

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce
Fakulta strojní
Obor 23-21-8
stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební
průmysl
zaměření
textilní stroje
Katedra textilních a oděvních strojů

BIDLÉN TKACÍHO STROJE UTAS S JEHLOVOU NÁSTAVBOU

Alexej Loginov

Vedoucí práce: s. Ing. František Egert, CSc, VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran: 100
Počet příloh: 6
Počet tabulek: 10
Počet obrázků: 32

Liberec květen 1985

Vysoká škola: strojní a textilní
Liberec
Katedra: Textilních a oděvních
strojů

Fakulta: strojní
Školní rok: 1984/85

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Alexeje Loginova
obor 23-21-8 Strojní zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

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

Název tématu: Bidlen tkacího stroje UTAS s jehlovou nástavbou

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu výkonů jehlových tkacích strojů vzhledem ke konstrukci prohozního mechanismu.
2. Proveďte kinematické řešení přírazového mechanismu stroje UTAS s jehlovou nástavbou z hlediska jeho účinků do rámu stroje pro rozsah otáček 180 - 240 min⁻¹.
3. Navrhněte odlehčenou konstrukci bidlenového mechanismu s jehlovou nástavbou (uvažujte pohyblivé těžiště prohozního systému) a kontrolujte pevnostně nosnou část paprsku.
4. Stanovte metodiku měření k ověření pevnosti nosné části paprsku.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: Tabulka a grafy vypočtených veličin. Sestava rekonstruovaného bídlení.

Rozsah průvodní zprávy: 15 stran strojopisu formátu A4

Seznam odborné literatury:

Charvát, J.: Mechanika II, Dynamika. Skriptum VŠST.
Liberec 1982.

Talavášek, O. a kol.: Tkalcovská příručka. SNTL, Praha 1980.

Brychta: Jehlový tkací stroj UTAS. Diplomová práce VŠST,
Liberec 1983.

Kol.: Špičkové textilní stroje ITMA 83.GŘ Elitex,Liberec 1983.

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Egrt, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 1. 10. 1984 konečné zadání

Termín odevzdání diplomové práce: 25. 5. 1985

L. S.

Prof. Ing. Vladimír Prášil, DrSc.
.....
Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc.
.....
Děkan

v Liberci dne 8. 10. 84
10

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

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

James

V Liberci dne 23. května 1985

O B S A H P R Á C E

- I. Úvod
 2. Jehlové tkací stroje
 - 2.1 Stanovení pojmu, vynálezce
 - 2.2 Rozdělení jehlových tkacích strojů
 - 2.3 Pohon jehel
 - 2.4 Analýza výkonů jehlových tkacích strojů
 3. Popis mechanismu bidlenu člunkového tkacího stroje UTAS s jehlovou nástavbou
 - 3.1 Mechanismus přírazu
 - 3.2 Mechanismus prohozu
 4. Kinematické vyšetřování mechanismu bidlenu člunkového tkacího stroje UTAS s jehlovou nástavbou
 - 4.1 Kinematické řešení přírazového mechanismu
 - 4.2 Kinematické řešení jehlového prohozního mechanismu
 5. Dynamické řešení přírazového mechanismu stroje UTAS
 6. Analýza vlivu prohozního mechanismu na dynamiku přírazového mechanismu
 7. Paprsek tkacího stroje UTAS s jehlovou nástavbou
 - 7.1 Typy a volba paprsků
 - 7.2 Účinky působící na paprsek. Cesty zvýšení spolehlivosti a doby bezporuchového provozu
 - 7.3 Pevnostní výpočet paprsku
 8. Měření neelektrických veličin
 9. Návrh metodiky měření k ověření pevnosti nosné části paprsku
 10. Závěr
- Seznam použité literatury

1. ÚVOD

Další rozvoj Československého národního hospodářství a tím i trvalý růst životní úrovně, uspokojování potřeb vnitřního trhu, je podmíněn růstem společenské produktivity práce. Zvýšení produktivity lze dosáhnout prováděním rekonstrukcí a modernizací stávajících kapacit. to vyžaduje soustředit výzkumné kapacity na rozhodující úkoly vědeckotechnického rozvoje, důsledněji užívat možností integrace socialistické vědy a uplatňovat nové, efektivnější formy převodů vědeckých výsledků do společenské praxe.

XVI. sjezd KSČ zhodnotil dosavadní vývoj a stav Československé společnosti a vytyčil závažné úkoly ve sféře hospodářské politiky, která má pro výstavbu rozvinuté socialistické společnosti rozhodující význam. Zvyšování výroby a kvality výrobků považuje KSČ za prvořadý úkol průmyslových odvětví a za předmět zvláštní péče stranických orgánů. V textilním průmyslu jde především o plné využití stávajících kapacit a o zvyšování výroby v tkalcovnách zaváděním nové tkací techniky.

Československo je zemí s vyspělým textilním průmyslem. Řada výrobních oborů představuje ve srovnání se světovou úrovní solidní průměr, v některých odvětvích Československo drží krok se světovou špičkou. Jestliže ČSSR chce toto postavení udržet, musíme brát na zřetel stávající vývoj textilního průmyslu na celém světě, zvláště země, jejichž textilní průmysl má vysokou úroveň.

S ohledem na současný stav a očekávaný vývoj výroby tkanin se ukazují zajímavé oblasti a široké možnosti použití výkonné, moderní tkací techniky v budoucnu. Současný vývoj tkací techniky ve světě jde spíše cestou důsledného propracování známých principů bezčlunkového tkaní, zaměřených na nejvyšší využití všech jejich technických a obchodních možností, než cestou realizace převratných novinek. Trvání tohoto zásadního trendu rozvoje tkacích strojů je možno očekávat až do roku 2000.

V bližší budoucnosti se začnou ve větším rozsahu nahrazovat člunkové stavy výkonnou bezčlunkovou tkací technikou hlavně v oblasti hladkých tkanin. Jsou vypracovány optimistické prognózy, podle nichž se do budoucna, respektive do roku 1990, bude vyrábět 50% tkanin bezčlunkovými stroji.

Světová výstava ITMA, která probíhala v roce 1983 v Miláně, potvrdila, že jehlové tkací stroje jsou nejrozšířenější tkací technikou. Výrobci jehlových tkacích strojů, které byli vystaveny na ITMA 83, jsou : SACM, PICANOL, NUOVO PIGNONE, VAMATEX, SOMET, SAURER, DORNIER, GUNNE, SULZER-RUTI . Již první pohled na exponáty přinesl poznatek, že v oblasti jehlových tkacích strojů nastal kvalitativní zvrat, který je spojován s využitím plastických hmot s uhlíkovými vlákny. Pevné a velmi lehké materiály přinesly nečekané zvýšení otáček / více než 500 min^{-1} /, přičemž špičková rychlost zanašování útku dosahuje hranice 50 m.s^{-1} . Ten skok je však placen některými negativními rysy, a to především zvýšeným odpadem a minimální dědičností s předchozím typem.

Vývoj jehlových stavů má však ještě jednu zvláštnost, která spočívá v tom, že původní nízkootáčkový jehlový princip využila řada výrobců jako nástavbu na člunkový stav. Takovýchto nástaveb nabízelo celkem šest výrobců, mezi nimi i renomované firmy, jako SAURER a PICANOL.

Jehlový stav však může jít mnohá dalšími vývojovými cestami. Lze sice dále zvyšovat výkon, ale lze současně snižovat odpad, nebo přísněji kontrolovat napětí útku před přirazením a výhledové dokonce i zmenšovat a dále optimalizovat parametry prošlupu.

2. JEHLOVÉ TKACÍ STROJE

2.1 Stanovení pojmu, vynálezce

Jako jehlové tkací stroje označujeme ploché tkací stroje, u nichž útková příze se zanáší do prošlupu pomocí nuceně pohybovaných svěrek nití. Svěrky jsou upevněny na pásech nebo tyčích. Tato ústrojí mohou zanášet útkovou nit jednostranně a přes celou tkací šíři, nebo oboustranně a vždy přes polovinu tkací šíře, přičemž u poslednějšího způsobu dochází k předání nití ve středu prošlupu.

Ze vynálezce moderní jehlové techniky můžeme považovat Johana Gablera, který již roku 1922 zabudoval jehlové ústrojí do bavlnářského tkacího stroje se zanášením útku tkalcovským člunkem. Proto dostal Gabler r. 1925 patent DRP 480 677. U tohoto tkacího stroje bylo použito zanášení útku středem pomocí smyčky uprostřed prošlupu a již mezi lety 1930 a 1940 se vyrobil větší počet tkacích strojů systém Gabler.

Roku 1939 předvedl francouz Raymond Dewas po mnoha letech vývojové práce jehlové ústrojí, při němž je útková nit uchopena přinášející svěrkou. Tento tzv. "Dewasův princip" se dnes téměř bez výjimky používá u všech moderních jehlových tkacích strojů. V Lyonu vyvinuli René Aneet a Marcel Fyolle jednostranný jehlový způsob, který byl použit na známých španělských konstrukcích, známých jako tkací stroje "IMER". Mnoho vynálezů a konstruktérů zůstalo neznámých, známe jen výrobce a tkací stroje, aniž bychom věděli, kdo vlastně podklady dodal.

2.2 Rozdělení jehlových tkacích strojů

Jehlové tkací stroje rozdělujeme podle čtyř hledisek:

2.2.1 Podle druhu jehly

- a/ jehly tuhé
- b/ jehly ohebné

Jehly tuhé /rapíry/ - jsou to tenkostěnné trubky o průřezu 10 - 15 mm, někdy také duté tyče obdélníkového průřezu. Tuhé jehly nemusí mít v osnově vedení, pouze jejich hlavice kloužou po osnově podepřené lištou.

Jehly ohebné - jsou to pásy obdélníkového průřezu o rozměru asi 25 x 1 mm vyrobené z pružinové oceli nebo z plastických hmot. Ohebné pásy musí mít pro větší pracovní šířky v osnově vedení z lamel. Při vysunutí z osnovy se pásy na boku navíjejí na kolo nebo se ohýbají v půlkruhovém kanálu, takže půdorysná šířka není velká.

2.2.2 Podle počtu jehel

- a/ s jehlou na jedné straně stroje
- b/ s jehlami na obou stranách stroje se dělí dále:
 - se zanášéním z jedné strany. První jehla pouze předává, druhá je přejímací
 - se zanášéním z obou stran s předáváním útku nebo bez předávání útku

2.2.3 Podle způsobu zanášení útku

- a/ zatahování rovného útku /systém Dewas/. Škřípec konec útku v hlavici jehly pevně sevře a zatahuje do osnovy.
- b/ zanášení smyčky do poloviny prošlupu a pak její rozvínutím. Útek není v hlavici jehly pevně sevřen, ale pouze prochází jejími průvleky /systém Gahler/.

2.2.4 Podle umístění prohozního mechanismu

a/ ústrojí nehybně upevněné na rámu stroje vyžaduje přesný klid paprsku v zadní krajní poloze po celou dobu zonášení útku.

b/ ústrojí výkyvné s paprskem

2.3 Pohon jehel

2.3.1 Vedení jehel bubny

Jehly jsou na obou stranách vedeny krytými bubny, které jsou kmitavý /kýv-vý/ pohyb dostávají mechanismem.

Pohon jehel klikou a ozubenou tyčí

Pohon jehlových bubnů klikou a ozubenou tyčí používá jako první výrobce f. Draper Corp., USA. licenční cestou byl tento pohon přenesen přes Maschinenfabrik Georg Fischer akc. spol., Švýcarsko na Maschinenfabrik Rütli akc. spol., Švýcarsko. Na obou stranách hlavního hřídele je uspořádáno po jednom klikovém pohonu, který pohybuje ozubenou tyčí nahoru a dolů. Tato ozubená tyč přenáší svůj kmitavý pohyb přes vložené kolo na jehlový buben. Tato konstrukce byla použita u modelu F2000 f. Rütli. Parametry tohoto stroje a také následujících strojů uvedeny v tabulce č. 1/.

