme osovou vzdálenost znát), vezmeme za směrodatnou osovou vzdálenost hodnotu d_1 .

Je-li Δd_1 velké, určíme $d_2 = d_1 + \Delta d_1$, a opět stejně jako předešle kontrolujeme $\Delta \varphi_2^*$, Δd_2 atd. Obvykle již po první opravě vychází osová vzdálenost dostatečně přesná.

Konečnou osovou vzdálenost označíme $\underline{d}$; $l = r \cdot d$.

Přístupme k určení ρ_2 pro všechny úhly φ_1 :

$$\rho_2 = l - \rho_1.$$

Převod je dán vztahem

$$\mu = -\frac{\rho_1}{\rho_2}.$$

Tvar kola 2 určíme tabelárně v polárních souřadnicích. Ke každému zvolenému úhlu pootočení kola 1 φ_1 máme určen průvodič ρ_2 a k němu nyní určíme úhel pootočení φ_2 .

Pro φ_2 platí vztah (IV,9)

$$\varphi_2 = \frac{d}{R} \left(\alpha_0 \varphi_1 + \alpha_1 \sin \varphi_1 + \frac{\alpha_2}{2} \sin 2 \varphi_1 + \frac{\alpha_3}{3} \sin 3 \varphi_1 + \frac{\alpha_4}{4} \sin 4 \varphi_1 \right) - \varphi_1.$$

Konstanty ve vzorci (IV,9) jsou dány:

$$R = d - \frac{b_0}{2};$$

$$\alpha_0 = 1 + \frac{1}{R^2} \left(\frac{\varepsilon^2}{2} + \frac{\varepsilon^4}{32} \right) + \frac{3}{16} \frac{\varepsilon^4}{R^3} + \frac{3}{8} \frac{\varepsilon^4}{R^4};$$

$$\alpha_1 = - \left[\frac{\varepsilon}{R} + \varepsilon^3 \left(\frac{1}{4R^2} + \frac{3}{4R^3} \right) \right];$$

$$\alpha_2 = \frac{b_2}{R} + \frac{\varepsilon^2}{2R^2} + \varepsilon^4 \left(\frac{3}{8R^3} + \frac{1}{2R^4} \right);$$

$$\alpha_3 = -\varepsilon^3 \left(\frac{1}{4R^2} + \frac{1}{4R^3} \right);$$

$$\alpha_4 = \frac{b_4}{R} + \varepsilon^4 \left(\frac{1}{32R^2} + \frac{3}{16R^3} + \frac{1}{8R^4} \right);$$

(V, 6)

Další konstanty:

$$\frac{b_0}{2} = 1 - \frac{\varepsilon^2}{4} - \frac{3}{64}\varepsilon^4; \quad b_2 = \frac{\varepsilon^2}{4} + \frac{\varepsilon^4}{16}; \quad b_4 = -\frac{\varepsilon^4}{64}.$$

Postup výpočtu:

Nejdříve určíme postupně konstanty $\varepsilon, \varepsilon^2, \varepsilon^3, \varepsilon^4, \frac{b_0}{2}, b_2, b_4, R, R^2, R^3, R^4, \alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$.

Z tabulek hodnot $\arccos \varphi^\circ$ a z tabulek goniometrických funkcí najdeme pro všechny úhly φ_1° : φ_1 (v obloukové míře), $\sin 2\varphi_1$; $\sin 3\varphi_1$; $\sin 4\varphi_1$ ($\sin \varphi_1$ jsme již našli pro výpočet ρ_1). Všechny hodnoty φ_1 násobíme konstantou α_0 , hodnoty $\sin \varphi_1$ konstantou α_1 atd (dle vztahu (IV,9)). Jednotlivé sčítance sečteme (pozor na znaménka!), součet vynásobíme $\frac{d}{R}$ a od tohoto částečného výsledku odečteme φ_1 (v obloukové míře) a dostáváme φ_2 (v obloukové míře). Podle tabulek hodnot $\arccos \varphi^\circ$ určíme úhel φ_2° ve stupních, minutách a vteřinách.

Tímto jsme určili tvar kola 2 a osovou vzdálenost l kol 1 a 2.

Určení kinematických veličin kola 2.

Dáno: Otáčky excentrického kola 1 $n_1 = \text{konst.}$ jsou otáčkami hlavního hřídele stavu.

Úhlová rychlost excentrického kola $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$.

Úhlové zrychlení excentrického kola $\varepsilon_1 = 0$.

Úhlová rychlost ω_2 kola 2 je dána výrazem

(IV,11)

$$\omega_2 = \mu \omega_1$$

Úhlové zrychlení ε_2 kola 2 je dáno výrazem

(IV,14)

$$\varepsilon_2 = -l\omega_1^2 \frac{\frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1}{(l-\rho_1)^2 \left(\frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1 \right)}.$$

Kinematické veličiny ω_2, ε_2 počítáme pro všechny zvolené úhly φ_1° podobným způsobem jako při určování tvaru kola 2, přičemž některé částečné výsledky lze použít i pro výpočet ω_2, ε_2 . Jsou to např.

hodnoty $\frac{\rho_1}{r}; \varepsilon \cos \varphi_1; \frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1 = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1};$
($l - \rho_1$).

VI. KINEMATICKÉ POMĚRY CELÉHO MECHANIZMU
ČLUNKOVÉ ZÁMĚNY

Kinematické řešení celého mechanismu je rozděleno na 4 části; při řešení je použito hodnot z tab.II:

- a) Řešení čtyřkloubového mechanismu 11,12,13 s připojenou platinou 14.
- b) Převod kinematických veličin bodu C platiny 14 na výkyvnou páku 6.
- c) Řešení čtyřkloubového mechanismu přírazu bidla.
- d) Dvojpaprskovou konstrukcí řešení kinematických veličin bidlenu (člunečníku) 8, přičemž bylo použito hodnot získaných ve statí IV a uvedených v tabulce II.

Ad a) Řešení je provedeno na obr.8 - listy 1 - 7 (na volném listě).

Na obr. 8 - 1 je provedeno přemístění mechanismu do 24 poloh, čímž získáme průběh dráhy bodu C na platině 14 v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele, tj. také na čase, neboť úhlová rychlost hlavního hřídele je konstantní. Pro první přiblížení jsem provedl dvojí grafickou derivaci dráhy podle času, a tím jsem získal průběh rychlosti a zrychlení bodu C. Tyto hodnoty jsem v dalším opravil hodnotami rychlosti a zrychlení, které jsem získal grafickým kinematickým řešením mechanismu v jednotlivých polohách.

Mechanismus je na rozdíl od obr.1 označen 2,3,4,5,6 podle obr.8-2. Pro řešení kinematických veličin na členu 4 jsem použil základního rozkladu:

$$31 = 37 + 71,$$

kde 7 je základní prostor.

Podle základního rozkladu platí pro rychlosti:

$$\vec{V}_{41}^B \equiv \vec{V}_{31}^B = \vec{V}_{37} + \vec{V}_{71} \quad (VI, 1)$$

Pro zrychlení platí:

$$\vec{a}_{41}^B \equiv \vec{a}_{31}^B = \vec{a}_{37} + \frac{\vec{a}_{71}}{\vec{a}_A}, \quad \vec{a}_C = 0 \quad (VI, 2)$$

Směry x, y jsou označeny na obr.8-2.

Po zjištění kinematických veličin na 4 jsem přistoupil k řešení kinematických veličin bodu C na 5. Je použito opět základního rozkladu:

$$51 = 58 + 81,$$

kde 8 je základní prostor.

Pro rychlosti platí

$$\vec{v}_{51}^c = \vec{v}_{58} + \vec{v}_{81} \quad (VI, 3)$$

Pro zrychlení platí:

$$\vec{a}_{51}^c = \vec{a}_{58} + \vec{a}_{81} \quad ; \quad a_c = 0 \quad (VI, 4)$$

Směry u, w jsou označeny v obr.8-2.

Pro řešení bylo použito měřítek (modulů)

$$\alpha = 500$$

$$\beta = 100$$

$$\gamma = 20.$$

Řešení je provedeno pro 12 bodů. Jednotlivá řešení jsou provedena na obr.8-list 2-7.

Průběhy kinematických veličin bodu C v závislosti na poloze hlavního hřídele (na úhlu pootočení) jsou znázorněny na obr.8-1. Srovnej tento průběh s průběhem kinematických veličin na obr.7.

Ad b) Převod kinematických veličin bodu C na páku 6 je proveden pouze přepočtem v poměru dráhy bodu C ku dráze bodu F na 6, neboť členy, které tento pohyb zprostředkovávají jsou ve střední poloze záměny vzájemně rovnoběžné, popř. na sebe kolmé a výkyvy i rychlosti těchto členů jsou malé. Grafickou konstrukcí jsem zjistil, že chyba není větší než 3%.

Poznámka: Pro přepočet udejme, že dráha bodu F na 6 (odpovídá zdvihu člunků při záměně - tento zdvih je při dvoučlunkové záměně $z=32\text{mm}$) je v našem případě 4krát menší než dráha bodu C. V tomto poměru jsou zmenšeny kinematické veličiny bodu C. Kinematické veličiny bodu F na 6 jsou uvedeny v tabulce III.

Ad c) Čtyřkloubový mechanismus přírazu bidla je řešen metodou popsanou v literatuře [3]. Je to metoda grafickoanalytická.

Postup řešení:

Daný mechanismus si nakreslíme např. ve 12 polohách. V každé poloze si odměříme úsečku $x = \overline{A_0 P_{42}}$ a úhel ψ (je to úhel mezi těhlicí $\overline{AB}$ a Bobillierovou přímkou, která je totožná v tomto případě se spojnicí pólů P_{31}, P_{42}).

Z těchto hodnot vypočítáme

převod $\mu = \frac{x}{x+d}, \quad (VI, 5)$

úhlovou rychlost bidla 4 $\omega_{41} = \mu \omega_{21}, \quad (VI, 6)$

úhlové zrychlení bidla 4 $\varepsilon_{41} = \omega_{21}^2 \mu (1-\mu) \cotg \psi. \quad (VI, 7)$

Pro krajní polohy bidla počítáme úhlové zrychlení ε_{41} dle vztahu

$$\varepsilon_{41} = \pm \omega_{21}^2 \frac{\overline{A_0 A}}{\overline{B_0 B}} \left[\frac{\overline{A_0 A}}{\overline{AB}} \pm 1 \right] \frac{1}{\sin \gamma}, \quad (VI, 8)$$

kde $\gamma = \angle ABB_0$. Kladná znaménka přísluší pravé krajní poloze bidla (poloha 6), záporná levé krajní poloze bidla.

Na obr.9 (na volném listě) jsou graficky určeny hodnoty x a ψ pro polohu 1. Hodnoty pro ostatní polohy jsou v tabulce IV, kde jsou také uvedeny kinematické veličiny bidla $\omega_{41}, \varepsilon_{41}$. Veličiny $\omega_{41}, \varepsilon_{41}$ jsou graficky znázorněny v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele na obr.10.

Ad d) Pro řešení kinematických veličin bidlenu (člunečníku) 8 si musíme ještě určit kinematické veličiny bodu K na tělese 4:

$$V_{41}^K = \overline{O_{41} K} \cdot \omega_{41}; \quad a_{41t}^K = \overline{O_{41} K} \cdot \varepsilon_{41}; \quad \overline{O_{41} K} = 1090 \text{ mm.}$$

Tyto veličiny jsou uvedeny v tabulce III.

Při dvojpaprskové konstrukci kinematických veličin bodu K na tělese 8 použijme těchto rozpisů pro bod K:

Pro rychlost:

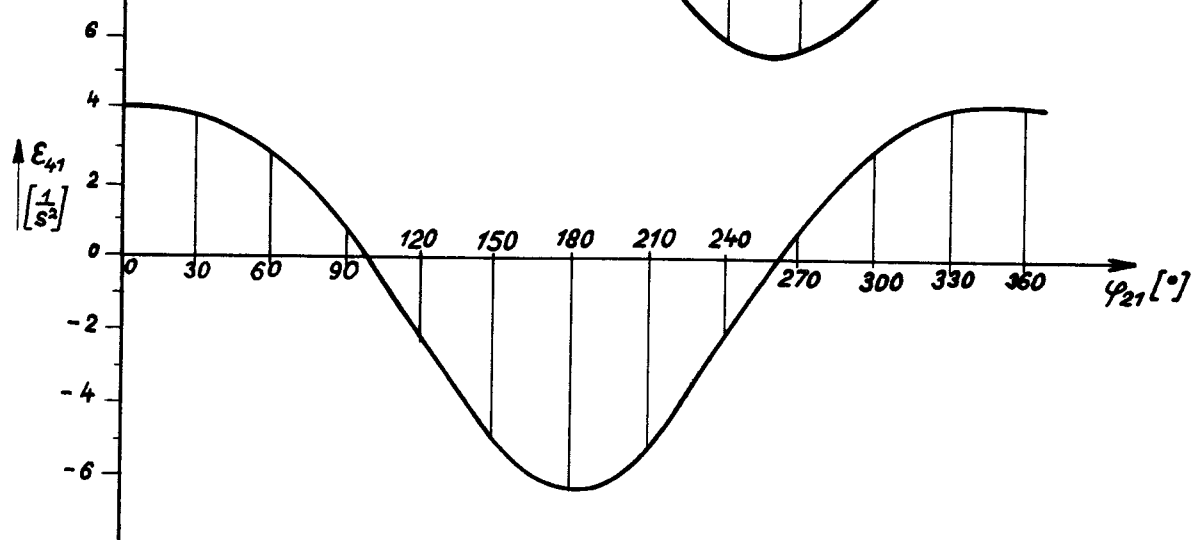
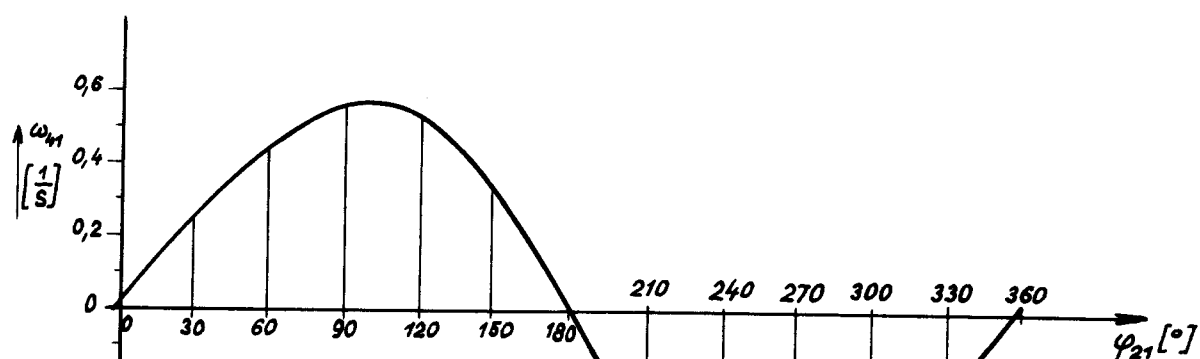
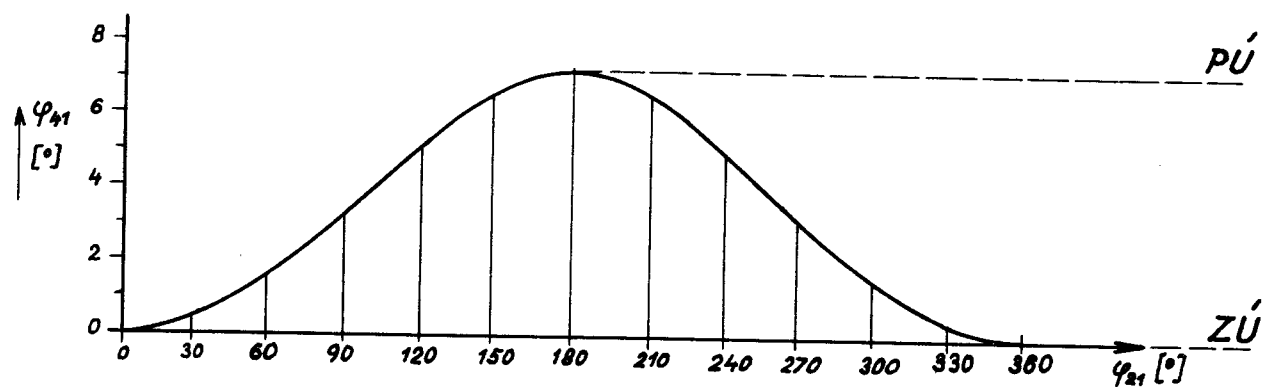
$$\begin{aligned} \vec{V}_K &= \vec{V}_{KF} + \vec{V}_F \\ \vec{V}_K &\equiv \vec{V}_{81}^K = \vec{V}_{84}^K + \vec{V}_{41}^K \end{aligned} \quad (VI, 9)$$