Pohon pásu prostorově uspořádaným klikovým mechanismem

Pro nově koncipovaný tkací stroj F2001 byl vyvinut nový pohon, tzv. prostorový klikový mechanismus, který točivý pohyb kliky přenáší jako pohyb sem a tam na osu ozubeného oblouku /segmentu/. Ozubený oblouk zabírá do ozubeného kola na ose jehlového bubnu.

2.3.2 Vedení jehel v polokruzích nebo dílčích kruzích

Při vedení v polokruzích nebo v dílčích kruzích klouzájí obě jehly v půlkruhových nebo v dílčích kruhových drážkách uspořádaných mimo stěny stroje. Pohon jehel se uskutečňuje ozubenými koly pásu, jejich zuby zabírají do vybrání v jehle. Tato konstrukce je používána v řadě rozdílně koncipovaných výrobků.

Pohon jehel páskovým mechanismem s křivkovou vačkou

U některých modelů tkacích strojů pohybují křivkové vačky na hlavní hřídeli pákou jehly sem a tam a její pohyb je přenášen rezi pákou s ozubenými koly na ozubené kolo jehly. Nový hnací mechanismus s křivkovou vačkou na modelu UV-770 f. Somet S. p. A., Itálie, běží v olejové lázni a přivádí točivý pohyb hlavního hřídele přes páku s ozubené kolo na kmitavý pohyb pro jehlové kolo.

Pohon jehel drážkovým bubnem

Raymond Dewas použil na svém prvním jehlovém tkacím stroji rotující drážkový buben, který jehlovou pákou převodl ozubeným segmentem na kývavý pohyb. Ozubený segment působil vložení kolem na jehlové kolo. Tento pohon jehel byl použit také na tkacích strojích f. Atelier Snoek, Belgie.

Pohon jehel klikou s ozubeným řemenem

U tkacího stroje f. N. V. Weefautometen Picard, Belgie, model "President FGW" se kmitavý pohyb přenáší přímo vždy od jednoho výstředníku na spodní hřídel stroje přes sklopnou páku s kloubovou tyč. Tato tyč pohybuje přes převod ozubeným řemenem ozubeným jehlovým kolem.

U tkacího stroje f. Gönne Webmaschinenfabrik spol. r. o. a spol. k. S., Německá spolková republika, pohání ozubený řemen od hlavního hřídele klikový kotouč. Ojnicním převodem se točivý pohyb přeměňuje v kmitavý pro ozubený segment. Tento segment pohybuje jehlovým kolem přes kuželové kolo.

Pohon jehly ozubeným řemenem

Souprava na přestavbu na jehlový systém s označením "Saurer 350" akc. spol. A. Saurer, Švýcarsko, se používá především pro přestavbu člunkových tkacích strojů typu WT. Od hlavního hřídele je ozubeným řemenem poháněn na každé straně stroje prohozní hřídel a od něj je další ozubený řemen poháněn klikový mechanismus.

vyrobce	typ	šíře (cm)	frekvence otaček (min^{-1})	teoretický výkon ($m \text{ úř.} \times min^{-1}$)
Sulzer	F 2001 T F 2001	190	360	760
		190	360	684
		200	300	600
		220	330	726
		250	275	688
		280	275	770
		280	272	762
Somet	SM 92	190	520	988
		210	445	935
		340	290	986
		340	345	1173
	ST 880	190	345	656
		190	336	638
		190	345	655
		210	345	725
		230	325	748
		340	324	762
		350	268	938
		360	220	792
Hoeck		170-400	165 - 350	až 660
Picanol	GTM	190	410	779
		190	420	798
		190	410	779
		240	360	864
		280	320	896
Günne		150-230	270	až 490
Saurer	350	190	230	440
	400	185	400	740
		225	300	743
		245	265	649
	500	185x2	330	1221
		185x2	355	1313
		225x2	295	1327
SACM	UR 1000	160-200	480-530	830 - 960
	MAV	225	300	675

vyrobce	typ	šire (cm)	frekvence otaček (min ⁻¹)	teoretický výkon (m útl. min ⁻¹)
Vamatex	SP/251	190-360	275-360	780-935
	C/401	190	430	817
		190	445	845
		210	405	850
		210	350	735
		340	315	1071
		340	285	969
		360	290	1044
		360	270	972
	P/1001	190	550	1054
	P/1000	380	335	1273

Pokračování tabulky č. 1

Také u tkacího stroje f. Somet S. p. A. pohybuje kombinace ozubených řemenů jehlou, která se spojuje s pákou kliky. Mezi třetím ozubeným řemenem a ozubeným kolem je zapojena ještě jedna v olejové lázni běžící kombinace kuželových kol ke změně pohybu.

Vrtulový hnací mechanismus

Firma Vanatex S. p. A., Itálie, vyvířila pro svoje tkací stroje reversní soukolí, u něž působí kliková ojnice přes posuvné válečky na šnekový hřídel. Činnost tohoto pohonu lze srovnat s činností dvířáku. Křížový pohyb ojnice se přenáší dvěma válečkovými prvky na šnekový hřídel, na kterém sedí ozubené jehlové kolo.

2.4 Analýza výkonů jehlových tkacích strojů

2.4.1 Vliv konstrukcí prohozního mechanismu na výkon jehlových tkacích strojů

Z uvedených technických parametrů jehlových tkacích stavů /viz. tabulka č. 1/ s různými druhy mechanismů, které provádí pohon jehel, můžeme stanovit, že výkony tkacích stavů se mezi sebou v podstatě neliší v závislosti na druhu použitých prohozních mechanismů. Výkony jehlových tkacích stavů se nacházejí na přibližně stejné úrovni a mají vysokou hodnotu příslušnou vývoji tkací techniky v současné době. Tato hodnota pro tkací stavy, odpovídající současným požadavkům se rovná 800-1000 r útku/min.

Na zvýšení výkonu jehlových tkacích stavů v srovnávání s hodnotami, které byly uváděny na světové výstavě ITMA v Hannoveru 1979, také působí vliv požití nových materiálů pro výrobu ohebných jehel. Tak f. Piccoli vyrábí ocelovou stuhu pro ohebné jehly s povrchovou vrstvou z teflonu, f. Somet používá na výrobu stuhu uhlíkové vlákno a f. Küti - nylon. Použití nových materiálů způsobilo snížení tření a teploty, také vzrostla doba bezporuchového provozu a zvyšují se prohozní rychlosti.

FIRMA	STAT	SOMET			ITALIE		SACM		FRANCIE
TYP		AG/2S	ST	880	Master	92	MAV - S		UR-1000
ŠÍŘE (cm)		190		190		190		140	240
FREKVENCE OTAČEK (min^{-1})		250		340		500		280	375
PLOCHA (m^2)		9,26		8,03		8,03		6,76	10,1
VÝKON (kW)		4,1		2,5		3,0		3,0	4,0
TEORITICKÝ VÝKON ($\text{m} \text{ útku} \cdot \text{hod.}^{-1}$)		28 500		38 760		57 600		23 520	54 000
%		100		136		200		100	230
MĚRNÝ VÝKON ($\text{m} \text{ útku/hod.} \cdot \text{m}^2$)		3 012		4 827		7 098		3 479	5 346
%		100		160		235		100	153
MĚRNÉ ZTRATY EL. ENERGIE ($\text{kW}/100000 \text{ m} \text{ útku/hod.}$)		14,38		6,45		5,26		12,75	7,4
%		100		45		36		100	58
POHON JEHEL		čtyřčlenný s ozubeným řeme- nem a ozube- ným převodem	pozitivní vač- kový mechanis- mus v olejové lázni	vačkový zákon pohybu vačky propřáco- ván na počítači			vačkový mechanismus		vyvažovaný dvojitý epicyklický systém
UMÍSTĚNÍ PROHOZNĚHO MECHANISMU		na bídlení	na rámu stroje	na rámu stroje			na bídlení		na bídlení

Tabulka č. 2.

Použitím vačkových prohozních mechanismů a jejich umístění na rámu tkacího stavu má za následek zvýšení výkonu jehlových tkacích stavů.

2.4.2 Vliv umístění prohozního mechanismu

Umístění prohozních mechanismů má velký vliv na spotřebu elektrické energie tkacích stavů. Hodnoty spotřeby elektrické energie a jiné parametry tkacích stavů jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Porovnáním parametrů uvedených v tabulce č. 2, můžeme říct, že umístění prohozních mechanismů na bidlenu tkacího stavu značně působí na spotřebu elektrické energie. Spotřeba elektrické energie vzrůstá ve srovnání se spotřebou elektrické energie stavu, s umístěním prohozního mechanismu na rámu stavu, asi 1,5 - 2krát. Z jedné strany tento růst spotřeby elektrické energie je velkou nevýhodou umístění prohozního mechanismu na bidlenu, ale z druhé strany dává možnost vyrábět tkaniny s velkou hustotou po útku. Takové stavy se používají pro výrobu koberců a také ve výrobě těžkých technických tkanin /plochy/.

2.4.3 Vliv použití středového prohozu

Zvýšení výkonu tkacích stavů můžeme získat použitím středového prohozu. /viz. tabulka č.3 /

výrobce typ stroje	otačky /min ⁻¹ /	šíře stroje /cm/	navedená šíře /cm/	výkon /m ú x min ⁻¹ /
Saurer S 500-2x185	330	2x185	2x178,5	1178
Saurer S 500-2x225	295	2x225	4x98,5	1162

Tabulka č. 3.

Jehlové stavy se středovým prohozen rají:

- a/ vysoký tkací výkon daný zanášením dvou útků do prošlupu v jednom pracovním cyklu
- b/ vyšší setkovatelnost oproti stejně širokým tkacím strojům s bočním prohozen, využívaným k pásmovému tkaní. Každé pásmo tkaniny je tvořeno samostatně, což urožňuje lepší provázání útku s osnovou snadnějším vtažováním útku z obou stran pásma
- c/ nižší namáhání zanášeného útku vlivem menší prohozní vzdálenosti rovné poloviční paprskové šíři.
- d/ snadné snování, navádění a transport osnovních válek, neboť celá technologická náročnost přípravných prací, t. j. transportu i úpravy zůstává zachována jako u úzkých stavů
- e/ jednoduché míchání útku, případně dvoubarevná záměra daná pevnou vazbou, případně programovým ovládáním vkládacího systému útku

2.4.4 Cesty zvýšení výkonu jehlových tkacích strojů

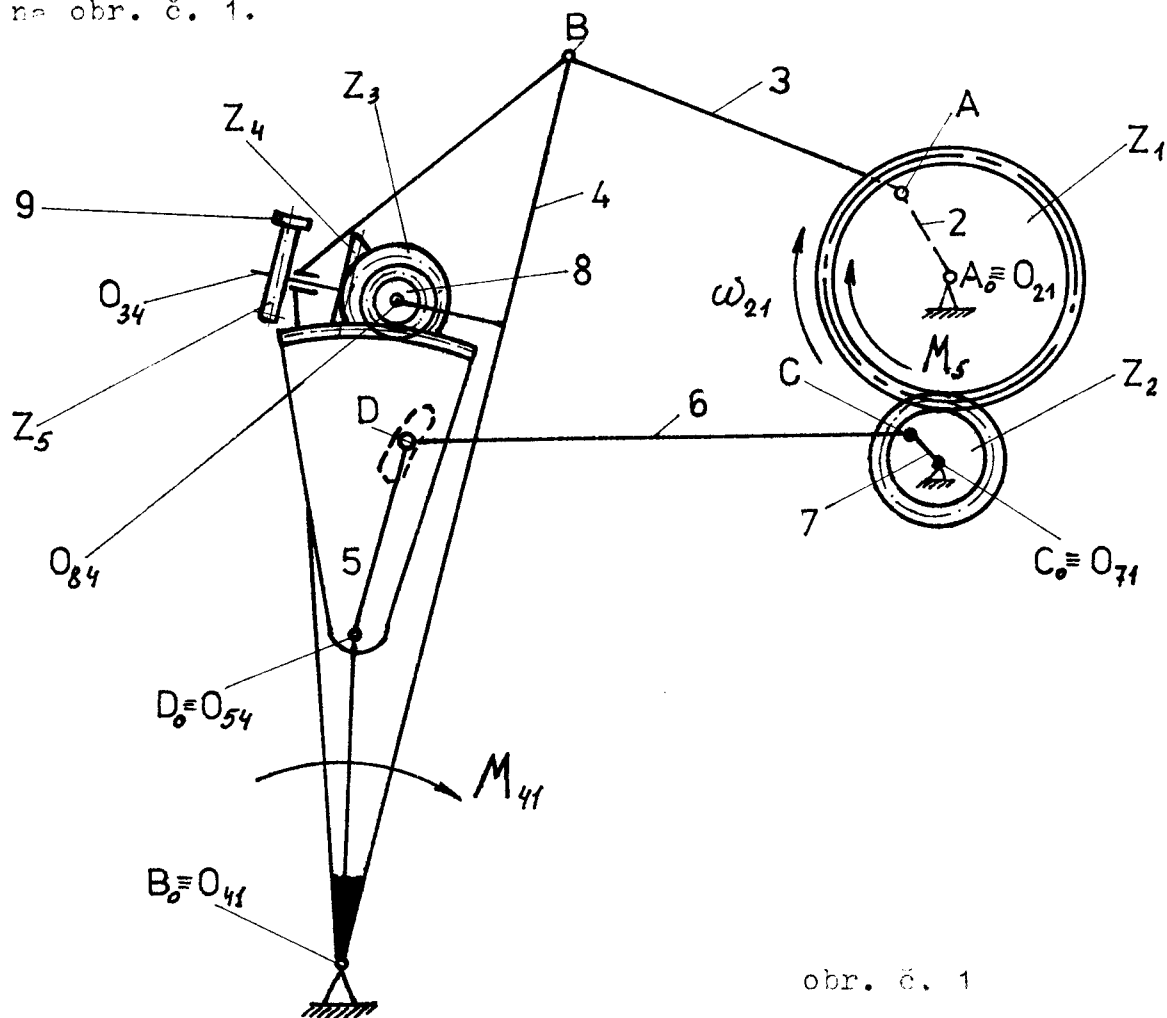
Další zvýšení výkonu tkacích strojů může být následující:

1. Zvýšení frekvence otáčení hlavního hřídele cestou použití technických konstrukcí:
 - a/ snížení pohybujících se hmot cestou použití odlehčených materiálů - většinou upevněných plastických hmot a odlehčených konstrukcí
 - b/ optimalizace dojití nití
 - c/ použití elektroniky
2. Dát do provozu dvojité jehly pro tkaní současně dvou tkanin, jedna pod druhou
3. Zanášení dvou útků do jednoho prošlupu
4. Konstrukce jehlového tkacího stroje pro tkaní dvojité šíře

Musíme věnovat pozornost nejen zvýšení výkonu tkacích strojů, ale i universalitě, spolehlivosti a zlepšení technické obsluhy tkacích strojů.

3. POPIS MECHANISMU BIDLENÍ ČLUNKOVÉHO TKACÍHO STROJE UTAS S JEHLOVOU NÁSTAVBOU

Mechanismus bidlení tkacího stroje UTAS představuje systém dvou mechanismů: mechanismus přírazu a mechanismus prohozu. Tyto mechanismy jsou vzájemně vázány kinematickou vazbou. Kinematická schémata mechanismu bidlení je uvedena na obr. č. 1.



3.1 Mechanismus přírazu

Mechanismus přírazu u člunkového tkacího stroje představuje podle obr. č. 1 čtyřkloubový mechanismus.

Od zalomeného hřídele O_{21} přes kliku 2 je dvěma ojnici-
mi 3 odvozen kývavý pohyb bidla 4, jehož úkolem je přirazit
prohozený útek ke tkanině.

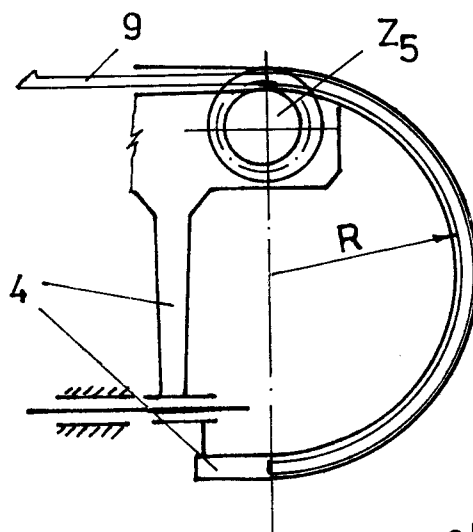
Na tento mechanismus přírazu je navázán mechanismus
prohozu.

3.2 Mechanismus prohozu

U jehlové nástavby byl prohozní mechanismus převzat od zahraniční firmy INAPSA.

Z konstrukčního hlediska tvoří největší část mechanismu rameno 4. Je to odlitek /materiál 42 43 31.70/, který je svojí spodní částí uchycen na prodloužené podbidelnici O_{41} . V horní části ramena je umístěna kuželová převodovka Z_3 a Z_4 , jejíž vstupem je ozubené kolo Z_5 z hliníkové litiny. Na toto kolo je naváděn ohybný pás 9, který realizuje pohon jehly. Tento pás je vyroben firmou CINCLA z polymeru, který obsahuje uhlíková vlákna. Jehelní pás se v úvratích vrací do polokruhového vedení, které je připevněno k ramenu /viz. obr. č. 2/. Na koncích tohoto pásu je upevněna jehla. Převod je dvoustupňový. Na vstupu zabírá kyvný segment 5 s ocelovým pastorkem 8. Pastorek je prakticky vstupem na kuželové soukolí Z_3 , Z_4 . Výstupem je pak již zmíněné kolo Z_5 z hliníkové slitiny.

Kyvný segment je ze stejného materiálu jako rameno 4. S ramenem je spojen čepem O_{54} , který unášuje segmentu dva pohyby. Předně kývavý pohyb kolem tohoto čepu. Zdrojem tohoto pohybu je excentr 7, poháněný od hlavního hřídele stroje O_{21} přes ozubený převod Z_1 , Z_2 .



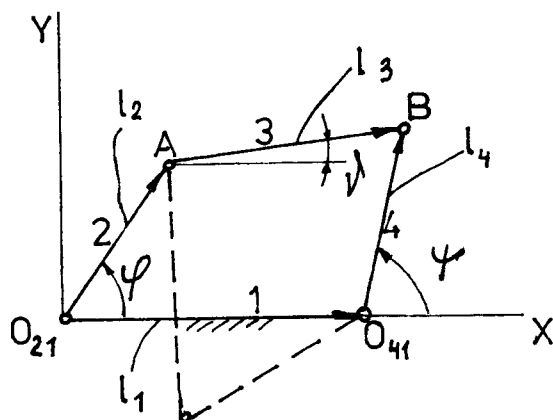
obr. č. 2

Zuby v tomto převodu jsou z pertinaxu, což sníží výrazně hlučnost stroje. Dalším pohybem segmentu 5 je pohyb s celým ramenem 4. Zdrojem tohoto pohybu je čtyřkloubový mechanismus 2, 3, 4. Kliko 2 je poháněna od hlavního hřídele C_{21} .

Na jednom stroji pracují dva prohozní mechanismy, na pravé a levé části stroje. Konstrukčně se tyto mechanismy nijak neliší, jsou pouze jakýmsi "zrcadlovými mechanismy".

4. KINEMATICKÉ VYŠETŘOVÁNÍ MECHANISMU BILLENÍ
ČLUNKOVÉHO TKACÍHO STROJE UTAS S JEHOLOVOU
NÁSTAVBOU

4.1 Kinematické řešení přírazového mechanismu



obr. č. 3

Při daných geometrických rozměrech mechanismu tj. délkách l_1, l_2, l_3, l_4 jednotlivé členy 1, 2, 3, 4 určíme zdvihovou závislost $y = f(x)$, převodové funkce $\frac{dy}{dx}$, $\frac{d^2y}{dx^2}$ a kinematické veličiny vchodu 4.

K odvození základních vztahů použijeme tzv. vektorové metody. Uvažujeme čtyřkloubový mechanismus jako vektorový čtyřúhelník, pro který platí obr. č. 3

$$\overrightarrow{O_{21}A} + \overrightarrow{AB} = \overrightarrow{O_{21}O_{41}} + \overrightarrow{O_{41}B} \quad /a/$$

Rozepsáním této relace do složkových rovnic v osách X, Y dostaneme,

$$\begin{aligned} X \dots l_2 \cos \varphi + l_3 \cos \psi &= l_1 + l_4 \cos \psi & /b/ \\ Y \dots l_2 \sin \varphi + l_3 \sin \psi &= l_4 \sin \psi & /c/ \end{aligned}$$

přičemž předpokládáme polohové úhly φ, ψ, ψ ve stejném smyslu.

Vypočtením ze soustavy rovnic /b,c/ výrazu $l_3 \cos \psi$, $l_3 \sin \psi$, jejichž umocněním a sečtením dostaneme:

$$l_3^2 = [(l_1 + l_4 \cos \psi) - l_2 \cos \varphi]^2 + [l_4 \sin \psi - l_2 \sin \varphi]^2 \quad /d/$$

Další úpravou získáme vztah

$$\frac{l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2l_2l_4} - \frac{l_1}{l_4} \cos \varphi + \frac{l_1}{l_2} \cos \psi - (\cos \varphi \cos \psi + \sin \varphi \sin \psi) = 0 \quad (4.1)$$

který bude výchozím pro stanovení zdvihové závislosti i převodových funkcí.

Zdvihová závislost

Rovnici (4.1) upravíme do tvaru

$$A \sin \psi + B \cos \psi = C \quad (4.2)$$

kde

$$A = \sin \varphi \quad B = \cos \varphi - \frac{l_1}{l_2}$$

$$C = \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2l_2l_4} - \frac{l_1}{l_4} \cos \varphi \quad (4.3)$$

Substitucí

$$\sin \psi = \frac{2 \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\psi}{2}} \quad \cos \psi = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{\psi}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\psi}{2}}$$

ve vztahu (4.2) dostaneme kvadratickou rovnici pro $\operatorname{tg} \frac{\psi}{2}$

$$(B+C) \operatorname{tg}^2 \frac{\psi}{2} - 2A \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} + (C-B) = 0$$

Jejím řešením získáme pro polohový úhel hnaného členu:

$$\operatorname{tg} \frac{\psi}{2} = \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B+C} \quad (4.4)$$

což je v podstatě zdvihová závislost čtyřkloubového mechanismu. Dolní /horní/ znaménko platí pro plně /čárkovaně/ naznačený na obr. č. 3

Převodové funkce

Pro jejich určení lze v zásadě vyjít z relace /4.4/ tj. $\psi = \psi(\varphi)$ a definičních vztahů:

$$\mu = \frac{d\psi}{d\varphi} \quad \nu = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \frac{d\mu}{d\varphi}$$

Při určování převodových funkcí postupujeme takto:

Vyjdeme z implicitní závislosti $F(\varphi, \psi) = 0$, dané vztahem /4.1/, kterou přepíšeme do tvaru:

$$F(\varphi, \psi) = K_1 + K_2 \cos \psi - K_3 \cos \varphi - \cos(\varphi - \psi) = 0 \quad /4.5/$$

$$\text{kde } K_1 = \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2}{2 l_2 \cdot l_4} ; K_2 = \frac{l_1}{l_2} ; K_3 = \frac{l_1}{l_4} \quad /4.6/$$