ŘEŠENÍ ČTYŘKLOUBOVÉHO MECHANIZMU PŘÍRAZU BIDLÁ

TABULKA IV

Poloha	x	d+x	$\mu = \frac{x}{x+d}$	$\omega_{21} = \mu \omega_2$	$1 - \mu$	ψ	$\cotg \psi$	ε_{21}	φ_{21}
0	1,2	328,2	0,0037	0,035	0,9963	4 30	12,706	4,15	7°11'
1	9,8	336,8	0,0291	0,274	0,9709	32 50	1,550	3,89	6°38'
2	16,6	343,6	0,0482	0,454	0,9518	55 10	0,696	2,84	5°29'
3	21,0	348,0	0,0603	0,568	0,9397	81 00	0,158	0,80	3°47'
4	19,5	346,5	0,0563	0,531	0,9437	-64 00	-0,488	-2,31	1°59'
5	12,0	339,0	0,0354	0,334	0,9646	-31 00	-1,664	-5,05	0°33'
6	0	327	0	0				-6,24	0°
7	-12,0	315,0	-0,0381	-0,359	0,9619	32 10	1,590	-5,18	0°37'
8	-18,8	308,2	-0,0610	-0,575	0,9390	68 00	0,404	-2,06	2°11'
9	-19,6	307,4	-0,0638	-0,601	0,9362	-86 45	-0,057	0,30	4°08'
10	-14,7	312,3	-0,0470	-0,443	0,9530	-49 30	-0,854	3,40	5°46'
11	-7,0	320,0	-0,0219	-0,206	0,9781	-24 40	-2,177	4,14	6°52'

 $\overline{A_0B_0}d = 327 \text{ mm}$ (odměřeno z obr. 9) - ve skutečnosti $A_0B_0 = 1635 \text{ mm}$.Vzdálenosti $x = A_0P_{k2}$ jsou odměřeny z obr. 9.Úhlová rychlost $\omega_{21} = 9,42 \text{ } 1/s$ $\omega_{21}^2 = 88,83 \text{ } 1/s^2$



Obr. 10.

Rychlosti $\vec{V}_F \equiv \vec{V}_{61}^F$ a $\vec{V}_{41}^K$ jsou známy. V průsečíku směrů rychlostí $\vec{V}_{KF}$ a $\vec{V}_{84}$ se nachází koncový bod rychlosti $\vec{V}_K$.

Pro zrychlení:

$$\begin{aligned} \bar{a}_K &= \bar{a}_{KF} + \bar{a}_F \\ \bar{a}_K &\equiv \bar{a}_{81}^K = \bar{a}_{84}^K + \bar{a}_{41}^K + \bar{a}_C; \quad a_C = 2v_{84}\omega_{41} \end{aligned} \quad (VI, 10)$$

Zrychlení $\bar{a}_F$; $\bar{a}_{KF}$; $\bar{a}_{41}$; $\bar{a}_C$ (kolmé na $\vec{V}_{84}$, směr zjistíme otočíme-li $\vec{V}_{84}$ ve směru ω_{41}) známe. V průsečíku směrů zrychlení $\bar{a}_{KF}$; $\bar{a}_{84}$ je koncový bod zrychlení $\bar{a}_K$.

Kinematické veličiny v_{81}^K , a_{81}^K jsou řešeny pro 12 poloh mechanismu na obr.11 - list 1,2 (na volném listě).

Při řešení byly použity tyto moduly (měřítka): $\alpha = 200$

$$\beta = 50$$

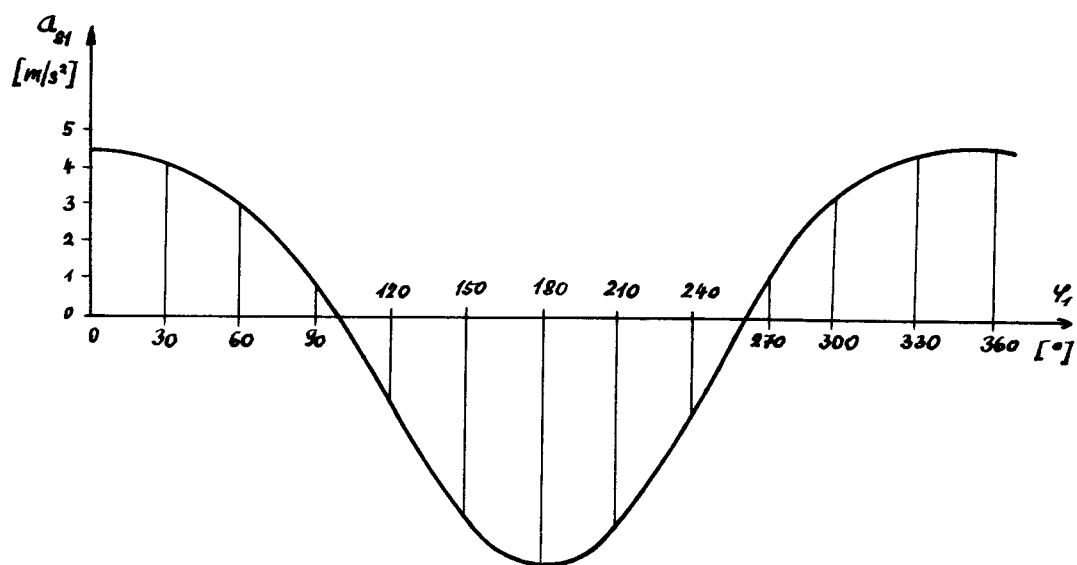
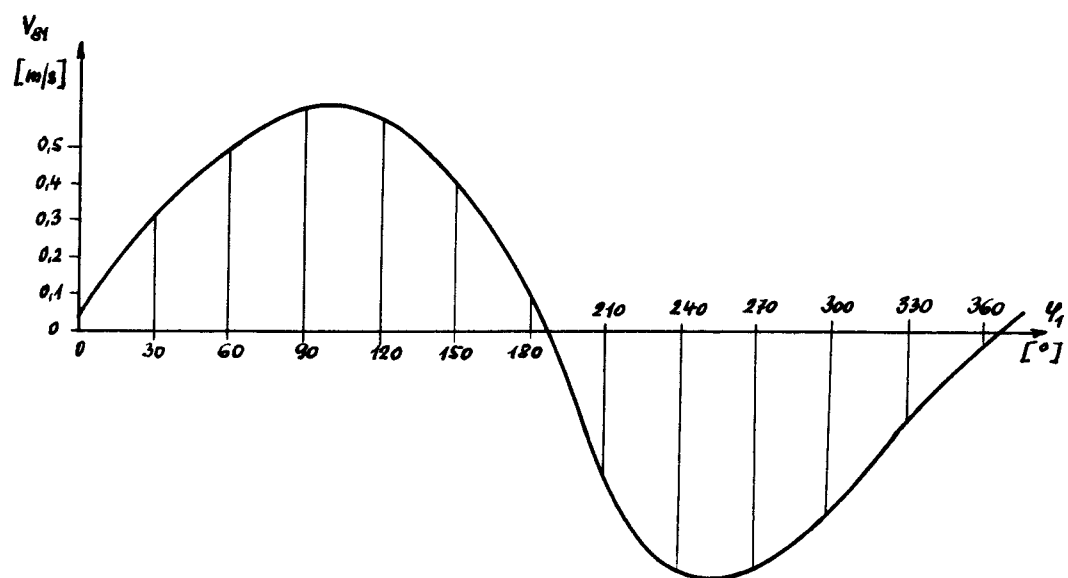
$$\gamma = 12,5.$$

Hodnoty veličin v_{81}^K , a_{81}^K , v_{84} , a_{84} jsou uvedeny v tabulce III a graficky znázorněny v závislosti na poloze kliky 2 hlavního hřídele na obr. 12 a 13.

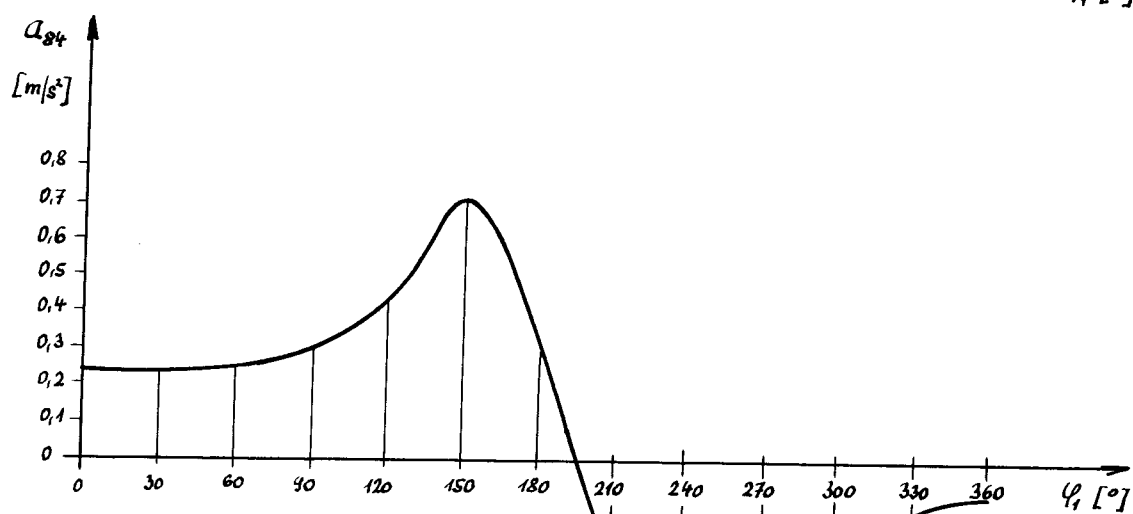
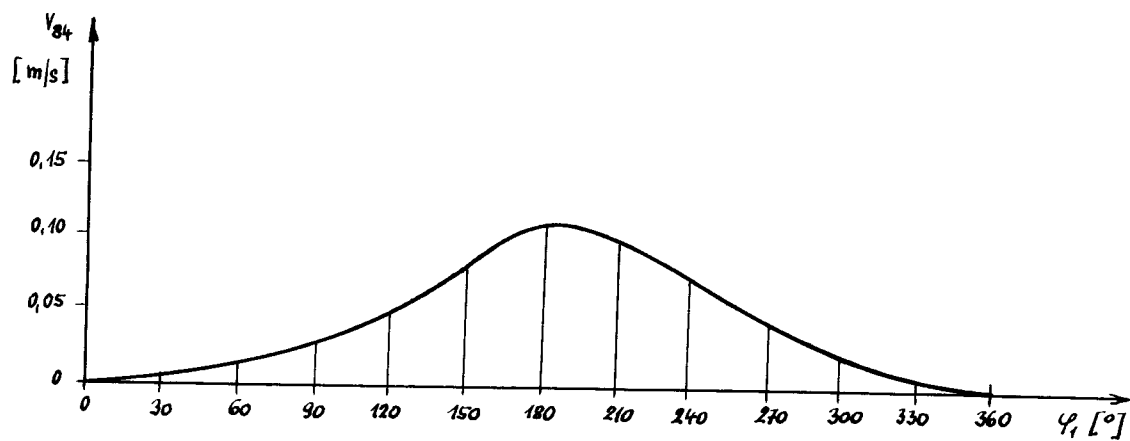
TABULKA III

$v [m/s]$
 $a [m/s^2]$

Poloha	v_{61}^F	a_{61t}^F	v_{41}^K	a_{41t}^K	v_{81}^K	a_{81}^K	v_{84}	a_{84}
0	0,000	0,13	0,04	4,50	0,04	4,45	0,000	0,24
1	0,007	0,15	0,30	4,20	0,30	4,20	0,010	0,22
2	0,015	0,21	0,49	3,10	0,49	3,10	0,010	0,24
3	0,032	0,34	0,62	0,87	0,61	0,86	0,030	0,24
4	0,050	0,40	0,58	-2,50	0,58	-2,44	0,046	0,30
5	0,090	0,60	0,36	-5,50	0,36	-5,55	0,076	0,72
6	0,110	0,18	0,-	-6,80	0,11	-6,80	0,110	0,32
7	0,100	-0,34	-0,39	-5,70	-0,41	-5,75	0,100	-0,27
8	0,080	-0,50	-0,64	-2,30	-0,65	-2,58	0,076	-0,56
9	0,055	-0,44	-0,67	0,33	-0,67	1,00	0,052	-0,55
10	0,030	-0,32	-0,49	3,80	-0,49	3,84	0,040	-0,32
11	0,016	-0,25	-0,23	4,60	-0,24	4,60	0,018	-0,14
12	0,004	-0,24	0,04	4,63	0,04	4,65	0,000	-0,10



Обр. 12.



VII. POSOUZENÍ MECHANISMU ČLUNKOVÉ ZÁMĚNY
SE ZŘETELEM K DANÉ TECHNOLOGII TKANÍ

Podle výsledků řešení vyplývá, že se zřetelem k dané technologii tkaní mechanismus člunkové záměny vyhovuje.

Z obr.7 a 8-1 vidíme, že klidová doba je dobrá. Hodnota Δs činí asi 10% z celkového zdvihu. Vzhledem k tomu, že hodnota Δs (což je v podstatě odchylka člunku od tkací roviny) je pouze na počátku prohozu člunků, kdy člunek teprve do prošlupu nabíhá, nemůže tato hodnota při tkaní vadit. Jak se člunek blíží ke středu osnovy, blíží se úchylka člunku od tkací roviny rychle k nule.

Srovnáme-li např. tento mechanismus s mechanismem záměny nového stavu RSJ, vidíme, že mechanismus stavu RSJ má klidovou dobu daleko větší (hodnota Δs je menší). Velká klidová doba je však na úkor větší maximální rychlosti a zrychlení, neboť bidlen (člunečník) musíme posunout o zdvih $z = 32 \text{ mm}$ (urychlit a zbrzdit) v kratší době než u starého mechanismu.