Na základě vztahů:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{d\psi}{d\varphi} = - \frac{F_\varphi}{F_\psi} \\ \nu &= \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = - \frac{F_{\varphi\varphi} + 2 F_{\varphi\psi} \mu + F_{\psi\psi} \mu^2}{F_\psi} \end{aligned}$$

kde značí:

$$F_\varphi = \frac{\partial F}{\partial \varphi} ; F_\psi = \frac{\partial F}{\partial \psi} ; F_{\varphi\psi} = \frac{\partial}{\partial \psi} \cdot \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi} \right) \text{ atd.}$$

a při použití závislostí /4.5/ jsou první a druhá převodová funkce čtyřkloubového mechanismu.

$$\mu_{24} = \frac{K_3 \sin \varphi + \sin |\varphi - \psi|}{K_2 \sin \psi + \sin |\varphi - \psi|} \quad /4.7/$$

$$\nu_{24} = \frac{\mu_{24} - \nu^2 \cos |\varphi - \psi| - \mu_{24}^2 K_2 \cos \psi + K_3 \cos \varphi}{K_2 \sin \psi + \sin |\varphi - \psi|} \quad /4.8/$$

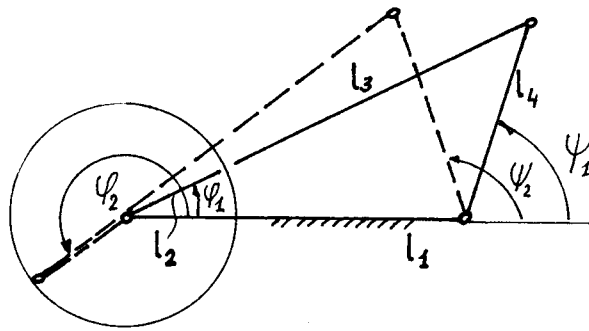
Při vlastním výpočtu stanovíme pro polohu mechanismu danou úhlem veličiny A, B, C z rovnic /4.3/, dále polohy úhlu ψ ze vztahu /4.4/ a převodové funkce z reakcí /4.7/ a /4.8/. Při daných kinematických veličinách ω_{21} , $\dot{\epsilon}_{21}$ hnací kliky 2 jsou kinematické veličiny vahadla 4 dány vztahy:

$$\omega_{41} = \mu_{24} \cdot \omega_{21} \quad /4.9/$$

$$\dot{\epsilon}_{41} = \nu_{24} \cdot \omega_{21}^2 + \mu_{24} \cdot \dot{\epsilon}_{21} \quad /4.10/$$

ve vztahu /4.10/ $\dot{\epsilon}_{21} = 0$, protože $\omega_{21} = \text{konst.}$

S ohledem na zobrazení závislostí převodových funkcí stanovíme krajní polohy klikovahadlového mechanismu. Podle obr. /4/ přísluší pravé krajní poloze mechanismu polohevé úhly φ_1 , ψ_1 a levé krajní poloze φ_2 , ψ_2 určené podle Kosinové věty z příslušných trojúhelníků vztahy



obr. č.4

$$\psi_1 = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 - l_4^2}{2 l_1 l_2 + l_3^2}, \quad /e/$$

$$\psi_1 = -\arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - l_2^2 - l_3^2}{2 l_1 l_4} \quad /f/$$

$$\psi_2 = +\arccos \frac{l_1^2 + l_3^2 - l_2^2 - l_4^2}{2 l_1 l_3 - l_2^2} \quad /g/$$

$$\psi_2 = -\arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - l_3^2 - l_2^2}{2 l_1 l_4} \quad /h/$$

Úhel výkyvu vahadla $\psi_0 = \psi_2 - \psi_1$ příslušné úhly pootečení kliky 2 jsou

$$\psi_{12} = \psi_2 - \psi_1$$

$$\psi_{21} = 2\pi - \psi_{12}$$

4.1.1 Vlastní výpočet kinematických veličin a převodových funkcí přírazového mechanismu stavu UTAS

Vlastní výpočet kinematických veličin a převodových funkcí přírazového mechanismu byl proveden na počítači EC 1033 na základě uvedených vztahů a závislostí v kapitole č. 4.0 a jeho vlastních parametrů.

Výpočet byl proveden pro tři různé druhy užité šíře

/165 cm, 215 cm, 265 cm/ a pro tři různé druhy otáček hlavního hřídele / 200 min^{-1} , 220 min^{-1} , 240 min^{-1} /.

Prohozní mechanismus tkacího stavu UTAS má následující rozměry:

a/ pro užitné šíře 165 cm

$$l_1 = 0,723129 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,072 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,2600 \text{ m}$$

$$l_4 = 0,6710 \text{ m}$$

b/ pro užitné šíře 215 cm

$$l_1 = 0,78722 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,0800 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,2600 \text{ m}$$

$$l_4 = 0,6710 \text{ m}$$

c/ pro užitné šíře 265 cm

$$l_1 = 0,78722 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,0800 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,2600 \text{ m}$$

$$l_4 = 0,6710 \text{ m}$$

Hodnoty převodových funkcí jsou uvedeny v tabulkách č. 4 a č. 5 a grafické znázornění průběhu převodových funkcí μ_{41} a ν_{41} jsou na grafech č. 2 až č. 3. A na grafu č. 1 uveden průběh zdvihové závislosti /závislosti úhlu ψ na úhlu φ / přírazového mechanismu.

kde I - je zdvihová závislost pro užitnou šíři 165 cm

II - je zdvihová závislost pro užitné šíře 215 cm a 265 cm

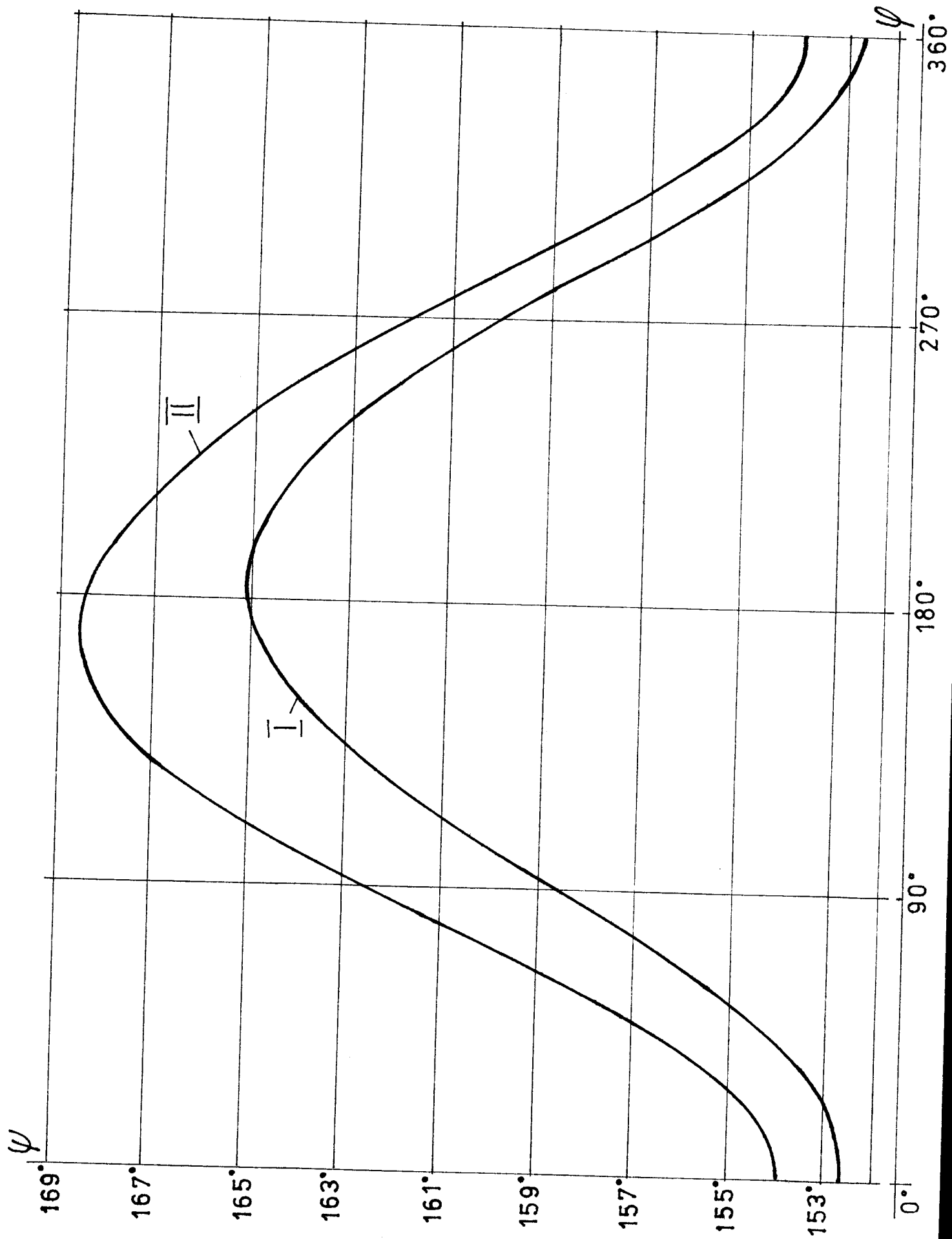
μ I - první převodová funkce pro užitnou šíři 165 cm

μ II - první převodová funkce pro užitné šíře 215 cm a 265 cm

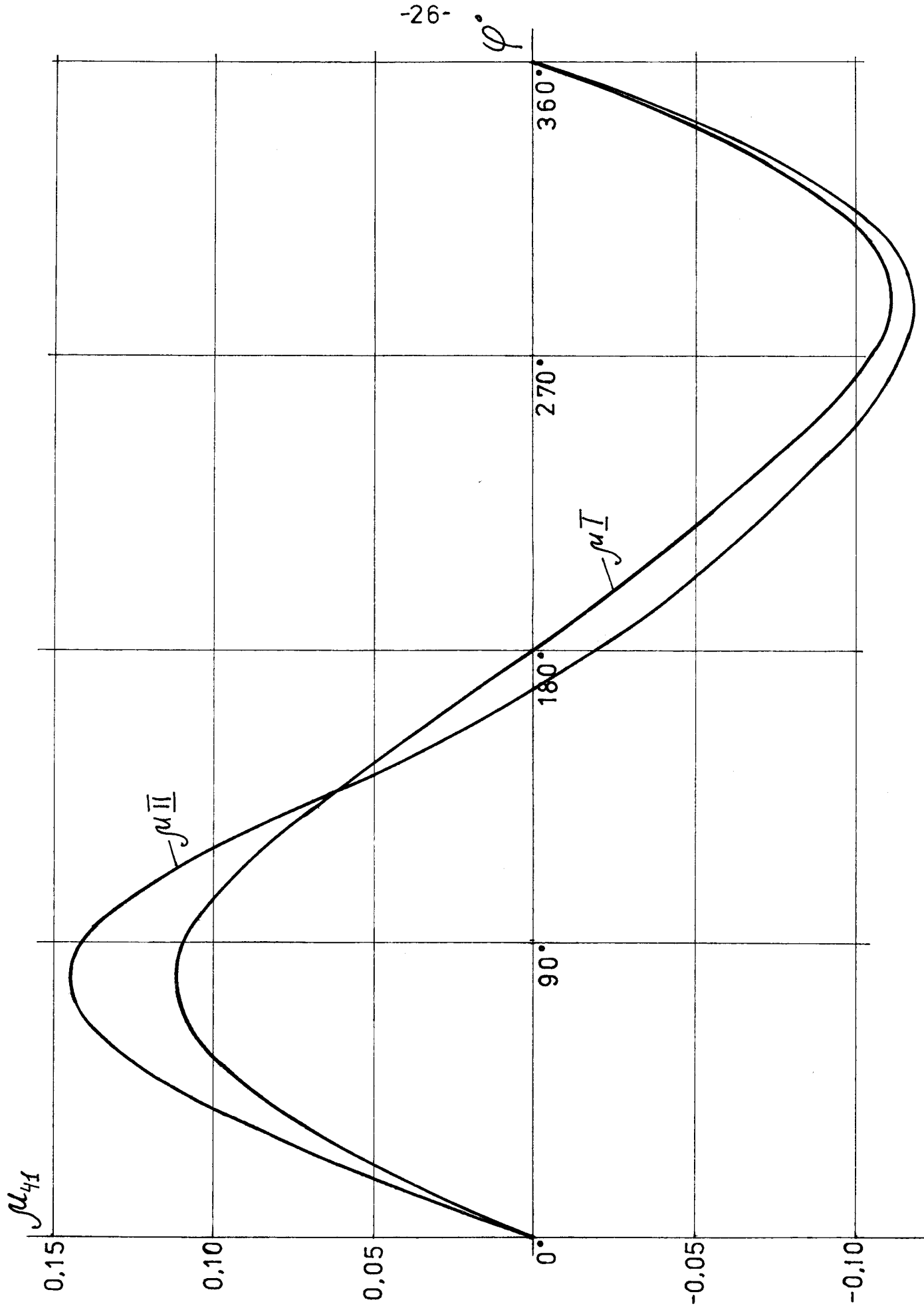
ν I - druhá převodová funkce pro užitnou šíři 165 cm

ν II - druhá převodová funkce pro užitné šíře 215 cm a 265 cm

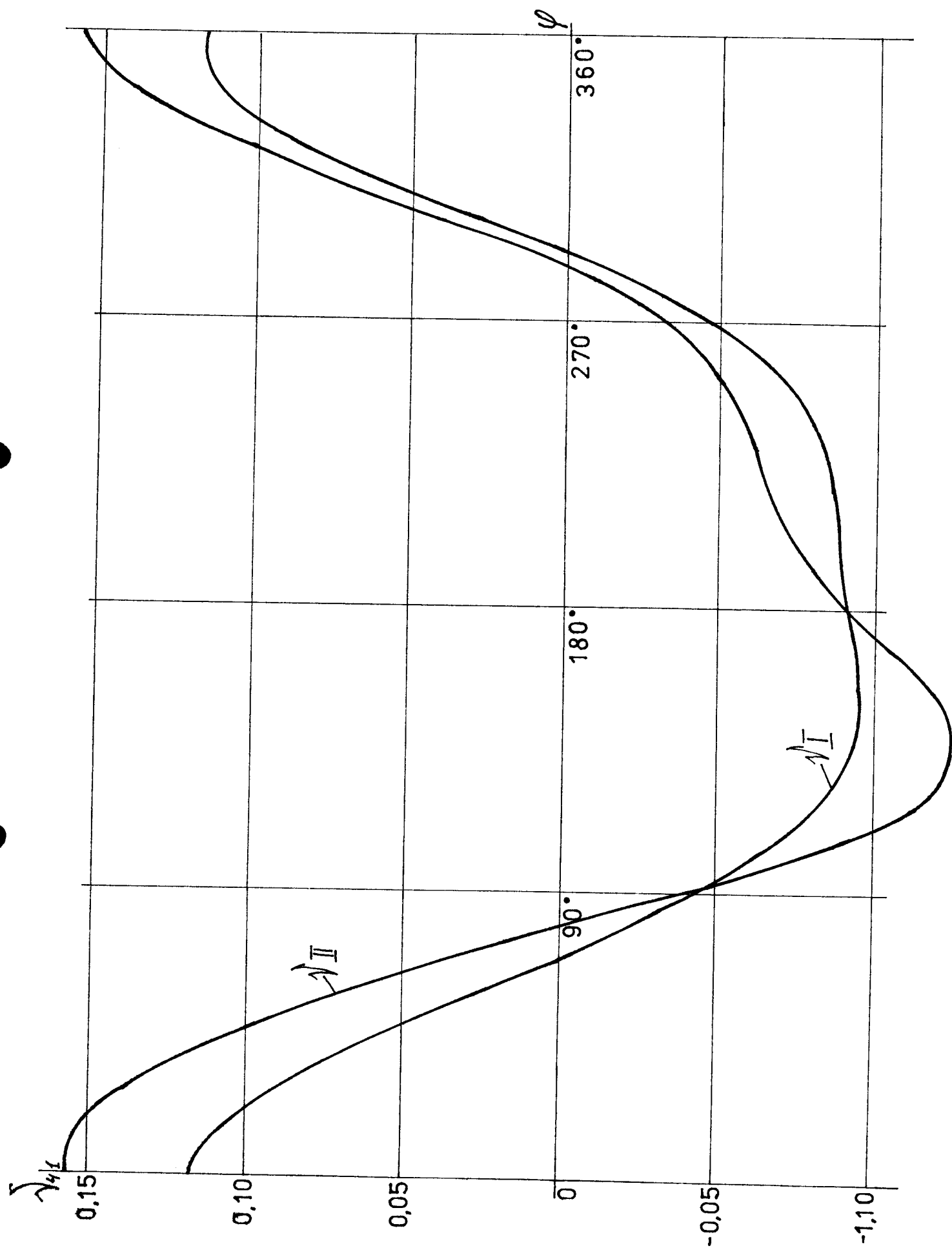
Program kinematického řešení přírazového mechanismu a výsledky řešení jsou v příloze.



graf č.1



graf č.2



graf č. 3

Tabulka č. 4

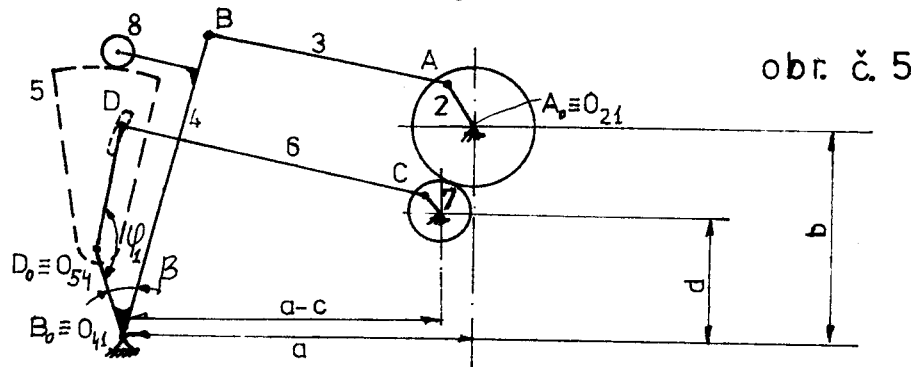
φ [°]	ψ [°]	μI	νI
0	157,3821	- 0,11058	0,01510
10°	156,2972	- 0,10553	0,04219
20°	155,2862	- 0,09583	0,06955
30	154,3960	- 0,08145	0,03465
40	153,6705	- 0,06306	0,11519
50	153,1452	- 0,04160	0,12952
60	152,8448	- 0,01826	0,13678
70	152,7820	0,00573	0,13691
80	152,9573	0,02915	0,13046
90	153,3595	0,05093	0,11834
100	153,9677	0,07019	0,10166
110	154,7525	0,08622	0,08155
120	155,6796	0,09852	0,05914
130	156,7096	0,10679	0,03554
140	157,8016	0,11093	0,01189
150	158,9146	0,11100	- 0,01072
160	160,0092	0,10731	- 0,03116
170	161,0496	0,10029	- 0,04862
180	162,0059	0,09055	- 0,06235
190	162,8538	0,07876	- 0,07216
200	163,5764	0,06558	- 0,07826
210	164,1999	0, 05162	- 0,08123
220	164,6078	0,03736	- 0,08186
230	164,9101	0,02312	- 0,08106
240	165,0709	0, 00909	- 0,07958
250	165,0929	- 0,00465	- 0,07788
260	164,9788	- 0,01810	- 0,07632
270	164,73174	- 0,03130	- 0,07497
280	164,3536	- 0,04427	- 0,07365
290	163,8471	- 0,05699	- 0,07196
300	163,2151	- 0,06933	- 0,06925
310	162,4624	- 0,08105	- 0,06467
320	161,5974	- 0,09174	- 0,05721
330	160,6330	- 0,10080	- 0,04591
340	159,5893	- 0,10749	- 0,03005
350	158,4936	- 0,11102	- 0,00949
360	157,3821	- 0,11058	0,01510

Tabulka č. 5

φ [°]	ψ [°]	μ II	ν II
0	158,4591	- 0,1131189	0,0424645
10	157,3729	- 0,1033189	0,0699545
20	156,4087	- 0,0887291	0,0969445
30	155,6133	- 0,0696504	0,1209997
40	155,0284	- 0,0467890	0,1399788
50	154,6867	- 0,0211728	0,1523823
60	154,6100	0,0059767	0,1574872
70	154,8071	0,0333737	0,1552709
80	155,2741	0,0597771	0,1462069
90	155,9955	0,0840534	0,1310222
100	156,9447	0,1052018	0,1104975
110	158,0862	0,1223558	0,0853578
120	159,3761	0,1347681	0,0562763
130	160,7636	0,1418145	0,0240169
140	162,1929	0,1430315	- 0,0102866
150	163,6041	0,1382108	- 0,0447814
160	164,9376	0,1275488	- 0,0766923
170	166,1381	0,1117866	- 0,1026275
180	167,1607	0,0922489	- 0,1196191
190	167,9761	0,0706289	- 0,1264651
200	168,5720	0,0486285	- 0,1243627
210	168,9519	0,0275688	- 0,1162415
220	169,1291	0,0082100	- 0,1053841
230	169,1226	- 0,0092090	- 0,0943474
240	168,9511	- 0,0248008	- 0,0846124
250	168,6317	- 0,0388535	- 0,0767416
260	168,1781	- 0,0516950	- 0,0706857
270	167,6008	- 0,0636098	- 0,0660345
280	166,9083	- 0,0747007	- 0,0621592
290	166,1072	- 0,0853072	- 0,0582766
300	165,2046	- 0,0950797	- 0,0534735
310	164,2089	- 0,1038609	- 0,0467388
320	163,1321	- 0,1112224	- 0,0370425
330	161,9912	- 0,1165661	- 0,0234877
340	160,8099	- 0,1191643	- 0,0055354
350	159,6197	- 0,1182454	- 0,0167392
360	158,4591	- 0,1131190	- 0,0424641

4.2 Kinematické řešení jehlového prohozního mechanismu

Jehlový prohozní mechanismus aplikovaný na tkacím stroji UTAS je v kinematickém schématu nakreslen na obrázku /5/. Jedná se o mechanismus sedmičlenný.



Pohyblichkeit rovinných kinematických řetězců určujeme z Čebyševy-Grüblerovy vazbové závislosti. Pro mechanismus uvedený na obr. /5/ platí:

$$i = 3 / n - 1 / - 2 / R + V + P / - 0$$

$$i = 3 / 7 - 1 / - 2 \cdot 8 - 1$$

$$i = 1$$

Mechanismus má tedy jeden stupeň volností. Znamená to, že mechanismus má jeden hnaný člen, a to člen 2, který je poháněn od hlavního hřídele stroje. Přes ozubený převod je poháněn také člen 7 /excentr/, v převodovém poměru 1 : 2. Z uvedeného vyplývá, že na jednu otáčku hlavního hřídele se otočí dvakrát hřídel spodní, ale v opačném smyslu.