Rychlosti i zrychlení vycházejí na mechanismu člunkové záměny velmi malé. Na celkovém zrychlení bidlenu (člunečníku) má převážný podíl zrychlení od přírazového mechanismu bidla. I tak maximální celkové zrychlení na bidlenu nedosahuje při $n = 90 \text{ ot./min.}$ a dvoučlunkové záměně ani 10 m/s .

VIII. ÚPRAVY A OPATŘENÍ NA MECHANISMU ČLUNKOVÉ
ZÁMĚNY S OHLEDEM NA MOŽNOSTI ZVÝŠENÍ
OTÁČEK STROJE

Současná výroba stuhařských žakárských stavů v n.p. Stuhy a prýmky nebude schopna v dohledné době vyrobít tolik nových stavů RSJ, aby se staré žakárské stuhařské stavy daly vyřadit. Znamená to, že se na nich bude ještě několik let vyrábět, popř., že se na nich budou provádět generální opravy.

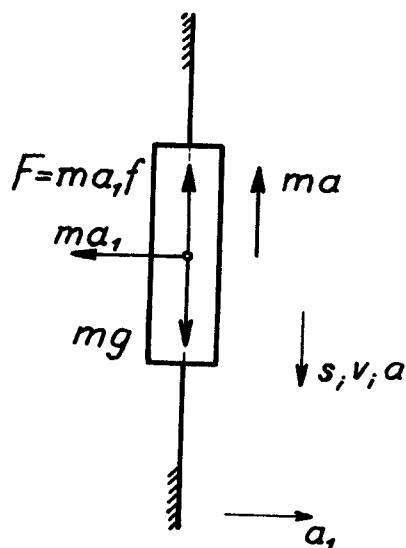
Při provádění generálních oprav by stálo za to provést některé úpravy, které by umožnily zvýšit počet otáček a tím i výkon těchto stavů.

Podle vyjádření pracovníků n.p. Stuhy a prýmky není nějaké převratné zvýšení otáček u těchto stavů možné. Při vyšších otáčkách doznává bidlen (člunečník) velkých deformací, a tím se snižuje jeho životnost. Maximální možné otáčky stavu s dvoučlunkovou záměnou by mohly být asi 120 ot./min. I pro toto nevelké zvýšení otáček by stálo za to provést některé úpravy, které by však nesměly být příliš nákladné.

a) Úprava vedení bidlenu.

Při vyšších otáčkách nestačí bidlen vlastní vahou spadnout za čas, který je k tomu vymezen technologií tkaní.

Řešme bidlen jako těleso uložené ve svislém kluzném vedení a padající vlastní vahou, přičemž je brzděno smykovou silou úměrnou dynamické síle vyvolané převážně zrychlením přírazového mechanismu bidla. Pro zjednodušení uvažujme, že dynamická síla je stále kolmá na vedení (v praxi se to tomu- to případu velmi blíží), a že je stále konstantní (vezmeme maximální sílu). Viz obr.14. Buďme si vědomi, že do řešení nezahrnujeme síly vzniklé pružnými deformacemi bidlenu (toto přesné řešení by bylo obtížné), neboť tento předpoklad nám umožní vysvětlit rozpor mezi výsledkem řešení a skutečností.



Obr. 14.

Píšme rovnici rovnováhy podle obr.14

$$ma = mg - ma,f$$

$$a = g - a,f$$

kde $a, \dots$ je zrychlení přírazu bidla

$g \dots$ je zrychlení tíže

$a \dots$ je zrychlení skutečného pohybu

$f \dots$ je součinitel tření ve vedení bidlenu.

(VIII,1)

Předpokládejme podle předchozího řešení, že při $n = 120$ ot./min. je zrychlení $a,$

Součinitel tření f volíme

Podle (VIII,1)

$$a = 9,81 - 0,2 \cdot 13 = 7,2 \text{ m/s}^2.$$

$$a, = 13 \text{ m/s.}$$

$$f = 0,2.$$

Předpokládáme-li, že a je během otáčky hlavního hřídele konstantní, plyne dvojí integrací pro dráhu

$$s = \frac{1}{2} at^2.$$

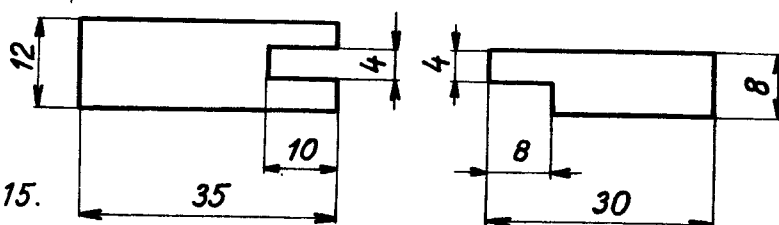
(VIII, 2)

Čas, za který se musí pohyb uskutečnit, odpovídá polovině otáčky hlavního hřídele, tj. při $n = 120$ ot./min. $t = 0,25$ s.

Proběhnutá dráha bidlenu za tuto dobu je

$$s = \frac{1}{2} \cdot 720 \cdot \frac{1}{16} = 22,5 \text{ cm.}$$

Pro dvoučlunkovou záměnu potřebujeme dráhu 3,2 cm, čili z výpočtu dráhy s by plynulo, že by měl bidlen padat ještě v daleko kratším čase. Jestliže při vyšších otáčkách nepadá, je to třeba připisovat tomu, že se bidlen příliš deformuje a v nedostatečně tuhém obdélníkovém vedení bidlenu (viz obr.15) dochází k příčení, a tím k zadrhávání bidlenu.



Obr. 15.

Podle výkresu DP - 03 00 je navrženo nové kruhové vedení, které je solidněji provedeno než vedení staré, a které nedává takovou možnost přičení jako vedení obdélníkové.

V případě, že by i potom bidlen v dané době nestačil spadnout, musil by se zespodu opatřit tažnými pružinami, které by jej stahovaly dolů. Mechanismus záměny by však byl více namáhán.

b) Úprava platiny (stahovacího háku).

Nevýhodou starého mechanismu záměny oproti mechanismu záměny stavu RSJ je, že platiny nepříjdou do záběru v úvrati, kdy jejich relativní rychlost je nulová, a kdy zrychlení je minimální (viz obr.7 a 8-1). Platiny musí při provozu vykonat určitý relativní pohyb než přijdou do záběru, čímž jejich relativní rychlost vzroste z nuly na určitou hodnotu a zrychlení je větší než v úvrati. Tato okolnost znamená při vyšších otáčkách nepříjemný ráz.

Proto bylo mou snahou navrhnout platinu (stahovací hák) takovou, aby dráha, kterou musí proběhnout než se setká se spoluzabírající platinou, byla co nejmenší, a tím kinematické veličiny co nejbližší veličinám v úvrati. Návrh platiny je proveden na výkrese DP - 01 24. Bylo by nejlepší, kdyby platina byla co nejmělkčí, ale přitom dostatečně pevná a vždy spolehlivá v provozu, to znamená, aby za všech okolností zabrala s druhou platinou, dal-li k tomu žákár pokyn. Nejvhodnější tvar platiny by se získal odzkoušením v praxi.

c) Grafickým řešením jsem získal poznatky důležité pro seřízení:

α) Nejvhodnější je, když bidlo kývá souměrně podle svislé polohy. To se dá seřídít délkou těhlice.

β) Je nejlepší, když závěsný bod F táhla 7 na páce 6 (táhlo 7 zvedá bidlen 8) je na svislici procházející závěsným bodem E bidla 4.

V tomto případě je dráha člunků (složená z přírazu bidla a ze záměny) souměrná vzhledem k vodorovné rovině a tkací rovina pak bude vodorovná. Viz obr.16a.

Jestliže bod F je umístěn od svislice vlevo (v obr.16b méně, v obr.16c více), nebude obecná traektorie člunků souměrná kolem vodorovné roviny a tkací rovina musí být příslušně skloněná. Obr. 16a,b,c jsou na volném listě.

V závodě jsem se přesvědčil, že tyto poznatky jsou při seřizování stavu respektovány.

d) Určité těžkosti při vyšších otáčkách by mohlo způsobovat neokrouhlé kolo, které je hrubě a nepřesně odlité a téměř neopracované. První možností jak dosáhnout přesnějších rozměrů neokrouhlého kola by bylo: věnovat větší péči výrobě modelu i zaformování. Toto však je jen východisko z nouze.

Vhodnější by bylo nalézt novou technologii výroby neokrouhlých kotoučů, která by však s sebou nesla nepochybně zvýšení výrobní ceny.

O výrobě neokrouhlých kotoučů bude ještě zmínka ve statí X. Zde jen uveďme možnost přesného lití (do skořepin, tlakové lití do kokil).

IX. NÁHRADA NEOKROUHLÝCH KOTOUČŮ ČLUNKOVÝCH
ZÁMĚN TŘEMI EXCENTRICKÝMI KOLY S MALOU
EXCENTRICITOU

V literatuře [1] na str.63 je podán důkaz, že dvě stejná excentrická kruhová kola mohou spolu s určitou nepřesností zabírat, jestliže excentricita je velmi malá, asi do $\varepsilon = 0,1$. V dalším se nebude tímto důkazem zabývat a přistoupíme k výpočtu excentrických kol s malou excentricitou pro náhon člunkové záměny stuhařského žakárského stavu. Tento způsob náhonu záměny je použit u stavu západoněmecké firmy Reinshagen.

Dvě stejná spoluzabírající excentrická kola s malou excentricitou by nám nedávala potřebný převod /potřebnou klidovou dobu/, a proto musíme za sebou zařadit tři stejná kola, jejichž převody se násobí. Střední převod těchto tří kol je $\mu_s = 1$. Pro funkci záměny je třeba, aby záměna měla poloviční otáčky než má hlavní hřídel. Proto musíme buď před nebo za excentrická kola zařadit stálý převod $\mu_s = \frac{1}{2}$. Těchto pět kol tvoří celý náhon záměny. Všech pět kol je kruhových, takže se dají velmi lehce vyrobit. Tato výhoda však dalece kompenzuje nevýhodu, že se muselo použít o tři kola více. Další nevýhodou je, že spoluzabírající excentrická kola nemají přesný záběr. O tom se však více dovíme z výpočtů.

Excentrická kola jsou dána:

1/ poloměrem roztečné kružnice r

2/ excentricitou e ,

poměrná excentricita $\varepsilon = \frac{e}{r}$.

Střední převod $\mu_s = 1$.

$r = 60 \text{ mm}$

$e = 6 \text{ mm}$

$\varepsilon = 0,1$

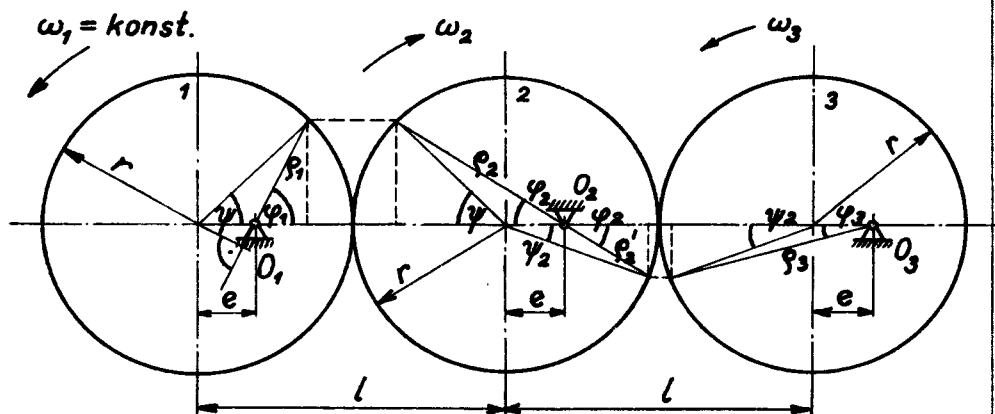
Všechny výpočty budeme provádět pro dvanáct poloh kola 1. Výsledné hodnoty i částečné výsledky jsou uvedeny v tabulce V.

Určeme si převod μ_1 mezi koly 1 a 2. Za tím účelem si spočítáme nejprve průvodič kola 1 ρ_1 . Z obr.17 vyplývá:

$$\rho_1 = -e \cos \varphi_1 + \sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}, \quad \text{jinak také}$$

$$\rho_1 = [-e \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}] \cdot r = (A + B) \cdot r, \quad (\text{IX}, 1)$$

kde $A = -\varepsilon \cos \varphi_1$; $B = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}$. Viz tabulku V.



Obr. 17.

Z podmínky, že odvalené oblouky jsou stejné /zde platí jen přibližně, neboť roztečné kružnice jsou jen přibližně polodíemi/, vyplývá /viz obr.17/:

$$\rho_1 \sin \varphi_1 = \rho_2 \sin \varphi_2 = r \sin \psi \quad (\text{IX}, 2)$$

Z (IX,2) a z rovnice obrysu kola 2

$$r^2 = \rho_2^2 + e^2 - 2\rho_2 e \cos \varphi_2 \quad (\text{IX}, 3)$$

lze odvodit vztah pro úhel φ_2

$$\cotg \varphi_2 = \frac{e + r \cos \psi}{r \sin \psi}. \quad (\text{IX}, 4)$$

Tento vztah plyne rovněž přímo z obr.17. Vykrácením vztahu (IX,4) hodnotou r dostáváme

$$\cotg \varphi_2 = \frac{\varepsilon + \cos \psi}{\sin \psi}. \quad (\text{IX}, 4a)$$

Pro úhel ψ platí z (IX,2)

$$\sin \psi = \frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1 = (A + B) \sin \varphi_1. \quad (\text{IX}, 5)$$

Pomocí úhlu φ_2 vypočítáme průvodič kola 2 ρ_2 podle obr.17

$$\rho_2 = [\varepsilon \cos \varphi_2 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2}] \cdot r = (A_2 + B_2) \cdot r. \quad (\text{IX}, 6)$$

Sečtením $\rho_1 + \rho_2$ vidíme, že při stálé osové vzdálenosti bude mezi koly 1,2 v jednom okamžiku maximální radiální vůle asi 0,6 mm, která se během

jedné otáčky zmenší zase téměř na nulu.

Převodový poměr mezi koly 1 a 2 vyjádříme podle přibližné závislosti

$$-\mu_1 = \frac{\rho_1}{\rho_2}.$$

(IX, 7)

Dále si provedme podle teorie uvedené ve statích IV a V výpočet kola 2, jakoby bylo neokrouhlým kotoučem, přičemž kolo 1 je excentrickým kolem. Srovnáním těchto výsledků s výsledky podle vzorce (IX,4a) a (IX,6) můžeme usuzovat na to, jak se skutečná polodie /obecná křivka/ liší od roztečné kružnice.

Výpočtem vychází poměrná osová vzdálenost $\underline{d}$ /po první opravě/ osová vzdálenost l^*

$$d = 2,005$$

$$l^* = 120,3 \text{ mm.}$$

Konstanty pro výpočet φ_2 podle vzorce (IV,9) mají tyto hodnoty:

$$\begin{aligned} \frac{b_0}{2} &= 0,997\ 500 & R &= 1,007\ 500 & \alpha_0 &= 1,004\ 984 \\ b_2 &= 0,002\ 506 & R^2 &= 1,015\ 056 & \alpha_1 &= -0,100\ 235 \\ b_4 &= -0,000\ 002 & R^3 &= 1,022\ 669 & \frac{\alpha_2}{2} &= 0,003\ 749 \\ & & R^4 &= 1,030\ 339 & \frac{\alpha_3}{3} &= -0,000\ 164 \\ & & & & \frac{\alpha_4}{4} &= 0,000\ 004 \end{aligned}$$

Polární souřadnice neokrouhlého kotouče 2 ρ_2^* , φ_2^* jsou uvedeny v tabulce V. Jejich porovnáním s polárními souřadnicemi kružnice ρ_2, φ_2 plyne, že se obecná polodie liší jen nepatrně od kružnice. V úhlu φ_2 není úchylka větší než $9'$, v průvodiči ρ_2 0,3 mm.