Kinematickým vyšetřením mechanismu určíme zdvihovou závislost mezi členy 4 a 5. Označíme-li φ_1 úhel mezi členy 4 a 5 a zavedeme-li úhel pootočení hlavního hřídele, potom hledané kinematické závislosti budou:

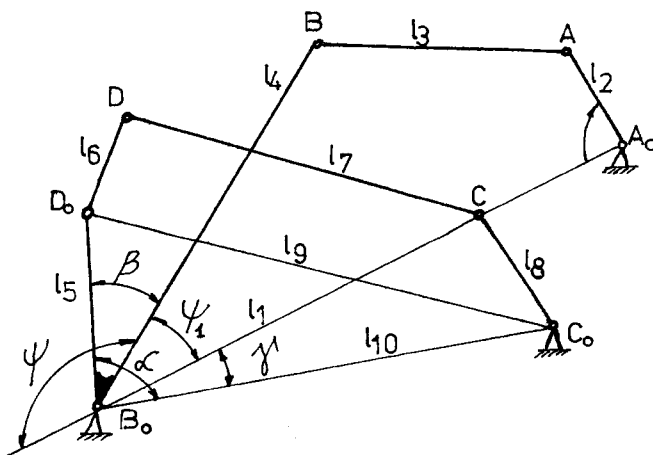
$$\varphi_1 = \varphi_1, \varphi_1$$

$$\omega_{45} = \omega_{45}(\varphi) \quad \varepsilon_{45} = \varepsilon_{45}(\varphi)$$

Vlastní kinematické řešení prohozního mechanismu

V prvním kroku kinematického řešení zjistíme závislost $\alpha = \alpha(\varphi)$ Úhel α je úhel mezi spojnicemi bodu $A_0 B_0$ a $C_0 B_0$.

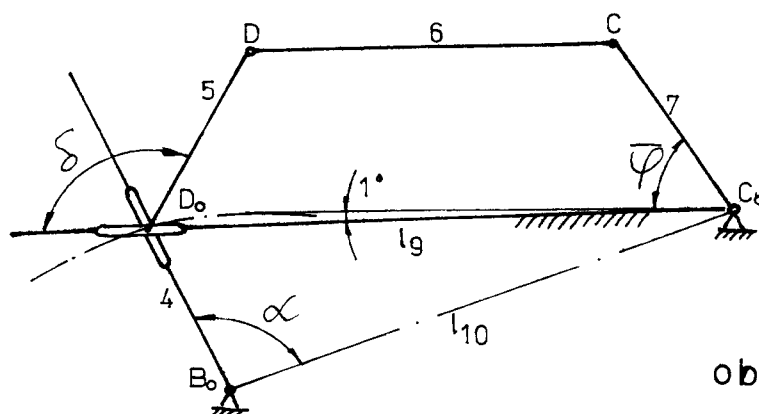
Úhel α se skládá, jak je patrné z obrázku /6/, z úhlů β, γ, ψ_1 . β a γ jsou úhly konstantní, úhel $\psi_1 = 180^\circ - \psi$, kde $\psi = \psi(\varphi)$



obr. č. 6

Z čtyřčlenného mechanismu $A_0A B_0B$ vyplývá zdvižová závislost úhlu ψ na úhlu φ . Tuto závislost jsme získali při kinematickém řešení přírazového mechanismu v hlavě /4.1/. Závislost /4.4/ je pomocnou závislostí pro určení důležité závislosti $l_9 = l_9(\varphi)$.

V druhém kroku uvažujeme čtyřčlenný mechanismus $C_0C D_0D$. Vzhledem k tomu, že bod D_0 rotuje kolem bodu rámu B_0 na l_5 je poloha bodu D_0 funkcí úhlu pootočení hlavního hřídele stroje. Musíme proto zavést jakési zjednodušení. Podle obr. /7/ zanedbáváme stoupání a klesání bodu D_0 . Vzhledem k pevnému bodu rámu C_0 mají úvratě bodu D_0 v okamžiku přírazu a v okamžiku druhé úvratě odchylku okolo jednoho stupně. Tuto odchylku nemusíme uvažovat a nahradíme ji jakýmsi modelem, ve kterém bod D_0 posouvá po přímce.



obr. č. 7

$l_9 = l_9(\varphi) = l_9(\varphi)$ a tuto závislost již známe /viz další řešení/.

Z uvedeného čtyřkloubového mechanismu můžeme také určit první a druhou převodovou funkci $\mathcal{N}_{45}$ a $\mathcal{V}_{45} \cdot \omega_{71}$ je však v převodovém poměru k ω_{21} 2 : 1.

Z trojúhelníku $B_0 C_0 D_0$ určíme závislost $l_9 = l_9 / \alpha$

$$l^2 = l_5^2 + l_{10}^2 - 2 l_{10} \cdot l_5 \cdot \cos \alpha \quad /4.11/,$$

$$\text{kde } \alpha = \beta + \gamma + \psi_1 = \beta + \gamma + 180^\circ - \psi$$

Pro další řešení nás zajímá úhel δ a závislost $\delta = \delta(\varphi)$. Pro určení závislosti $\delta = \delta(\varphi)$ můžeme použít známý vztah /4.4/, protože zde také provádíme řešení čtyřkloubového mechanismu:

$$\delta = 2 \arctg \frac{E \pm \sqrt{E^2 + F^2 - G^2}}{F + G} \quad /4.12/,$$

kde

$$E = \sin \bar{\varphi} ; F = \cos \bar{\varphi} - \frac{l_9}{l_8}$$

$$G = \frac{l_9^2 + l_8^2 + l_6^2 - l_7^2}{2 \cdot l_8 \cdot l_6} - \frac{l_9}{l_6} \cdot \cos \bar{\varphi}$$

$$\bar{\varphi} = 360^\circ - 2\varphi$$

Posledním krokem řešení je určení první a druhé převodové funkce. Pro jejich získání lze v zásadě vyjít z relace /4.12/

tj. $\delta = \delta(\bar{\varphi})$ a definičních vztahů:

$$\mu = \frac{d\delta}{d\bar{\varphi}} \quad \nu = \frac{d^2\delta}{d\bar{\varphi}^2} = \frac{d\mu}{d\bar{\varphi}}$$

Při určování převodové funkce postupujeme takto:

Vyjdeme z implicitní závislosti $F = F(\delta; \bar{\varphi}) = 0$, dané reztahem

$$F(\delta; \bar{\varphi}) = D_1 + D_2 \cos \delta - D_3 \cos \bar{\varphi} - \cos(\bar{\varphi} - \delta) = 0 \quad /4.13/$$

$$\text{kde } D_1 = \frac{l_9^2 + l_8^2 + l_6^2 - l_7^2}{2 \cdot l_8 \cdot l_6}$$

$$D_2 = \frac{l_9}{l_8}$$

$$D_3 = \frac{l_9}{l_6}$$

Na základě vztahů

$$\mu = \frac{d\delta}{d\bar{\varphi}} = - \frac{F_{\bar{\varphi}}}{F_{\delta}}$$

$$\nu = \frac{d^2\delta}{d\bar{\varphi}^2} = - \frac{F_{\bar{\varphi}\bar{\varphi}} + 2F_{\bar{\varphi}\delta} \cdot \mu + F_{\delta\delta} \cdot \mu^2}{F_{\delta}}$$

kde značí:

$$F_{\bar{\varphi}} = \frac{\partial F}{\partial \bar{\varphi}} ; F_{\delta} = \frac{\partial F}{\partial \delta} ; F_{\bar{\varphi}, \delta} = \frac{\partial}{\partial \delta} \left(\frac{\partial F}{\partial \bar{\varphi}} \right)$$

a při použití závislostí /4.13/ jsou prvá a druhá převodová funkce čtyřkloubového mechanismu:

$$\mu_{45} = \frac{D_3 \sin \bar{\varphi} + \sin |\bar{\varphi} - \delta|}{D_2 \sin \delta + \sin |\bar{\varphi} - \delta|} \quad /4.14/$$

$$\gamma_{45} = \frac{\mu_{45} - 1^2 \cdot \cos |\bar{\varphi} - \delta| - \mu_{45}^2 \cdot D_2 \cos \delta + D_3 \cos \bar{\varphi}}{D_2 \sin \delta + \sin |\bar{\varphi} - \delta|} \quad /4.15/$$

Při daných kinematických veličinách ω_{71} , ε_{71} hnací klíky 7 jsou kinematické veličiny vahadla 5 dány vztahy:

$$\omega_{45} = \mu_{45} \cdot \omega_{71} \quad /4.16/$$

$$\varepsilon_{45} = \gamma_{45} \cdot \omega_{71} + \mu_{45} \cdot \varepsilon_{71} \quad /4.17/$$

$$\text{kde } \omega_{71} = 2\omega_{21}$$

Získané převodové funkce μ_{45} a γ_{45} jsou moc důležité pro další řešení dynamiky přírazového mechanismu, kde budeme brát v úvahu vliv prohozního mechanismu na mechanismus přírazu.

Výpočet převodových funkcí byl prováděn na počítači EC 1033 na základě skutečných rozměrů mechanismu pro tkací stroj s užitečnou šíří 265 cm a otáčkami hlavního hřídele 240 min^{-1}

$$\begin{aligned} l_1 &= 787,22 \text{ mm}, & l_2 &= 80 \text{ mm}, & l_3 &= 260 \text{ mm} \\ l_4 &= 671,00 \text{ mm}, & l_5 &= 173 \text{ mm}, & l_6 &= 138 \text{ mm} \\ l_7 &= 416,00 \text{ mm}, & l_8 &= 13 \text{ mm}, & l_{10} &= 566,63 \text{ mm} \\ \beta &= 26^\circ & \gamma &= 19,9^\circ \end{aligned}$$

Hodnoty převodových funkcí jsou uvedeny v tabulkách /6/ a /7/ a grafické znázornění průběhu μ_{45} a γ_{45} jsou na

grafech /4/ a /5/.

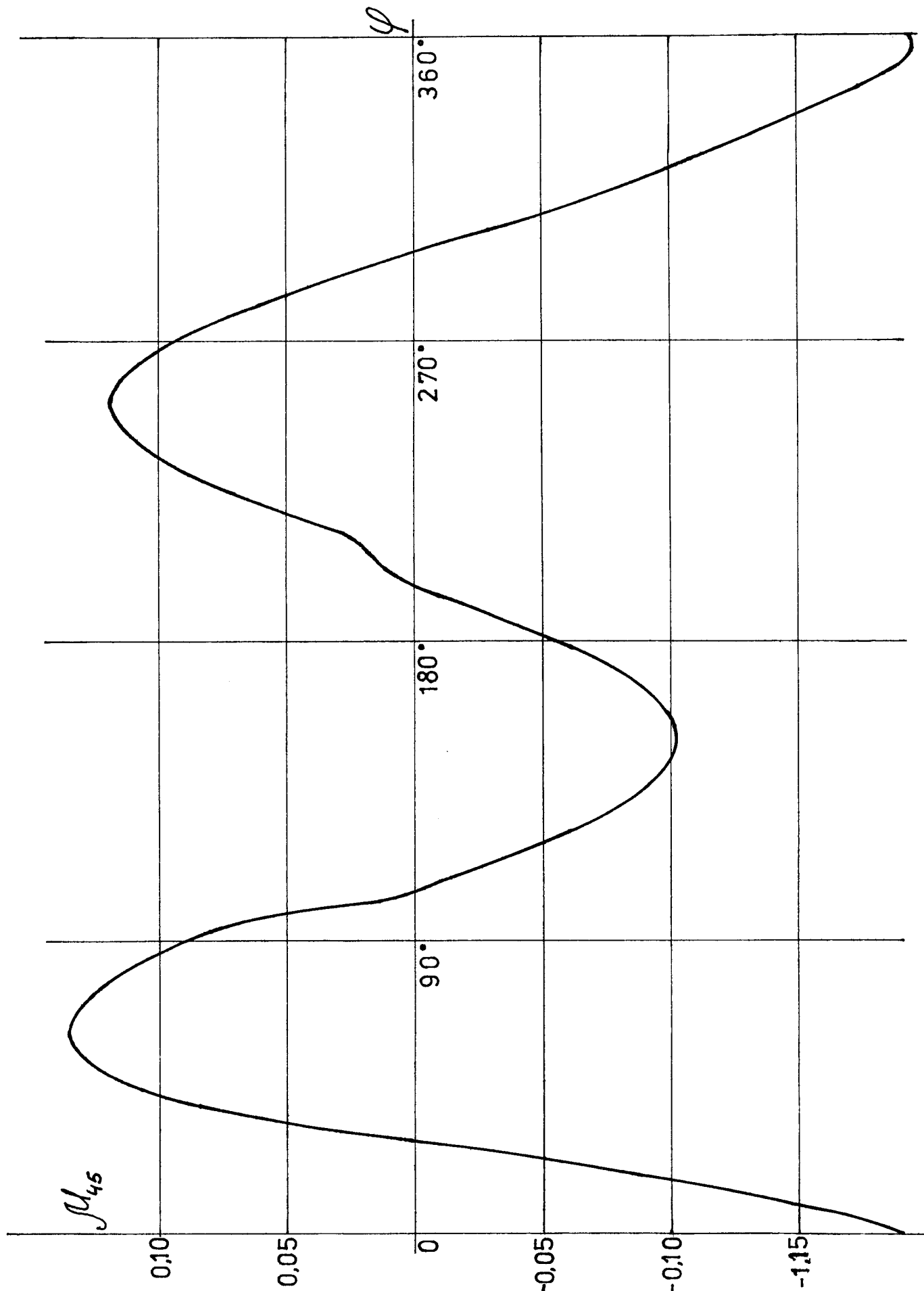
Program kinematického řešení prohozního mechanismu
a výsledky řešení jsou v příloze.

Tabulka č. 6

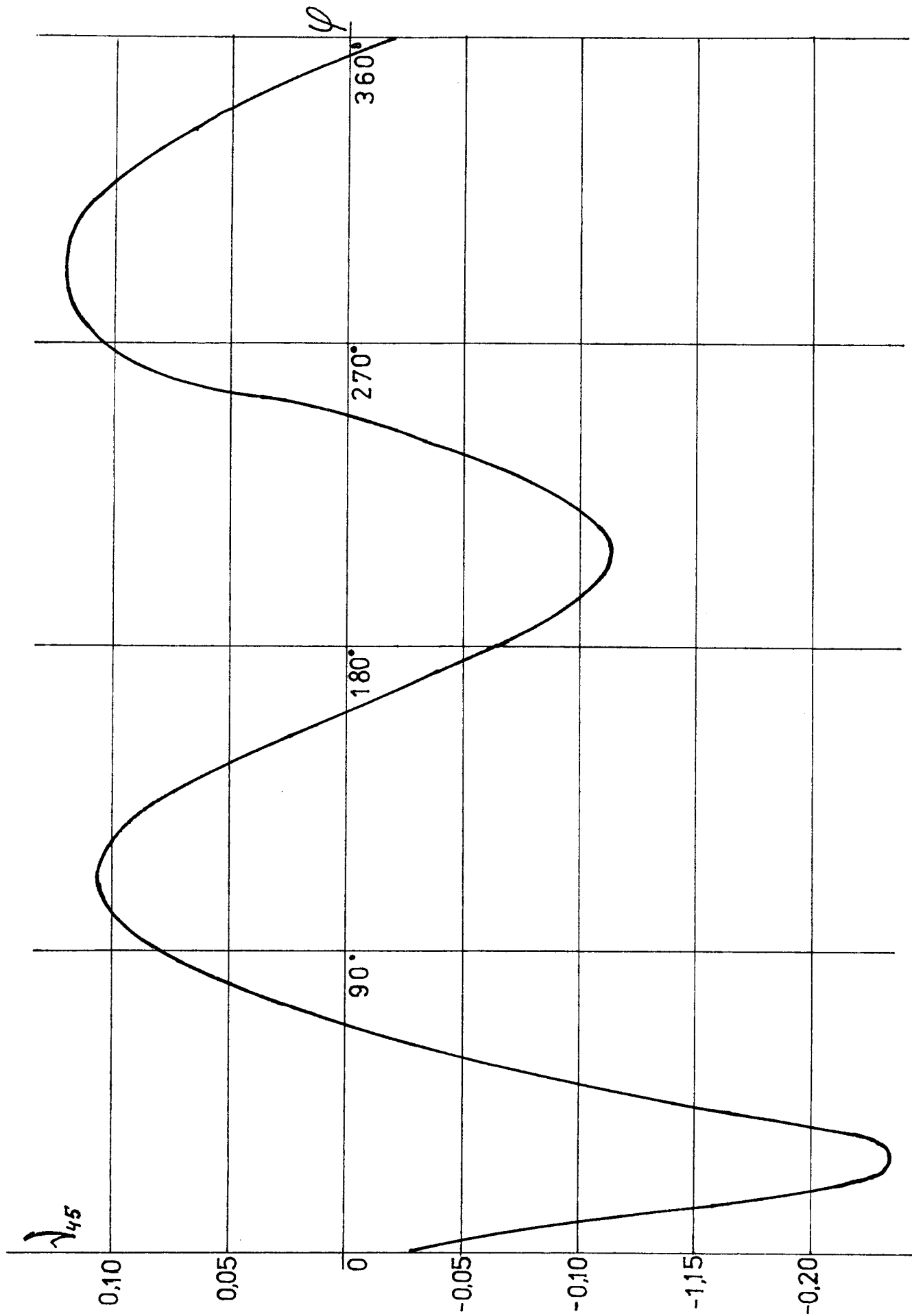
φ [°]	$\alpha(\varphi)$ [°]	$\delta(\varphi)$ [°]
0	67,442	140,003
10	68,527	142,626
20	69,491	143,915
30	70,286	149,712
40	70,872	153,801
50	71,213	157,890
60	71,289	161,544
70	71,093	164,067
80	70,626	164,552
90	69,994	162,539
100	68,955	158,585
110	67,814	153,611
120	66,524	148,312
130	65,136	143,142
140	63,707	138,404
150	62,296	134,388
160	60,862	131,223
170	59,762	129,045
180	58,739	127,896
190	57,924	127,738
200	57,328	128,447
210	56,948	129,832
220	56,771	131,662
230	56,777	133,689
240	56,949	135,671
250	57,268	137,391
260	57,722	138,672
270	58,299	139,400
280	58,992	139,547
290	59,793	139,185
300	60,695	138,479
310	61,691	137,664
320	62,768	137,000
330	63,908	136,735
340	65,098	137,072
350	66,280	138,143
360	67,441	140,003

Tabulka č.7

φ [°]	μ_{45}	ν_{45}
0	-0,025383	0,119261
10	-0,065979	0,108886
20	-0,103085	0,091250
30	-0,134599	0,068766
40	-0,158716	0,042749
50	-0,172670	0,010683
60	-0,169989	-0,038359
70	-0,137365	-0,123758
80	-0,064607	-0,221248
90	+0,023828	-0,232557
100	0,089756	-0,165962
110	0,124792	-0,090787
120	0,135891	-0,029268
130	0,129777	0,018842
140	0,110922	0,056115
150	0,082631	0,083548
160	0,047982	0,100741
170	0,010307	0,106777
180	-0,026735	0,101202
190	-0,059452	0,084748
200	-0,084598	0,059587
210	-0,099802	0,028639
220	-0,103752	-0,004995
230	-0,096123	-0,038581
240	-0,077439	-0,069548
250	-0,049082	-0,094835
260	-0,013517	-0,110448
270	0,025442	-0,112145
280	0,062782	-0,097467
290	0,093152	-0,067764
300	0,112141	-0,028164
310	0,117253	0,014580
320	0,108137	0,054381
330	0,086250	0,086804
340	0,054332	0,109059
350	0,015877	0,119859
360	-0,025383	0,119261



graf č.4



graf č. 5

5. DYNAMICKE ŘEŠENÍ PŘÍRAZOVÉHO MECHANISMU STROJE UTAS

Přírazový mechanismus stroje UTAS je čtyřkloubový mechanismus. Při vyšetřování mechanismu, které je ve srovnání s řešením jiných základních mechanismů dosti složité vycházíme z kinematických veličin zjištěných ze vztahů v kapitole 3.0 a z hodnot vypočítaných pomocí programu 3.1.

K řešení musíme uvést několik konkrétních předpokladů dle obr. 8:

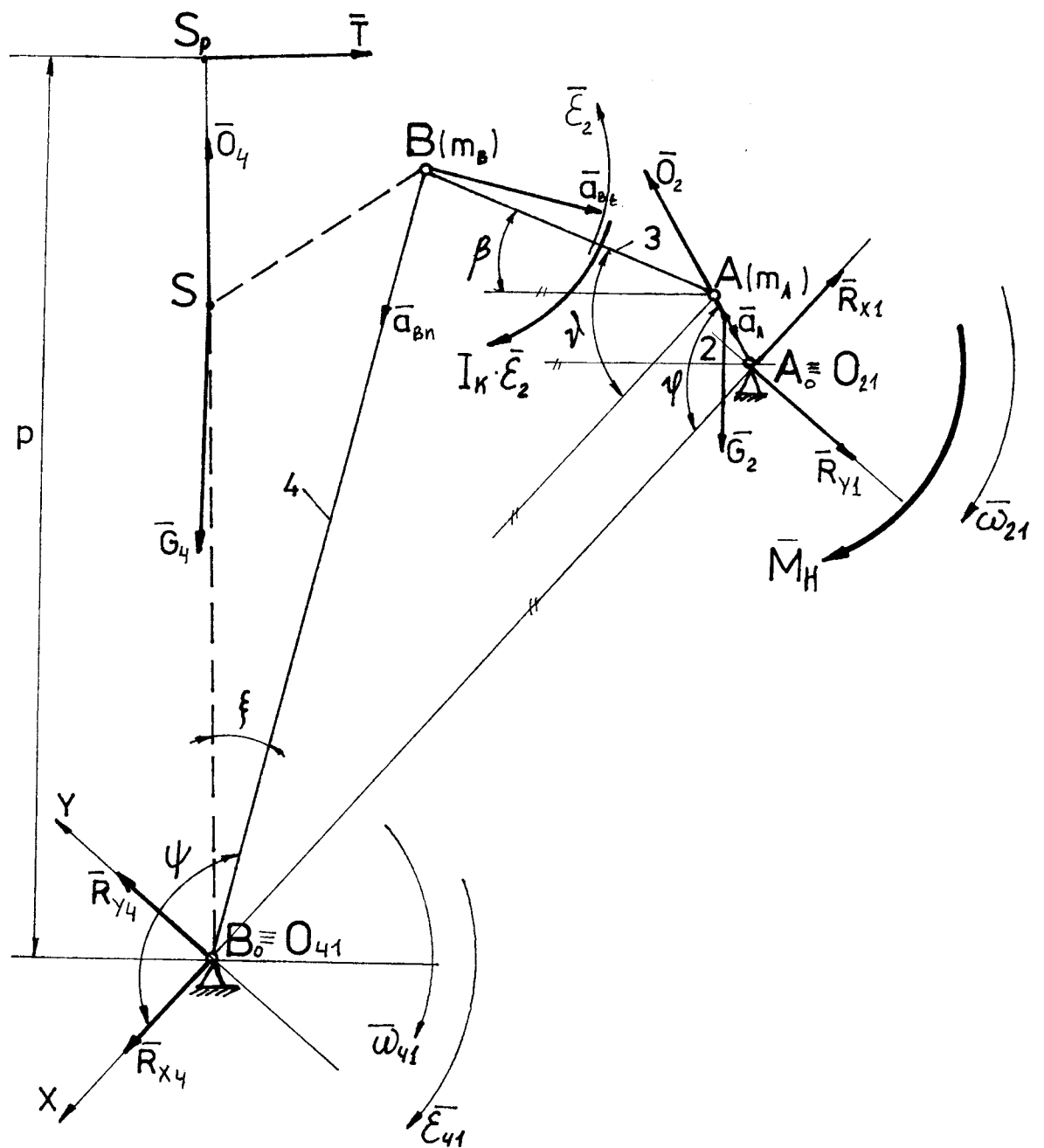
- a/ Člen 2 - Klika se otáčí konstantní rychlostí a svým tvarem není vyvážená, proto musíme brát v úvahu její dynamické účinky.
- b/ Člen 3 - Ojnice nahrazujeme "statickým" způsobem dvěma hmotnými body m_A a m_B a zároveň přiřepujeme dvojici $I_K \cdot \ddot{\epsilon}_2$, příslušnou korekčnímu momentu setrvačnosti
- c/ Jelikož čtyřkloubový mechanismus nemá konstantí převod na kývavý člen 4 - bidlen, jeho úhlová rychlost není konstantní a mění se i jeho úhlové zrychlení. Proto zde vznikají dynamické účinky. Uvažujeme s odstředivou silou v těžišti bidlemu, tečnou silou v ose rotace a s výslednou setrvačnou dvojicí.
- d/ Síla P je přírazová síla, působí na bidlen 4 jenom v určitých časových okamžicích a to je v okamžik přírazu.