Pro určení převodu μ_2 mezi koly 2 a 3 musíme nejdříve znát průvodič ρ_2' na kole 2. Pro ρ_2' platí podle obr.17 závislost

$$\rho_2' = [-\varepsilon \cos \varphi_2 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2}] \cdot r = (-A_2 + B_2) \cdot r. \quad (IX, 8)$$

Nyní počítáme obdobně jako při určování převodu μ_1 :

Pro φ_3 platí vztah

$$\cotg \varphi_3 = \frac{\varepsilon + \cos \psi_2}{\sin \psi_2}, \quad (IX, 9)$$

SOUKOLÍ EXCENTRICKÝCH KOL S MALOU EXCENTRICITOU

TABULKA V - List 1.

Poloha	φ_1°	$\cos \varphi_1$	$\sin \varphi_1$	$-\varepsilon \cos \varphi_1$	$\varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1$	$1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1$	$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}$	$A + B$	$\rho_1 [mm]$	$\sin \psi$	$\cos \psi$	$\varepsilon + \cos \psi$
0	0	1,-	0,-	-0,1	0,-	1,-	1,-	0,9	54,-	0,-	1,-	1,1
1	15	0,96592	0,25882	-0,09659	0,00067	0,99933	0,999665	0,90307	54,184	0,23373	0,97230	1,07230
2	30	0,86603	0,5	-0,08660	0,00250	0,99750	0,998750	0,91215	54,729	0,45607	0,88995	0,98995
3	45	0,70711	0,70711	-0,07071	0,00500	0,99500	0,997497	0,92679	55,607	0,65534	0,75533	0,85533
4	60	0,5	0,86603	-0,05	0,00750	0,99250	0,996240	0,94624	56,774	0,81947	0,57312	0,67312
5	75	0,25882	0,96592	-0,02588	0,00933	0,99067	0,995290	0,96941	58,164	0,93637	0,35102	0,45102
6	90	0,-	1,-	0,-	0,01	0,99	0,994987	0,99499	59,699	0,99499	0,09997	0,19997
7	105	-0,25882	0,96592	0,02588	0,00933	0,99067	0,995290	1,02117	61,270	0,98637	-0,16454	-0,06454
8	120	-0,5	0,86603	0,05	0,00750	0,99250	0,996240	1,04624	62,774	0,90608	-0,42310	-0,32310
9	135	-0,70711	0,70711	0,07071	0,00500	0,99500	0,997497	1,06821	64,092	0,75534	-0,65534	-0,55534
10	150	-0,86603	0,5	0,08660	0,00250	0,99750	0,998750	1,08535	65,121	0,54268	-0,83994	-0,73994
11	165	-0,96592	0,25882	0,09659	0,00067	0,99933	0,999665	1,09626	65,775	0,28373	-0,95890	-0,85890
12	180	-1,-	0,-	0,1	0,-	1,-	1,-	1,1	66,-	0,-	-1,-	-0,9

Označme si: $-\varepsilon \cos \varphi_1 = A$

$$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = B$$

$$A + B = -\varepsilon \cos \varphi_1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = \frac{\rho_1}{r}$$

SOUKOLÍ EXCENTRICKÝCH KOL S MALOU EXCENTRICITOU

TABULKA V - List 2.

Poloha	$\cotg \varphi_2$	$-\varphi_2$	$\sin(-\varphi_2)$	$\cos(-\varphi_2)$	$\varepsilon \cos \varphi_2$	$\varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2$	$1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2$	$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2}$	$A + B$	$\rho_2 [mm]$	$\rho_1 + \rho_2$
0	$+\infty$	0°	0,-	1,-	0,1	0,-	1,-	1,-	1,1	66,-	120,-
1	4,58777	$12^\circ 17' 47''$	0,21297	0,97706	0,09771	0,00045	0,99955	0,99977	1,09748	65,849	120,033
2	2,17061	$24^\circ 44' 08''$	0,41843	0,90825	0,09082	0,00175	0,99824	0,99912	1,08995	65,397	120,126
3	1,30517	$37^\circ 27' 32''$	0,60819	0,79380	0,07938	0,00370	0,99630	0,99815	1,07753	64,652	120,259
4	0,82141	$50^\circ 35' 51''$	0,77271	0,63476	0,06348	0,00597	0,99403	0,99701	1,06049	63,629	120,404
5	0,48167	$64^\circ 16' 53''$	0,90094	0,43395	0,04339	0,00812	0,99188	0,99593	1,03933	62,360	120,524
6	0,20098	$78^\circ 38' 10''$	0,98040	0,19704	0,01970	0,00961	0,99039	0,99518	1,01489	60,893	120,592
7	-0,06543	$93^\circ 44' 37''$	0,99787	-0,06529	-0,00653	0,00996	0,99004	0,99501	0,98848	59,309	120,579
8	-0,35659	$109^\circ 37' 33''$	0,94191	-0,33588	-0,03359	0,00887	0,99113	0,99555	0,96197	57,718	120,492
9	-0,73522	$126^\circ 19' 27''$	0,80568	-0,59235	-0,05923	0,00649	0,99351	0,99675	0,93751	56,251	120,343
10	-1,36349	$143^\circ 44' 36''$	0,59140	-0,80638	-0,08064	0,00350	0,99650	0,99825	0,91761	55,057	120,178
11	-3,02717	$161^\circ 43' 10''$	0,31367	-0,94953	-0,09495	0,00098	0,99902	0,99951	0,90455	54,237	120,049
12	$-\infty$	180°	0,-	-1,-	-0,1	0,-	1,-	1,-	0,9	54,-	120,-

Označme si: $\varepsilon \cos \varphi_2 = A_2$

$$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2} = B_2$$

$$A_2 + B_2 = \varepsilon \cos \varphi_2 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2} = \frac{\rho_2}{r}$$

TABULKA V - List 3.

SOUKOLÍ EXCENTRICKÝCH KOL S MALOU EXCENTRICITOU

Poloha	$\alpha_0 \varphi_1$	$-\alpha_1 \sin \varphi_1$	$\frac{\alpha_2}{2} \sin 2\varphi_1$	$-\frac{\alpha_3}{3} \sin 3\varphi_1$	$\frac{\alpha_4}{4} \sin 4\varphi_1$	Σ	F	$\varphi_2 = F - \varphi_1$	φ_2°	$-\mu_1 = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$
0	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0°	0,81818
1	0,263104	0,025943	0,001874	0,000116	0,000004	0,238923	0,475473	0,213674	12° 14' 34"	0,82286
2	0,526209	0,050117	0,003247	0,000164	0,000004	0,479179	0,953599	0,430000	24° 38' 14"	0,83687
3	0,789312	0,070877	0,003749	0,000116	0,-	0,722068	1,436965	0,651567	37° 19' 55"	0,86010
4	1,052418	0,086807	0,003247	0,-	-0,000004	0,968854	1,928086	0,880889	50° 28' 16"	0,89227
5	1,315522	0,096819	0,001874	-0,000116	-0,000004	1,220689	2,429257	1,120260	64° 11' 10"	0,93273
6	1,578624	0,100235	0,-	-0,000164	0,-	1,478553	2,942417	1,371621	78° 35' 17"	0,98039
7	1,841708	0,096819	-0,001874	-0,000116	0,000004	1,743135	3,468949	1,636353	93° 45' 22"	1,03307
8	2,104836	0,086807	-0,003247	0,-	0,000004	2,014786	4,009571	1,915176	109° 43' 53"	1,08761
9	2,367940	0,070877	-0,003749	0,000116	0,-	2,293198	4,563626	2,207432	126° 28' 36"	1,13940
10	2,631044	0,050117	-0,003247	0,000164	-0,000004	2,577512	5,129423	2,511429	143° 53' 39"	1,18280
11	2,894148	0,025942	-0,001874	0,000116	-0,000004	2,866211	5,703956	2,824163	161° 48' 45"	1,21193
12	3,157248	0,-	0,-	0,-	0,-	3,157248	6,283145	3,141552	179° 59' 52"	1,22222

Označme si: $\Sigma = \alpha_0 \varphi_1 + \alpha_1 \sin \varphi_1 + \frac{\alpha_2}{2} \sin 2\varphi_1 + \frac{\alpha_3}{3} \sin 3\varphi_1 + \frac{\alpha_4}{4} \sin 4\varphi_1$

$$F = \frac{d \cdot \Sigma}{d - \frac{b_0}{2}}$$

SOUKOLÍ EXCENTRICKÝCH KOL S MALOU EXCENTRICITOU

TABULKA V - List 4.

Poloha	$l - \rho_1$	$l'' - \rho_1$	$-A_2 + B_2$	$\rho_2' [mm]$	$\sin \psi_2$	$\cos \psi_2$	$\varepsilon + \cos \psi_2$	$\cotg \varphi_3$	φ_3°	$\sin \varphi_3$
0	66,-	66,3	0,9	54,-	0,-	1,-	1,1	+	0°	0,-
1	65,816	66,116	0,902067	54,126	0,192113	0,981373	1,081373	5,628838	10°04'26"	0,174918
2	65,271	65,571	0,908299	54,498	0,380060	0,924960	1,024960	2,696837	20°20'42"	0,347672
3	64,393	64,693	0,918769	55,126	0,558786	0,829313	0,929313	1,663093	31°01'05"	0,515308
4	63,226	63,526	0,933534	56,012	0,721351	0,692570	0,792570	1,098730	42°18'24"	0,673098
5	61,836	62,136	0,952538	57,152	0,858180	0,513349	0,613349	0,714709	54°26'47"	0,813571
6	60,301	60,601	0,975478	58,529	0,956359	0,292193	0,392193	0,410090	67°42'07"	0,925223
7	58,730	59,030	1,001538	60,092	0,999405	0,034487	0,134487	0,134567	82°20'09"	0,991067
8	57,226	57,526	1,029142	61,749	0,969359	-0,245647	-0,145647	-0,150251	98°32'41"	0,988901
9	55,908	56,208	1,055984	63,359	0,850785	-0,525514	-0,425514	-0,500143	116°34'18"	0,894375
10	54,879	55,179	1,078888	64,733	0,638054	-0,769992	-0,669992	-1,050055	136°23'55"	0,689637
11	54,225	54,525	1,094461	65,668	0,343300	-0,939225	-0,839225	-2,444582	157°45'08"	0,378613
12	54,-	54,3	1,1	66,-	0,-	-1,-	-0,9	-∞	180°	0,-

Označme si: $-A_2 + B_2 = -\varepsilon \cos \varphi_2 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2} = \frac{\rho_2'}{r}$

SOUKOLÍ EXCENTRICKÝCH KOL S MALOU EXCENTRICITOU

TABULKA V - List 5.

Poloha	$\cos \varphi_3$	$\varepsilon \cos \varphi_3$	$1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_3$	$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_3}$	$A_3 + B_3$	ρ_3 [mm]	$-\mu_2 = \frac{\rho_2'}{\rho_3}$	μ_1, μ_2	$l - \rho_2'$	$-\omega_2 \left[\frac{1}{s} \right]$	$\frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1 (l - \rho_1)^2 \cdot B$	
0	1,-	0,1	1,-	1,-	1,1	66,-	0,81818	0,6694	66,-	8,182	0,-	4356,-
1	0,984583	0,098458	0,999694	0,99985	1,09831	65,899	0,82132	0,6758	65,876	8,229	0,2337	4330,24
2	0,937617	0,093762	0,998791	0,99940	1,09316	65,590	0,83089	0,6953	65,502	8,369	0,4561	4255,00
3	0,857004	0,085700	0,997345	0,99867	1,08437	65,062	0,84728	0,7287	64,874	8,601	0,6553	4136,05
4	0,739553	0,073955	0,995469	0,99773	1,07168	64,301	0,87109	0,7772	63,988	8,923	0,8195	3982,45
5	0,581464	0,058146	0,993381	0,99668	1,05483	63,290	0,90302	0,8423	62,848	9,327	0,9364	3805,62
6	0,379425	0,037942	0,991440	0,99571	1,03365	62,019	0,94373	0,9252	61,471	9,804	0,9950	3617,96
7	0,133367	0,013337	0,990178	0,99508	1,00841	60,505	0,99317	1,0260	59,908	10,331	0,9864	3432,93
8	-0,148582	-0,014858	0,990221	0,99510	0,98024	58,814	1,04990	1,1419	58,251	10,876	0,9061	3262,46
9	-0,447315	-0,044731	0,992001	0,99599	0,95126	57,076	1,11008	1,2648	56,641	11,394	0,7553	3117,83
10	-0,724156	-0,072416	0,995244	0,99762	0,92520	55,512	1,16611	1,3793	55,267	11,828	0,5427	3007,92
11	-0,925555	-0,092555	0,998567	0,99928	0,90673	54,404	1,20704	1,4628	54,332	12,119	0,2837	2939,32
12	-1,-	-0,1	1,-	1,-	0,9	54,-	1,22222	1,4938	54,-	12,222	0,-	2916,-

Označme si: $\varepsilon \cos \varphi_3 = A_3$

$$\frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1 = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} = B$$

$$\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_3} = B_3$$

$$(l - \rho_1)^2 \cdot B = D$$

$$A_3 + B_3 = \varepsilon \cos \varphi_3 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_3} = \frac{\rho_3}{r}$$

$$l \varepsilon \omega_1^2 \frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1 = l \varepsilon \omega_1^2 \sin \psi = C$$

$$-\varepsilon_2 = -\frac{C}{D}$$

SOUKOLÍ EXCENTRICKÝCH KOL S MALOU EXCENTRICITOU

TABULKA V - List 6.

Poloha	$le\omega_1^2 \frac{\rho_2}{r} \sin \varphi_1$	$-\varepsilon_2 \left[\frac{1}{s^2} \right]$	$\omega_3 \left[\frac{1}{s} \right]$	$(l - \rho_2')^2 B_2$	C_2	$\frac{C_2}{D_2}$	$\varepsilon_2 \mu_2$	$\varepsilon_3 \left[\frac{1}{s^2} \right]$	φ_4°	$\mu_4 = \mu_c$	$\omega_4 \left[\frac{1}{s} \right]$	$\varepsilon_4 \left[\frac{1}{s^2} \right]$
0	0,-	0,-	6,694	4356,-	0,-	0,-	0,-	0,-	0°	0,3347	3,347	0,-
1	16868,42	3,895	6,758	4338,66	9389,15	2,164	3,199	5,363	5°02'13"	0,3379	3,379	2,681
2	32921,21	7,737	6,953	4286,75	19212,46	4,482	6,429	10,911	10°10'21"	0,3476	3,476	5,455
3	47299,42	11,436	7,287	4200,85	29837,18	7,103	9,689	16,792	15°30'32"	0,3643	3,643	8,396
4	59151,35	14,853	7,772	4082,22	41453,15	10,155	12,938	23,093	21°09'12"	0,3886	3,886	11,546
5	67589,16	17,760	8,423	3933,81	53890,02	13,699	16,038	29,737	27°13'23"	0,4211	4,211	14,868
6	71818,90	19,851	9,252	3760,47	66348,68	17,644	18,734	36,378	33°51'03"	0,4626	4,626	18,189
7	71198,15	20,740	10,260	3571,06	76986,25	21,558	20,598	42,156	41°10'04"	0,5130	5,130	21,078
8	65402,12	20,047	11,419	3378,09	82764,97	24,501	21,047	45,548	49°16'20"	0,5709	5,709	22,774
9	54517,40	17,486	12,648	3197,77	79723,31	24,931	19,411	44,342	58°17'09"	0,6324	6,324	22,171
10	39171,98	13,023	13,793	3049,09	64431,30	21,131	15,186	36,317	68°11'57"	0,6896	6,896	18,158
11	20477,41	6,967	14,628	2950,52	36395,15	12,335	8,409	20,744	78°52'34"	0,7314	7,314	10,372
12	0,-	0,-	14,938	2916,-	0,-	0,-	0,-	0,-	90°	0,7469	7,469	0,-

$$\text{Označme si: } \frac{\rho_2}{r} + \varepsilon \cos \varphi_2 = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_2} = B_2$$

$$(l - \rho_2')^2 B_2 = D_2$$

$$le\omega_1^2 \mu_1^2 \frac{\rho_2}{r} \sin \varphi_2 = le\omega_1^2 \mu_1^2 \sin \varphi_2 = C_2$$

$$-\varepsilon_2 = -\frac{C}{D}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{C_2}{D_2} + \varepsilon_2 \mu_2$$

kde ψ_2 je dáno výrazem

$$\sin \psi_2 = \frac{\rho_2'}{r} \sin \varphi_2 = (-A_2 + B_2) \sin \varphi_2. \quad (IX, 10)$$

Pro průvodič ρ_3 kola 3 v závislosti na φ_3 platí vztah /dle obr.17/

$$\rho_3 = [\varepsilon \cos \varphi_3 + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_3}] \cdot r = (A_3 + B_3) \cdot r. \quad (IX, 11)$$

Převod mezi koly 2 a 3

$$-\mu_2 = \frac{\rho_2'}{\rho_3}. \quad (IX, 12)$$

Převod mezi kolem 1 a 3

$$\mu_1 \mu_2 = \frac{\rho_1'}{\rho_2} \cdot \frac{\rho_2'}{\rho_3}.$$

Celkový převod $\mu_c = \mu_1 \mu_2 \mu_3$,

kde $\mu_3 = \frac{1}{2}$.

Dále si provedeme kinematické řešení kotoučů 1,2,3 z obr.7 se soukolím stálého záběru s konstantním převodovým poměrem $\mu_3 = \frac{1}{2}$.

Úhlová rychlost na kole 2 je

$$\omega_2 = \omega, \mu_1 = -\omega, \frac{\rho_1}{\rho_2} = -\omega, \frac{\rho_1}{l - \rho_1}. \quad (IX, 13)$$

Při tomto řešení musíme použít přibližnou podmínku $\rho_2 \approx l - \rho_1$, přičemž nevíme jaká bude konečná osová vzdálenost /o volbě osově vzdálenosti bude pojednáno ještě dále/.

Derivací vztahu (IX,13) dostáváme

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -\omega_1 \cdot \frac{l}{(l - \rho_1)^2} \cdot \frac{d\rho_1}{dt}.$$

Dosazením za $d\rho_1$ ze vztahu (IV,13) získáme závislost

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 e l \frac{\rho_1 \sin \varphi_1}{(l - \rho_1)^2 (\rho_1 + e \cos \varphi_1)}. \quad (IX, 14)$$

Vynásobením čitatele i jmenovatele hodnotou $\frac{1}{r}$ dostáváme výslednou závislost pro úhlové zrychlení na kole 2

$$\varepsilon_2 = -\omega_1^2 e l \frac{\frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1}{(l - \rho_1)^2 \left(\frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1 \right)}, \quad (IX, 15)$$

kde podle výše uvedených vztahů

$$\frac{\rho_1}{r} = A + B; \quad \frac{\rho_1}{r} + \varepsilon \cos \varphi_1 = B; \quad \frac{\rho_1}{r} \sin \varphi_1 = \sin \psi.$$

Viz také tabulku V.

Pro úhlovou rychlost na kole 3 platí

$$\omega_3 = \omega_2 \mu_2 = \omega_1 \mu_1 \mu_2$$

(IX, 16)

Derivováním ω_3 podle času získáme výraz pro ε_3

$$\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{d\omega_2}{dt} \cdot \mu_2 + \omega_2 \frac{d\mu_2}{dt},$$

(IX, 17)

$$\text{kde } \mu_2 = -\frac{\rho_2'}{\rho_3} = -\frac{\rho_2'}{1-\rho_2'}$$

Dosazením do (IX,17) za $\frac{d\omega_2}{dt} = \varepsilon_2$ a za

$$\frac{d\mu_2}{dt} = -\frac{l}{(1-\rho_2')^2} \cdot \frac{d\rho_2'}{dt} = -\frac{l}{(1-\rho_2')^2} \cdot \frac{e \rho_2' \sin \varphi_2}{\rho_2' + e \cos \varphi_2},$$

dostáváme výsledný výraz pro úhlové zrychlení na kole 3

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 \mu_2 - \omega_2^2 e l \frac{\rho_2' \sin \varphi_2}{(1-\rho_2')^2 (\rho_2' + e \cos \varphi_2)}, \text{ nebo}$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 \mu_2 - \omega_1^2 e l \cdot \mu_1^2 \cdot \frac{\frac{\rho_2'}{r} \sin \varphi_2}{(1-\rho_2')^2 (\frac{\rho_2'}{r} + e \cos \varphi_2)}$$

(IX, 18)

Poznámka: Do vzorce (IX,18) je třeba dosazovat $\varphi_2 < 0$, neboť φ_2 je opačného směru než kladné φ_1 . Pak $\sin \varphi_2 < 0$ a druhý člen ve vzorci (IX,18) budeme pro $\varphi_2 \in \langle 0, -\pi \rangle$ přičítat.

Lepší bude, když (IX,18) přepíšeme ve výsledný vztah

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 \mu_2 + \omega_1^2 e l \cdot \mu_1^2 \cdot \frac{\frac{\rho_2'}{r} \sin(-\varphi_2)}{(1-\rho_2')^2 (\frac{\rho_2'}{r} + e \cos \varphi_2)}$$

(IX, 19)

Za $(-\varphi_2)$ dosazujeme pak kladné hodnoty, jak jsou uvedeny v tabulce V.

Výsledná úhlová rychlost náhonu záměny je

$$\omega_4 = \omega_3 \mu_3,$$

(IX, 20)

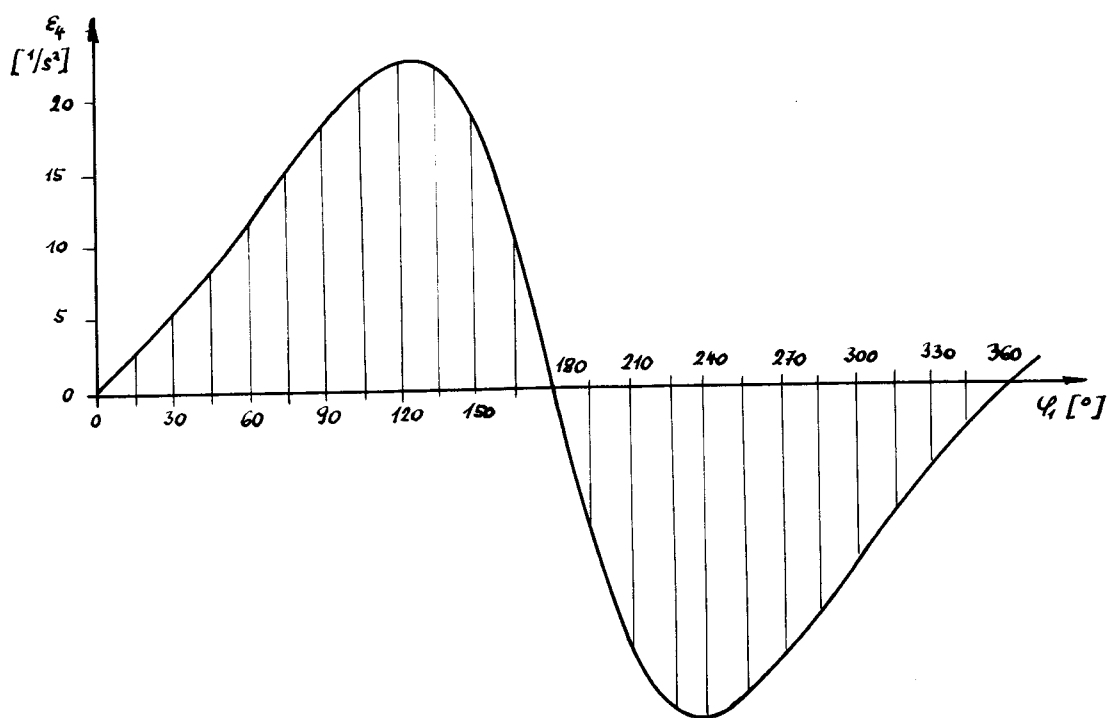
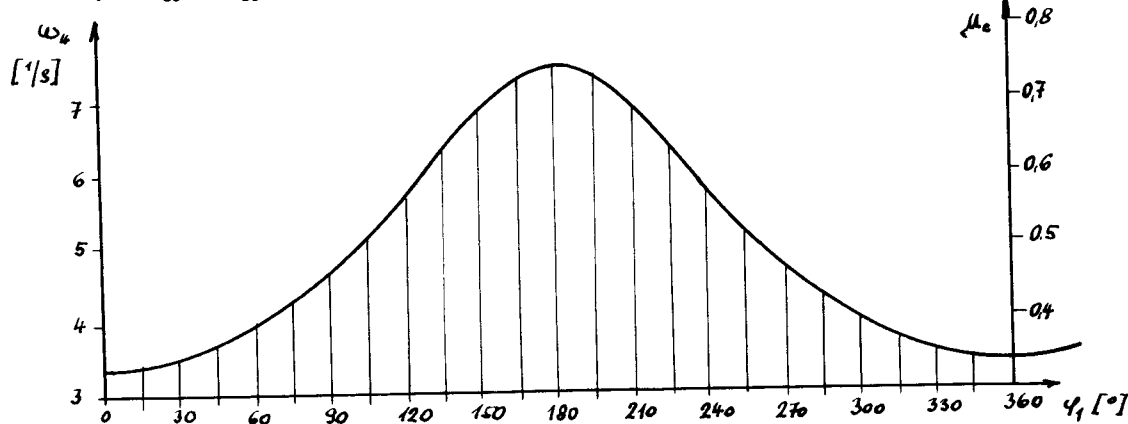
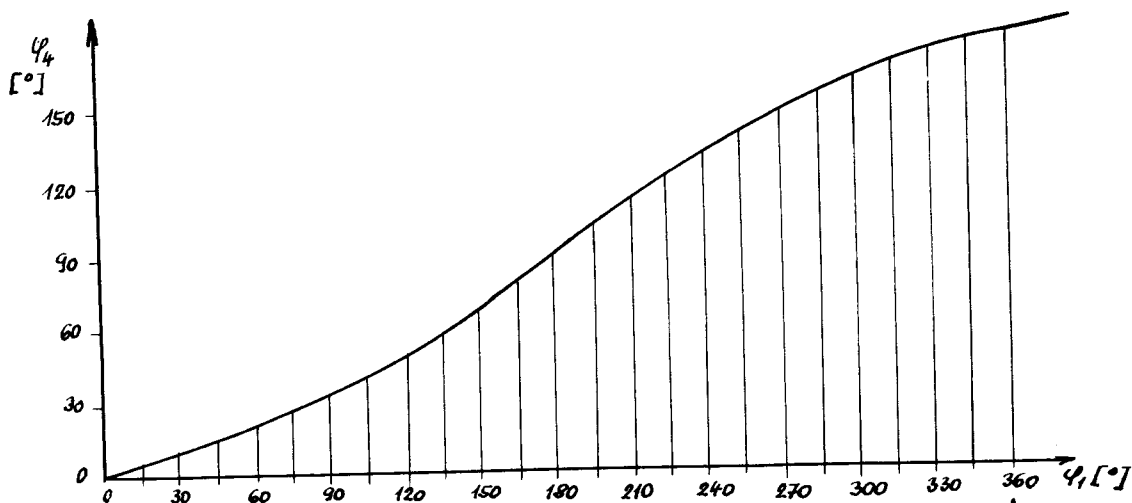
kde $\mu_3 = -\frac{1}{2}$, takže $\omega_4 = -\frac{\omega_3}{2}$.

Výsledné úhlové zrychlení náhonu záměny je

$$\varepsilon_4 = \frac{d\omega_4}{dt} = \frac{d\omega_3}{dt} \mu_3 = \varepsilon_3 \mu_3 = -\frac{\varepsilon_3}{2}$$

(IX, 21)

Výsledné kinematické veličiny $\varphi_4, \omega_4, \varepsilon_4$ jsou znázorněny graficky v závislosti na úhlu pootočení



hlavního hřídele na obr.18.

Při číselném výpočtu kinematických veličin jsem volil: poloměr roztečné kružnice r

$$r = 60 \text{ mm}$$

excentricitu e

$$e = 6 \text{ mm}$$

úhlovou rychlost na kole 1 $\omega_1 = \text{konst.}$

$$\omega_1 = 10 \frac{1}{3}$$

Konstanta $\omega_1^2 e l = 72\,179,8 \text{ mm}^2/\text{s}^2$.

Pro výrazy $(1-\rho_1)$ a $(1-\rho_2')$ jsem volil osovou vzdálenost $l = 120 \text{ mm}$. Pro konstantu $\omega_1^2 e l$ pak $l^* = 120,3 \text{ mm}$. K dvojí volbě l není zde důvod a lze volit též jen jednu osovou vzdálenost, např.

$l = 120,3 \text{ mm}$. Pro konečnou osovou vzdálenost, o jejíž volbě viz dále, by bylo možno výsledky poopravit. Odchyly však stejně budou nepatrné.

Na výkresech DP - 01 00 a DP - 02 00 jsou dvě alternativy použití těchto kol pro páhon člunkové záměny na starém stuhařském žakárském stavu. S ohledem na zvýšení otáček jsem volil pro všechny hřídele otáčející se o plný úhel uložení v kuličkových ložiskách. Na výkrese DP - 01 00 jsem zvolil alternativu s odlitým tělesem, na výkrese DP - 02 00 pak těleso svařované, jehož použití by bylo vhodné pro ověřovací výrobek.

Výhody a nevýhody tohoto náhonu před náhonem neokrouhlými kotouči.

Výhody:

- 1/ Tři excentrická kola s excentricitou $\varepsilon = 0,1$ dávají větší klidovou dobu než neokrouhlé kotouče. Srovnej průběhy převodu na obr.6 a 18. Kdybychom se spokojili s kratší klidovou dobou, můžeme provést excentricitu ε menší např. $\varepsilon = 0,09$, čímž se zlepší záběr kol, neboť platí zásada: Čím větší excentricita ε , tím větší nerovnoměrnost převodu a tím také větší klidová doba. Čím menší ε , tím menší nepřesnost v záběru excentrických kol.
- 2/ Snazší výroba kruhových ozubených kol než ozubení na neokrouhlém kotouči.

Nevýhody:

- 1/ Je použito 5 ozubených kol oproti 2 neokrouhlým kotoučům. To znamená také více hřídelů, ložisek, což zvyšuje po této stránce cenu náhonu.
- 2/ O nepřesnosti záběru jako o nevýhodě oproti nekruhovým kotoučům nelze mluvit, neboť ani nekruhové kotouče nemají přesný záběr.

Volba osové vzdálenosti pro stejné spoluzabírající excentrické kotouče s malou excentricitou:

První a nejjednodušší možnost je ponechat obě kola kruhová a zvolit největší osovou vzdálenost, v našem případě $l = 120,6$ mm. Boční vůle se bude během otáčky pohybovat od určité minimální hodnoty do hodnoty maximální. Takto uložená excentrická kola by bylo třeba podrobit zkouškám a zjišťovat jak se chovají při vyšších otáčkách, jak hodně hlučí, určit vliv nepřesnosti záběru na opotřebení a na životnost kol i ložisek.

Kdyby tyto zkoušky nedaly dobré výsledky, bylo by třeba přikročit k zaběhávání kol, přičemž by se osová vzdálenost stále zmenšovala. Praktickými zkouškami by bylo třeba určit při jaké optimální osové vzdálenosti je dostatečně přesný záběr a dobrá životnost.

Byla by i možnost zaběhávat střední excentrické kolo 2 /obr.17/ s excentrickým kruhovým ševingovacím kolem, které by mělo stejné rozměry jako kola 1 a 3. V tomto případě by však byla pro daný ševingovací nástroj velká tříska /asi 0,15 mm/ a to by respektovalo vyšší výrobní náklady.

X. SOUČASNÝ STAV TECHNOLOGIE VÝROBY
NEOKROUHLÝCH KOTOUČŮ ČLUNKOVÝCH ZÁMĚN

Excentrické kruhové kolo 1 se dá lehce vyrobit obráběním třeba dělicím způsobem.

Problém je však s výrobou spoluzabírajícího neokrouhlého kotouče (eliptického kola) 2. Označení je dle obr.3. V dnešní době se těchto kotoučů vyrábí již málo (jen na náhradní součásti). Vyrábějí se však stejně jako před lety: Na dřevěnou desku se narysuje roztečná křivka kotouče, která je přibližně nahrazena oválem. Na tuto křivku se nanese zubní rozteče a plechovou šablonou se orýsují jednotlivé zuby. Kotouč se pak vyřízne a obrobí. Tvoří pak model pro odlévání. Zuby odlitého kotouče se pilníkem ohladí (srazí se hrubé nerovnosti a odstraní se písek po odlévání), vyvrtá se otvor pro hřídel a kotouč se montuje na stav. Je zřejmé, že zde nelze mluvit o přesnosti ani o hladkém povrchu boků zubů. Pro nízké otáčky, které se dnes u starých stavů používají, jsou tyto kotouče vyhovující. Při přechodu na vyšší otáčky (až 200 ot./min.) by však již nevyhovovaly a bylo by třeba hledat novou technologii výroby. Jsou dva hlavní směry, kterými se lze ubírat:

1) Metoda přesného lití, která však nedává zvláště pro litinu požadovanou přesnost.

2) Zbývá tedy třískové obrábění. V ČSSR existuje jen několik málo strojů (existují-li ještě vůbec) na výrobu neokrouhlých kotoučů.

Výroba neokrouhlých kotoučů je dosti široce popsána v literatuře [2]. Jednou metodou třískového obrábění neokrouhlého kotouče je obrázení excentrickým obrážecím kolečkem, které má stejné rozměry jako hnací excentrické kolo 1. Toto kolečko se otáčí konstantní úhlovou rychlostí, přičemž se přisouvá postupně k obráženému neokrouhlému kotouči až na osovou vzdálenost vypočtenou ve statí IV. Obrážený neokrouhlý kotouč se vzhledem k obrá-

žecímu kolečku natáčí podle vztahu (IV,9). Pomocí tohoto vztahu je vypočten pro 12 hodnot úhlu φ_1 vždy příslušný úhel φ_2 . Viz tabulku II. Pro praktické použití by se musely vypočítat úhly φ_2 pro mnohem více hodnot úhlu φ_1 (jemněji rozdělit excentrické kolo 1), tyto hodnoty naprogramovat např. na magnetofonový pásek a při obrázení jím řídit otáčení obrázeného neokrouhlého kotouče třeba pomocí selsynů.

Tato výroba je však náročná a drahá, a proto v n.p. Stuhý a prýmky zvolili při návrhu nového žakárského stuhařského stavu RSJ pro náhon záměny v úvodu již zmíněný klidový mechanismus. Tento mechanismus, i když není nejjednodušší a nejlacinější, pracuje funkčně spolehlivě i při 200 ot./min., a to je myslím rozhodující pro další vývoj náhonů člunkových záměn stuhařských stavů. V n.p. Stuhý a prýmky se asi již nebudou vracet k neokrouhlým kotoučům, i když tyto funkčně i po stránce technologie tkaní vyhovují, jsou však potíže při jejich výrobě a pro vyšší otáčky by vyžadovaly doplnit zařízením, které by při volbě záměny spojovalo určené díly záměny při nulové rychlosti a minimálním zrychlení. Dosud používané platiny - stahovací háky - by při vyšších otáčkách nevyhovovaly a způsobovaly by rázy a brzké opotřebení.

V n.p. Stuhý a prýmky se nejspíše podrží dnes již osvědčeného náhonu člunkové záměny klidovým mechanismem, a pro další zvyšování otáček se budou snažit zlepšovat jej v komplexu se všemi mechanismy stavu.

Z Á V Ě R

Práce na této diplomové práci byla velmi zajímavá a mnoho mi přinesla.

V naší odborné literatuře je o neokrouhlých kotoučích málo napsáno. Pokud se týče konkrétního výpočtu neokrouhlých kotoučů, nenašel jsem v naší literatuře zmínku. Myslím, že po této stránce bude má práce malým přínosem.

I když jsem nakonec musel přijít k závěru, že v dalším vývoji mechanismů člunkových záměn u stuhařských žakárských stavů se asi u nás v ČSSR nebude používat neokrouhlých kotoučů, nebylo to pro mne tak skličující, neboť v n.p. Stuhý a prýmky budou ještě řadu let běhat staré stavy s neokrouhlými kotouči a při generálních opravách a úpravách může být tato práce pro pracovníky n.p. Stuhý a prýmky dobrým pomocníkem. A není vyloučeno, že neokrouhlé kotouče (nebo excentrická kola s malou excentricitou) najdou uplatnění i v jiných oborech.

Na závěr bych chtěl poděkovat doc. ing. Charvátovi za poskytnutou literaturu, pokyny a rady, ing. Královi a ing. Polcarovi za konzultace a rady, a všem, kteří mi při vypracování diplomové práce pomáhali.

V Liberci 11.července 1964

František Polák

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Brepta R.: Neokrouhlé kotouče a kužele - Strojnický sborník - 1951.
- [2] Litvin F. L.: Nekruglyje zubčatyje koleśa. Moskva 1956.
- [3] I. sborník prací Vysoké školy strojní v Liberci - 1959. Článek doc.ing. J.Charváta: Řešení přírazového mechanismu bidla.
- [4] Šrejtr J.: Technická mechanika II. Praha 1954.
- [5] Rektorys a kolektiv: Přehled užité matematiky. Praha 1963.

VŠST LIBEREC	ČLUNKOVÁ ZÁMĚNA STUHAŘSKÉHO STAVU	DP-STR. 63
		11. ČERVENCE 1964
		František POLÁK

SEZNAM TABULEK		Strana
Tabulka I	Výsledky grafického řešení neokrouhlých kotoučů	12
Tabulka II - Listy 1-3	Výsledky analytického řešení neokrouhlých kotoučů	21-23
Tabulka III	Kinematické veličiny na bidlenu /člunečníku/	37
Tabulka IV	Kinematické veličiny bidla	35
Tabulka V - Listy 1-6	Výsledky řešení tří excentrických kol s malou excentricitou	48-53

SEZNAM OBRÁZKŮ		
Obr.1	Celkové kinematické schema člunkové záměny s neokrouhlými kotouči	8
Obr.2	Časový diagram člunkové záměny	7
Obr.3	Grafické řešení tvaru neokrouhlého kotouče	11
Obr.4	Konstrukce poloměrů oskulačních kružnic ..	13
Obr.5	Skica neokrouhlých kotoučů	14
Obr.6	Graf kinematických veličin neokrouhlého kotouče 2	24
Obr.7	Graf funkce $x = 1 - \cos \varphi_2$, kde $\varphi_2 = f(t)$ a jejich derivací $\frac{dx}{dt}$, $\frac{d^2x}{dt^2}$	26
Obr.8 - Listy 1-7	Řešení kinematických veličin čtyřkloubového mechanismu 11,12,13 s připojeným členem 14. Graf kinematických veličin bodu C na členu 14	/na volných listech/
Obr.9	Řešení čtyřkloubového mechanismu přírazu bidla	/na volném listě/

VŠST LIBEREC	ČLUNKOVÁ ZÁMĚNA STUHAŘSKÉHO STAVU	DP-STR. 64
		11. ČERVENCE 1964
		František POLÁK

		Strana
Obr.10	Graf kinematických veličin na bidle 4 ..	36
Obr.11	Listy 1 a 2	
	Grafické řešení kinematických veličin na bidlenu /člunečníku/ 8	/na volných listech/
Obr.12	Graf kinematických veličin na bidlenu 8	38
Obr.13	Graf kinematických veličin v_{g4}, a_{g4}	39
Obr.14	Schema znázorňující síly působící na bid- len	42
Obr.15	Obdélníkové vedení	42
Obr.16	Konstrukce dráhy člunků	/na volném listě/
Obr.17	Skica tří excentrických kol s malou ex- centricitou	46
Obr.18	Graf kinematických veličin u náhonu člun- kové záměny s mírně excentrickými koly	56

SEZNAM VÝKRESŮ

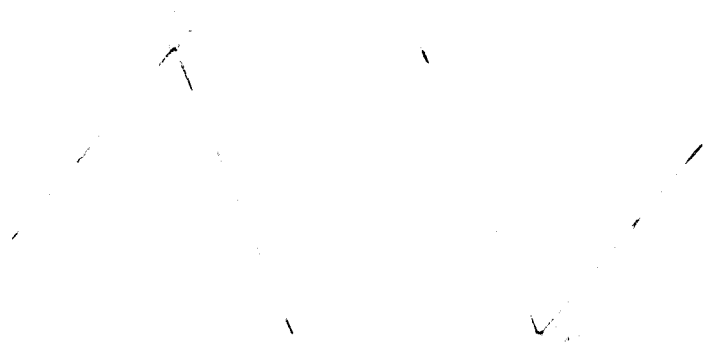
DP - 01 00	Náhon člunkové záměny excentrickými koly s malou excentricitou /1.al- ternativa/
DP - 02 00	Náhon člunkové záměny excentrickými koly s malou excentricitou /2.al- ternativa/
DP - 03 00	Vedení bidlenu
DP - 01 24	Studijní výkres: Studie stahovacího háku /platiny/

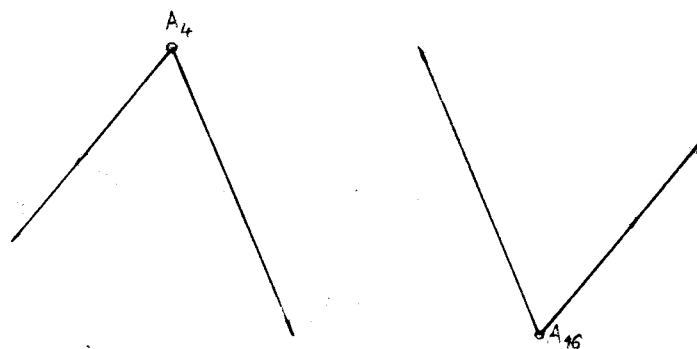
VŠST LIBEREC	ČLUNKOVÁ ZÁMĚNA STUHAŘSKÉHO STAVU	DP-STR. 65
		11. ČERVENCE 1964
		František POLÁK

O B S A H	Strana
Díplomní úkol	1
Úvod	2
I. Činnost mechanismu člunkové záměny u žakárské- ho stuhařského stavu s neokrouhlými kotouči..	6
II. Grafické řešení neokrouhlých kotoučů člunko- vých záměn	10
III. Poloměry oskulačních kružnic neokrouhlých ko- toučů	13
IV. Analytické řešení neokrouhlých kotoučů člun- kových záměn	14
V. Směrnice pro normativní výpočet neokrouhlých kotoučů člunkových záměn	27
VI. Kinematické poměry celého mechanismu člunkové záměny	32
a/ Kinematické řešení mechanismu 11,12,13 s připojeným členem 14	32
b/ Převod kinematických veličin bodu C na členu 14 na výkyvnou páku 6	33
c/ Řešení čtyřkloubového mechanismu pří- razu bidla	34
d/ Řešení kinematických veličin bidlenu /člunečníku/ 8 dvojpaprskovou konstruk- cí	34
VII. Posouzení mechanismu se zřetelem k dané tech- nologii tkaní	40
VIII. Úpravy a opatření na mechanismu člunkové zá- měny s ohledem na možnosti zvýšení otáček stroje	41
a/ Úprava vedení bidlenu	41
b/ Úprava stahovacího háku /platiny/	43
c/ Poznátky pro seřízení stavu	43
d/ Přesnější výroba neokrouhlých kotoučů	44
IX. Náhrada neokrouhlých kotoučů člunkových zá- měn třemi excentrickými koly s malou excen- tricitou	45

VŠST LIBEREC	ČLUNKOVÁ ZÁMĚNA STUHAŘSKÉHO STAVU	DP-STR. 66
		11. ČERVENCE 1964
		František POLÁK

	Strana
X. Současný stav technologie výroby neokrouh- lých kotoučů člunkových záměn	59
Závěr	61
Seznam použité literatury	62
Seznam tabulek	63
Seznam obrázků	63
Seznam výkresů	64
Obsah	65





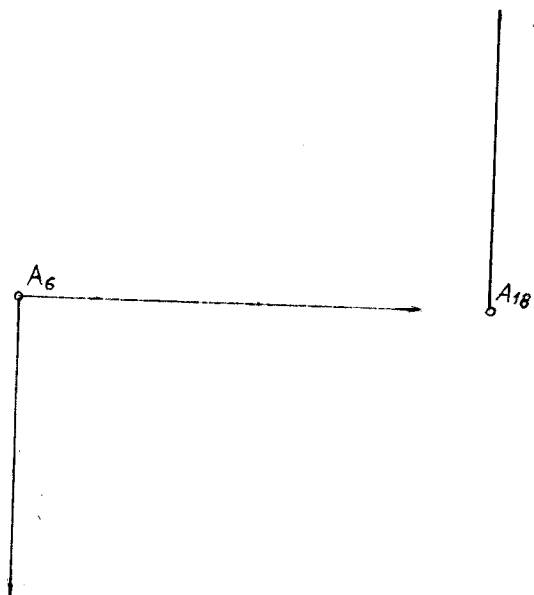
Obr. 8. - list



Poloha 4: $v^A = 0,341 \text{ m/s}$; $a_t^A = 1,01 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
 $\omega = 5,4 \text{ } 1/\text{s}$; $\epsilon = 16,02 \text{ } 1/\text{s}^2$
 $v_{51} = 0,23 \text{ m/s}$
 $a_{51} = 2,1 \text{ m/s}^2$

Poloha 16:
 $\omega = 5,4 \text{ } 1/\text{s}$; $\epsilon = 16,02 \text{ } 1/\text{s}^2$
 $v_{51} = -0,347 \text{ m/s}$
 $a_{51} = -2,32 \text{ m/s}^2$





Обр. 8. -

Poloha 6: $\omega = 6,5 \text{ 1/s}$; $v^A = 0,41 \text{ m/s}$
 $\varepsilon = 0$ $a_t^A = 0$

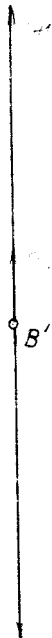
$v_{51} = 0,43 \text{ m/s}$

$a_{51} = 0,7 \text{ m/s}^2$

Poloha 18:

$v_{51} = -0,43 \text{ m/s}$

$a_{51} = 1,22 \text{ m/s}^2$



2/10/2012 10:00 AM 2/10/2012 10:00 AM 2/10/2012 10:00 AM

2/10/2012 10:00 AM 2/10/2012 10:00 AM 2/10/2012 10:00 AM

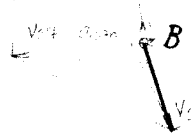
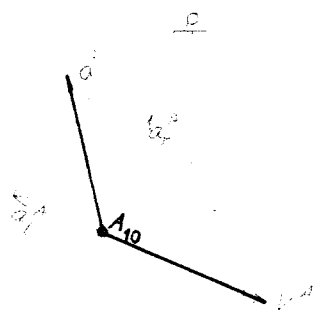
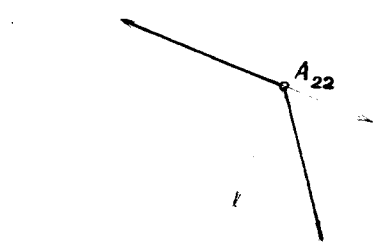
2/10/2012 10:00 AM

2/10/2012 10:00 AM

2/10/2012 10:00 AM

2/10/2012 10:00 AM

2/10/2012 10:00 AM



Obr. 8. - list

$$\epsilon = -10,2 \text{ m/s}^2$$

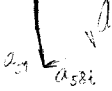
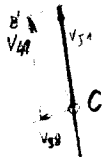
$$v_{sy} = 0,13 \text{ m/s}$$

$$a_{sy} = -1,3 \text{ m/s}^2$$

Poloha 22:

$$v_{sy} = -0,08 \text{ m/s}$$

$$a_{sy} = -0,08 \text{ m/s}^2$$



v_{sy}

Poloha 10: $\omega = 3,83 \text{ 1/s}$; $v^A = 0,235 \text{ m/s}$

$\epsilon = -10,2 \text{ 1/s}^2$; $a_t^A = -0,64 \text{ m/s}^2$

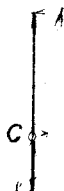
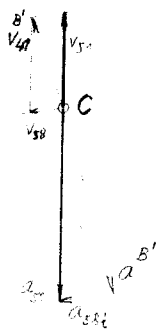
$v_{S1} = 0,13 \text{ m/s}$

$a_{S1} = -1,3 \text{ m/s}^2$

Poloha 22:

$v_{S1} = -0,06 \text{ m/s}$

$a_{S1} = 0,8 \text{ m/s}^2$



$\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$
 $\omega_2 = 10 \text{ rad/s}$

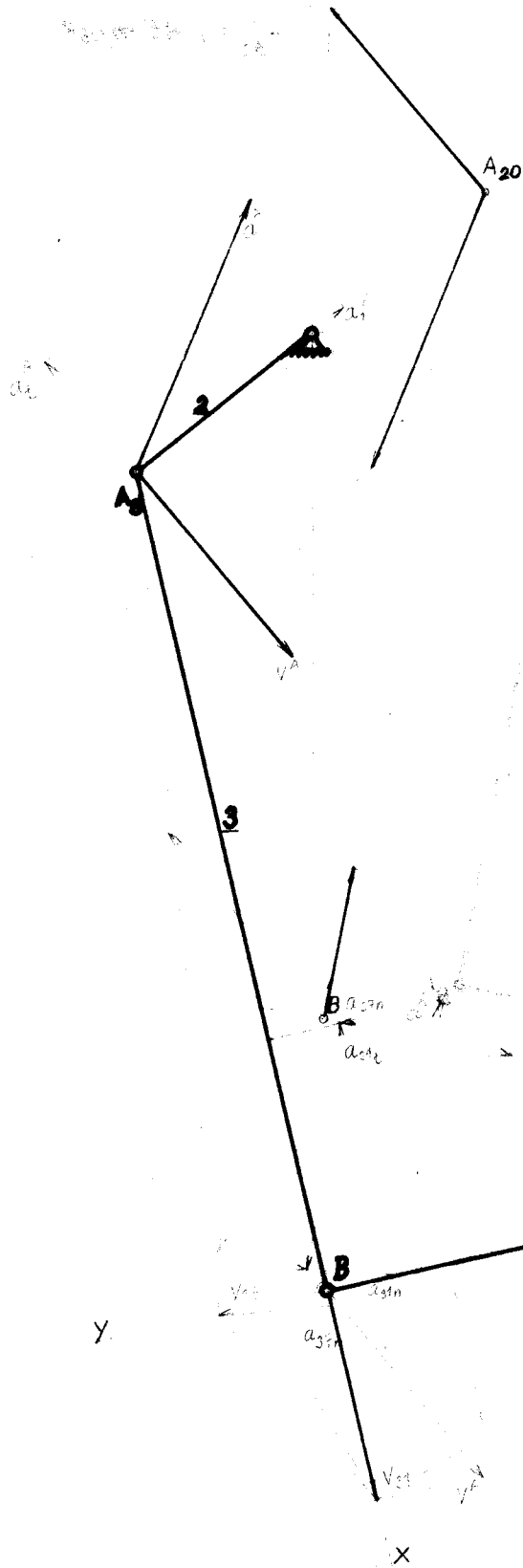
$\omega_3 = 10 \text{ rad/s}$

$\omega_4 = 10 \text{ rad/s}$

$\omega_5 = 10 \text{ rad/s}$

$\omega_6 = 10 \text{ rad/s}$

$\omega_7 = 10 \text{ rad/s}$



Obr. 8. - list

Poloha 8: $\omega = 5,4 \text{ } ^\circ/\text{s}$; $v^A = 0,341 \text{ m/s}$
 $\varepsilon = -16,02 \text{ } ^\circ/\text{s}^2$; $a_t^A = -1,01 \text{ m/s}^2$

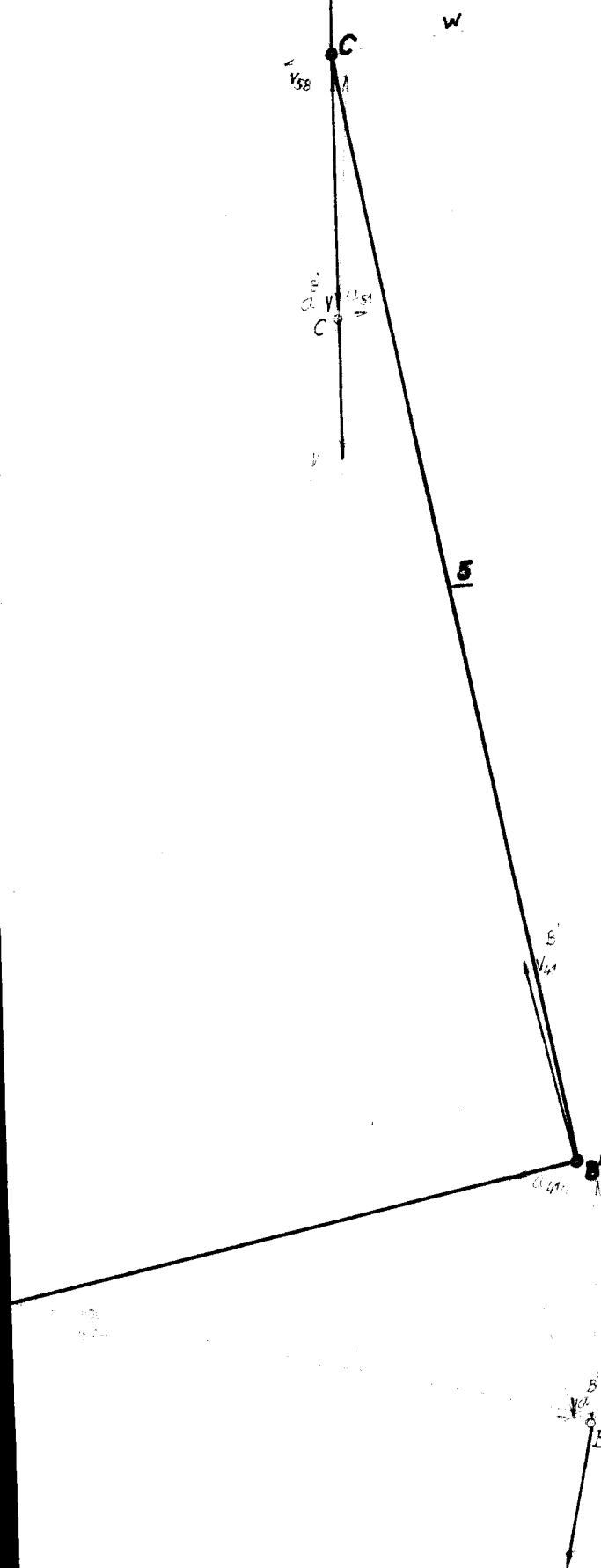
$$v_{gy} = 0,325 \text{ m/s}$$

$$a_{31} = -1,97 \text{ m/s}^2$$

Poloha 20:

$$v_{sv} = -0,216 \text{ m/s}$$

$$a_{s1} = 1,85 \text{ m/s}^2$$



1. $\vec{r}_{12} = \vec{r}_2 - \vec{r}_1$ (distance from 1 to 2)

2. $\vec{r}_{21} = \vec{r}_1 - \vec{r}_2$ (distance from 2 to 1)

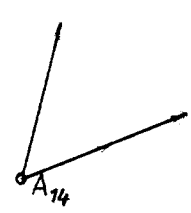
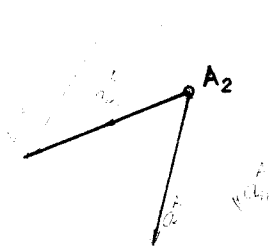
3. $\vec{r}_{13} = \vec{r}_3 - \vec{r}_1$ (distance from 1 to 3)

4. $\vec{r}_{31} = \vec{r}_1 - \vec{r}_3$ (distance from 3 to 1)

5. $\vec{r}_{23} = \vec{r}_3 - \vec{r}_2$ (distance from 2 to 3)

6. $\vec{r}_{32} = \vec{r}_2 - \vec{r}_3$ (distance from 3 to 2)

7. $\vec{r}_{14} = \vec{r}_4 - \vec{r}_1$ (distance from 1 to 4)



7. $\vec{r}_{14} = \vec{r}_4 - \vec{r}_1$ (distance from 1 to 4)



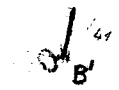
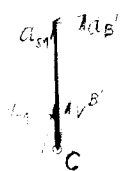
8

Poloha 2: $\omega = 3,83 \text{ 1/s}; v^A = 0,235 \text{ m/s}$
 $\varepsilon = 10,2 \text{ 1/s}^2; a_t^A = 0,64 \text{ m/s}^2$

$v_{sy} = 0,06 \text{ m/s}$
 $a_{sy} = 0,85 \text{ m/s}^2$

Poloha 14:

$v_{sy} = -0,112 \text{ m/s}$
 $a_{sy} = -1,52 \text{ m/s}^2$



$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

$$\frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

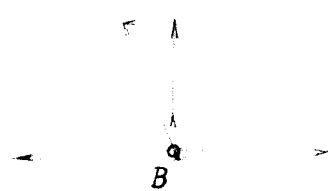
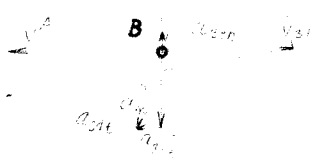
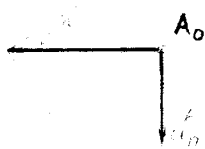
$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$

$$Q = \frac{1}{2} \rho v^2 C_d A$$





Poloha 0 : $v^A = 0,206 \text{ m/s}$, $a_t^A = 0$

$\omega = 3,28 \frac{1}{s}$

$v_{sy} = -0,006 \text{ m/s}$

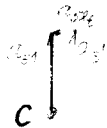
$a_{sy} = 0,54 \text{ m/s}^2$

Poloha 12:

$\omega = 3,28 \frac{1}{s}$

$v_{sy} = -0,018 \text{ m/s}$

$a_{sy} = -0,97 \text{ m/s}^2$

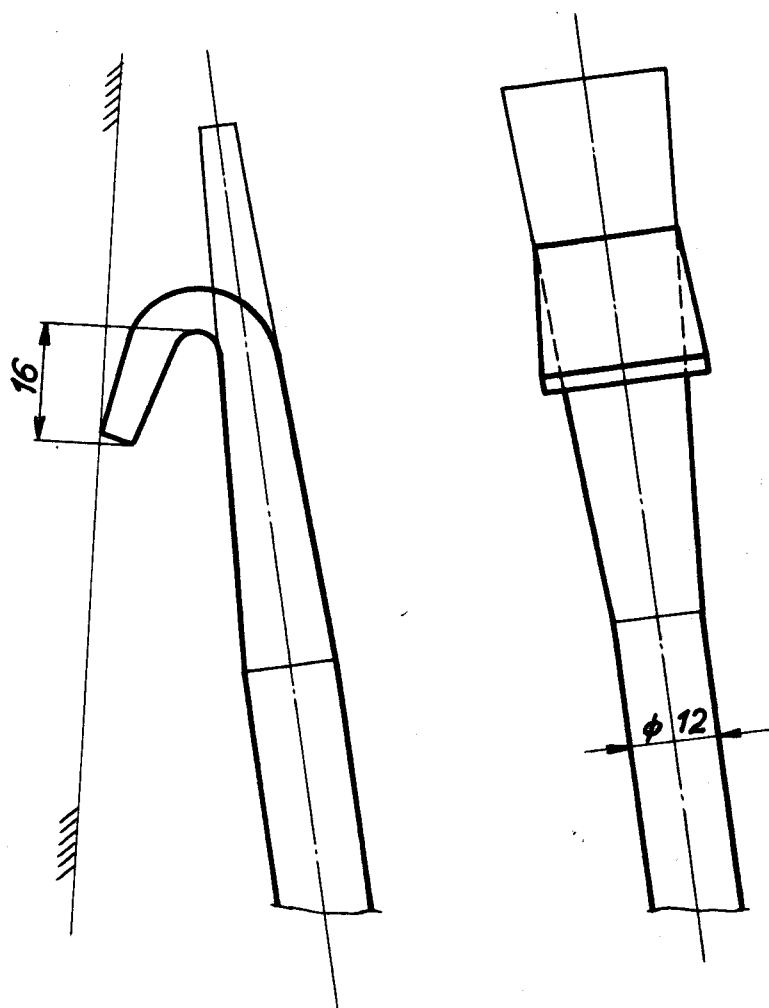


B'

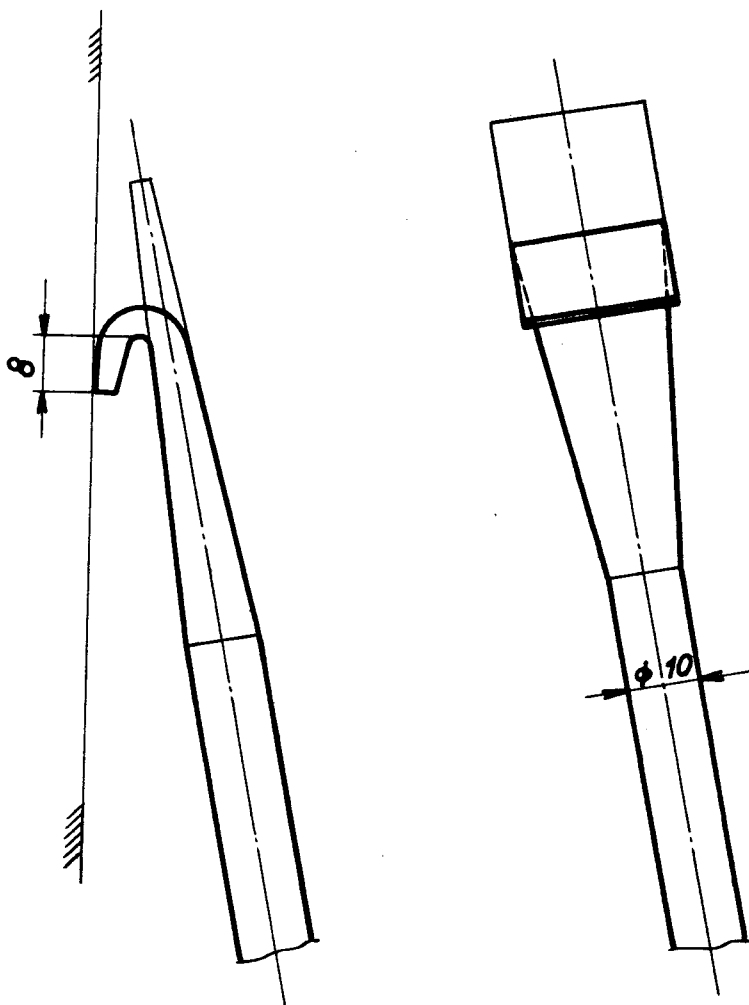
1041

B'

STARÁ ALTERNATIVA:

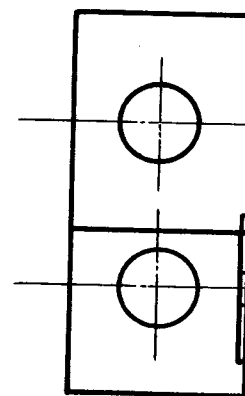
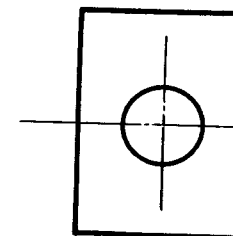
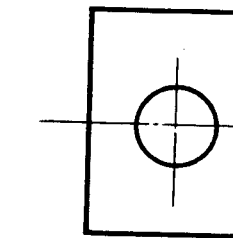
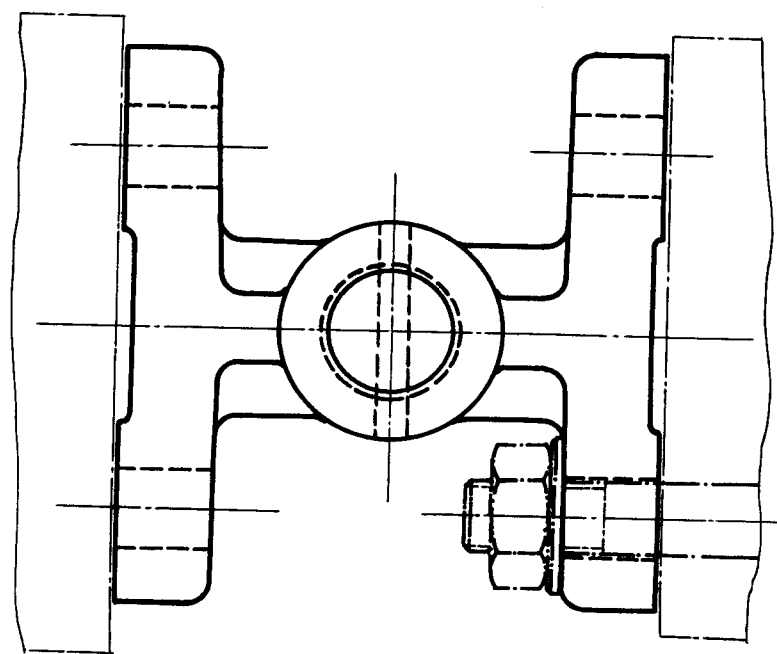
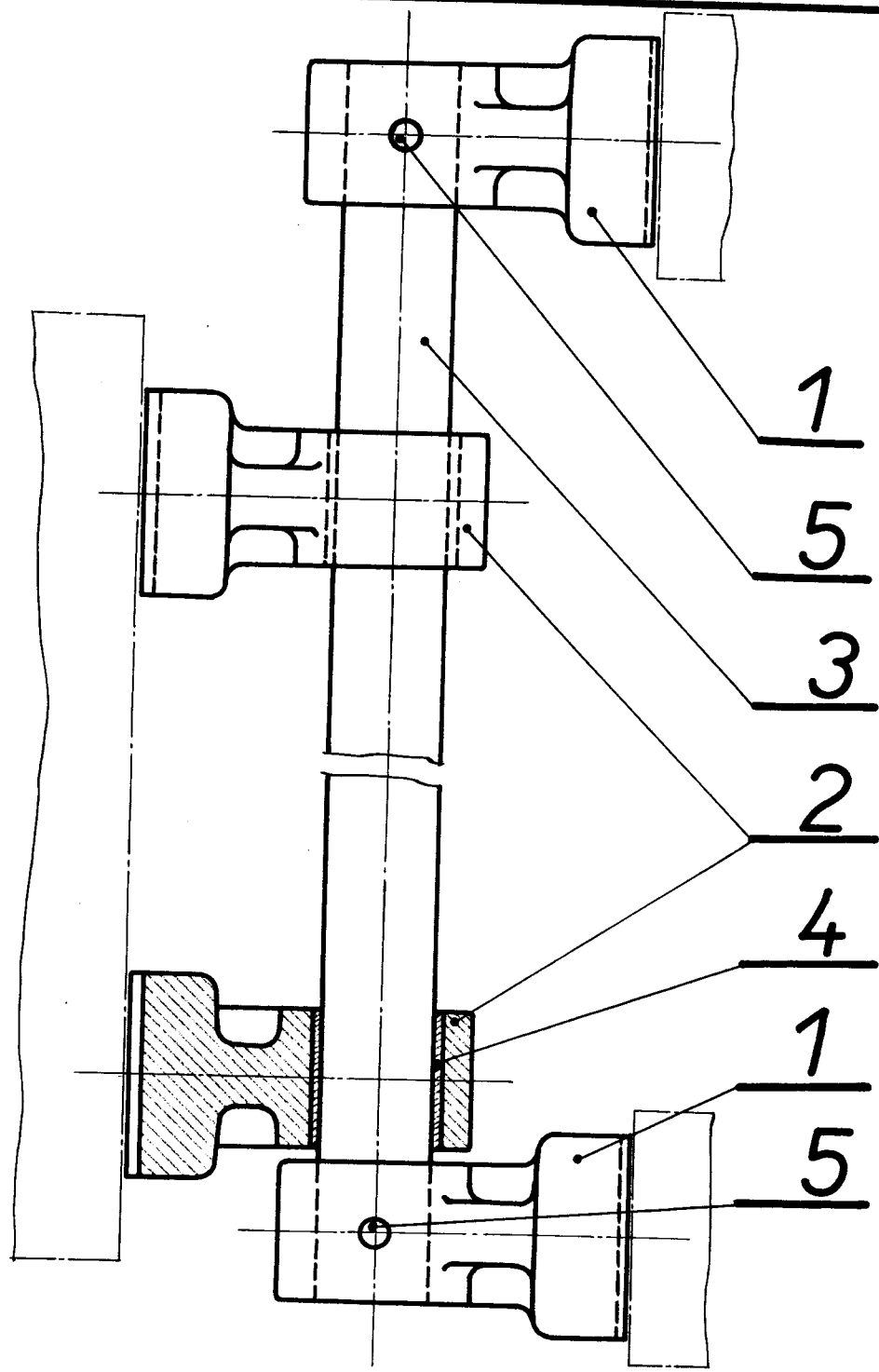


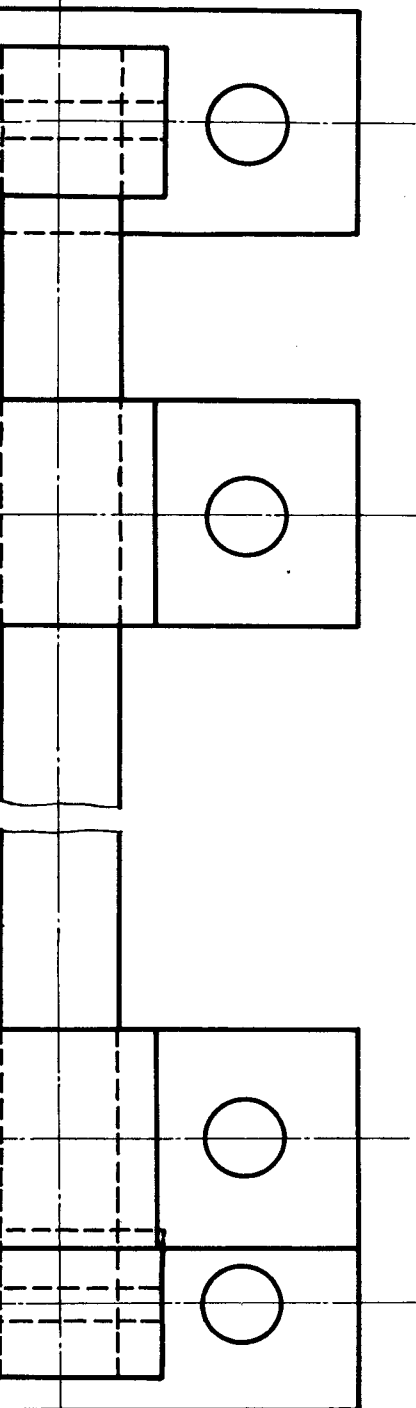
NÁVRH NOVÉ ALTERNATIVY:



STUDIE STAHOVACÍHO HÁKU

Materiál		Posice		Č. výkresu sest.		Změna		Datum		Podpis		Index změny		x	
Polotovar		Tr. odpadu		Č. váha											
Vlečátko		11. VII. 1964		František Kolář		Hr. váha		Datum		Podpis		Index změny		x	
1:1		Norm. ref.		Schválil		Č. snímku									
Výr. projekce		Dus		Č. transp.											
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ LIBEREC		Typ Název		Skupina		Starý výkres		Nový výkres							
		PLATINA (STAHOVACÍ HÁK)				1		DP-01 24						1.	
						Počet listů								List	





2	KOLÍK $\phi 4 \times 30$	ČSN 02 2150							5
2	POUZDRO		silamid						4
1	VODÍČÍ TYČ		11 500						3
2	VEDENÍ		42 24 21						2
2	DRŽÁK		42 24 21						1
Kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Tř. od	Hr. váha	Č. váha	Čís. výkresu	Pos.
Měřítka	Kreslil 11.VII.1964	František Kolář	Č. snímku	Změna			Datum	Poupis	Podpis
1:1	Prozkoušel								
	Norm. ref.								
	Výr. projedn.	Schválil	Č. transp.						
		Dne							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ LIBEREC		Typ	Skupina	Starý výkres			Nový výkres		
		Název	VEDENÍ BIDLENU			1 DP-03 00			1.
		Počet listů				List			

Ka	Název a rozměr	Polotovár	Materiál konečný	Materiál výšez	Tr.	Čist.	Hr.	Čís. výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Těleso		422421						1
2	Ložiskové těleso		422421						2
1	Ozubené kolo		422421						3
1	Ozubené kolo		422421						4
3	Excentrické ozubené kolo		422421						5
1	Ložiskové těleso		422418						6
3	Ojnice		422418						7
1	Ojnice		422418						8
2	Páka		422418						9
2	Páka		422418						10
1	Víko		422418						11
1	Víko		422418						11a
1	Víko		422418						12
2	Víko		422418						13
1	Víko		422418						13a
2	Klika		422418						14
2	Těleso platiny		422418						15
1	Hlavní hřídel		11500						16
1	Hřídel		11500						17
1	Hřídel		11500						18
1	Hřídel		11500						19
2	Hřídel		11500						20
2	Čep		12020						21
2	Čep		12020						22
1	Platina /stahovací hák/		11370						23
1	Platina /stahovací hák/		11370						24
1	Respárný kroužek		11340						25
4	Respárný kroužek		11340						26

Měřitko	Kresil	10.7.1964	Schválil	Dne	C. snímku	C. transp.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
	Přezkoušel									
	Norm. ref.									
	Vyr. projedn.									

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ LIBEREC	Typ	Skupina	NÁZOV	Starý výkres	Nový výkres
	Název	ČLUNKOVÁ ZÁMKA			
			Číslo	DP-0100	2.
			Počet listů		List

Ks	Název - rozměr	Polotovár	Materiál konečný	Materiál výchozí	Pr. čistá hr. bóp. váhová	Čís. výkresu	Pos		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Těleso		11373						1
1	Ozubené kolo		422421						2
1	Ozubené kolo		422421						3
1	Ozubené kolo		422421						4
1	Ozubené kolo		422421						5
1	Ozubené kolo		422421						6
1	Víko		422418						7
1	Víko		422418						8
1	Víko		422418						9
1	Víko		422418						10
1	Hlavní hřídel		11500						11
1	Hřídel		11500						12
1	Předlokový hřídel		11500						13
4	Rozpěrný kroužek		11340						14
1	Rozpěrný kroužek		11340						15
1	Rozpěrný kroužek		11340						16
12	Šroub M4 x 15	ČSN 021153							17
4	Vrub d 16	ČSN 021810							18
1	Šroub M10 x 15	ČSN 021115							19
4	Podložka I7	ČSN 021701							20
1	Pero 12x8x55	ČSN 022562							21
3	Pero 10x8x30	ČSN 022562							22
4	Ložisko 6207	ČSN 024636							23
1	Ložisko 2206	ČSN 024652							24
2	Pojistný kroužek 72x2,8	ČSN 022931							25
4	Pojistný kroužek 35x2	ČSN 022930							26

Měřtko	Kreslil	11.7.1964	<i>Franko Šolák</i>	Č. měřku		Změna	Datum	Podpis	Index změny
	Přezkoušel								
	Norm. ref.								
	Výr. projedn.	Schválil		Č. transp.					
			Dne						

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ LIBEREC	Typ	Skupina	NAHON	Starý výkres	Nový výkres
	Název	ČLUNKOVÁ ZÁMĚNA KUSOVNÍK			
	Počet listů	2	DP 02 00		2.
					List