Obecné dynamické řešení

Provedeme je nejprve analytickou metodou uvolnění jednotlivých členů, a to s použitím již zjištěných hmotných a kinematických veličin. Budeme vyšetřovat hnací účinky a zjišťovat reakce v kloubech celého mechanismu.

Mechanismus rozdělíme na tři části: klika, ojnice a vahadlo. Hnacím členem je klika hnaná momentem M_h a vahadlo je zatíženo vnější silou P .

Členy 2 a 3 jsou uloženy na rámu a jejich účinky na rám zachycují vnější reakce R_{x1} , R_{y1} , R_{x4} , R_{y4} , které mají směr os pravoúhlých souřadnic X a Y . Osu X vytváří spojnice os rotace /rám/ a Y je na ní kolmá v bodě O_1 .



obr. č.8

Jako vnitřní reakce uvažujeme reakce v kloubech A a B jsou A_1, A_2, B_1, B_2 . Reakce B_2 a A_2 působí ve směru osy ojnice a A_1 a B_1 kolmo na ní. /obr. 9/.

Uvolňovací metoda, analogicky jako ve statice, je i v dynamice obecnou metodou dynamického řešení soustav těles. Lze jí použít u soustav s konstatním i proměnným převodem.

Při vlastním řešení postupujeme takto:

Jednotlivá tělesa soustavy uvolníme od rámu a připojením reakcí $R_{x1}, R_{y1}, R_{x4}, R_{y4}$ a vzájemně od sebe s uvažováním vnitřních sil A_1, A_2, B_1, B_2 /viz obr. 9/. Pro takto uvolněná tělesa napíšeme pohyblivé rovnice. K pohybovým rovnicím připojíme další podmínky, tj. kinematické rovnice /vyjadřující vztah mezi kinematickými veličinami jednotlivých členů/, statické podmínky /vztahy pro pasivní odpory/, respektivě jiné závislosti tak, aby soustava byla řešitelná.

Sestavujeme pohybové rovnice podle d'Alambertova principu. U d'Alambertova principu vyjdeme ze základní pohybové rovnice tj.

$$\bar{F} = m \cdot \bar{a} \quad /5.1/,$$

kterou můžeme formálně přepsat do tvaru:

$$\bar{F} - m \cdot \bar{a} = \bar{0} \quad /5.2/$$

Označíme-li v této relaci sílu:

$$\bar{D} = -m \cdot \bar{a} \quad /5.3/$$

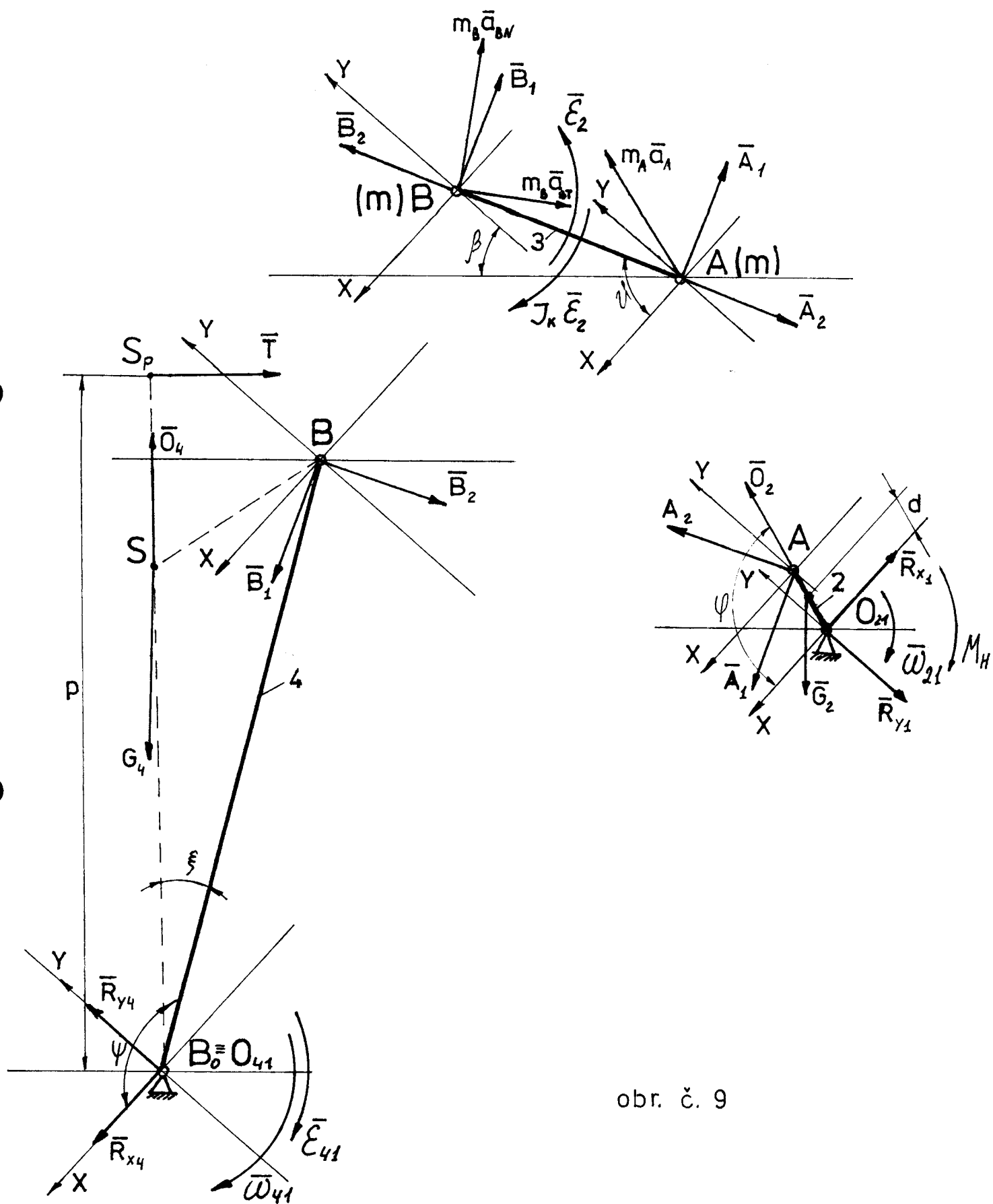
pak lze přepsat /5.2/ ve tvaru:

$$\bar{F} + \bar{D} = \bar{0} \quad /5.4/$$

která vyjadřuje podmínku rovnováhy výslednice $\bar{F}$ působících sil $\bar{F} = \sum F_i$ a síly $\bar{D}$. Síla vyplývá ze změny pohyblivého stavu bodu vlivem působící síly $\bar{F}$, je tedy silou dynamického původu. Nazvem ji doplňkovou dynamickou silou.

Z toho vyplývá obecná věta o d'Alambertově principu pro bod:

Soustavu působících sil na hmotný bod uvádí do rovnováhy sestrvačná síla stejně velká jako zrychlující, ale opačného smyslu.



obr. č. 9

Pak vyjádříme pro jednotlivá tělesa podmínky rovnováhy působících a doplňkových dynamických účinků. Obecnou rovnici /5.4/ rozepisujeme do vhodných skalárních rovnic podle souřadného systému. Dostaneme proto pro každou část mechanismu dvě statické rovnice rovnováhy ve směru os X a Y a jednu momentovou pohybovou rovnici vzhledem ke středu rotace.

Rovnováha na klice

Klika 2 rotuje kolem osy O_2 konstantní úhlovou rychlostí ω_{21} /obr. 9/. Vzhledem k hmotnosti členu 2 uvažujeme vliv tíhové síly G_2 . Člen 2 není vyvážen proto při otáčení kliky vzniká odstředivá síla $\bar{O}_2$, kterou určujeme vztahem

$$O_2 = m_2 \cdot d \cdot \omega_{21}^2 \quad /5.5/$$

Člen 2 také namáhán hnacím momentem M_H od systému pohonu. Vnitřní síly A_1 a A_2 mají směr zvolený ve směru ojnicí a kolmo na něj. Tyto síly jsou reakcemi R_{x1} a R_{y1} . Sestavením rovnic rovnováhy dle d'Amberta podle obr. 9 získáme soustavu rovnic

$$x: -R_{x1} + A_2 \cdot \cos \psi + O_2 \cdot \cos \varphi + A_1 \sin \psi + G_2 \cos \beta = 0 \quad /5.6/$$

$$y: -R_{y1} + O_2 \cdot \sin \varphi + A_2 \cdot \sin \psi - A_1 \cdot \cos \psi - G_2 \sin \beta = 0 \quad /5.7/$$

$$M: +G_2 \cdot d \cdot \sin |\varphi - \beta| - A_2 \cdot \sin |\varphi - \psi| \cdot l_2 - A_1 \cdot \cos |\varphi - \psi| \cdot l_2 + M_H = 0 \quad /5.8/$$

Rovnováha na ojnicí

Ojnice /člen č. 3/ je spojovacím článkem mezi klikou a vahadlem. Vykonává obecný rovinný pohyb, protože trajektorie pohybu jejích kleubů A, B jsou kružnice o různých poloměrech křivosti. Takže ojnice vykonává současně rotační a posuvný pohyb. Jelikož hmota ojnice je ve srovnání s hmotou vahadla zanedbatelná, mohly bychom ji zanedbat, ale pro přesnější výpočet provedeme nahrazení hmoty ojnice obecně dvěma hmotnými body m_1 a m_2 . Nahrazení musí být takové, že musíme

zachovat celkovou hmotu a moment setrvačnosti. Musí platit:

$$m = m_1 + m_2 \quad /5.9/$$

$$0 = m_1 \cdot r_1 - m_2 \cdot r_2 \quad /5.10/$$

$$I_S = m_1 \cdot r_1^2 + m_2 \cdot r_2^2 \quad /5.11/$$

Oba body leží na centrální přímce /prochází těžištěm/, a protože je ojnice symetrická podle příčné osy, máme těžiště uprostřed a celková hmota se rozdělí na dvě poloviny.

$$m_A = m_B = \frac{m}{2}, \quad m_A \neq m_1, \quad m_B \neq m_2 \quad /5.12/$$

Dále platí:

$$I_S = m \cdot r_1 \cdot r_2, \quad r_1 = r_2 = \frac{l_3}{2} \quad /5.13/$$

Pozn.: I_{S2} je moment setrvačnosti ojnice k těžišti, zatím co I_S je náhradní moment.

Při dynamickém vyšetřování je třeba zavést korekční moment setrvačnosti I_k , doplňující moment setrvačnosti hmot m_A a m_B na moment setrvačnosti I_{S2} , protože tím není splněna rovnice /5.11/.

$$I_k = I_{S2} - [m_A \cdot r_1^2 + m_B \cdot r_2^2] = I_{S2} - \frac{m \cdot l_3}{4} \quad /5.14/$$

V obou bodech uvažujeme se setrvačnou silou:

$$O_A = m_A \cdot a_A - \text{způsobená normálovým zrychlením } a_A \quad /5.15/$$

$$O_B = m_B \cdot a_B - \text{způsobena zrychlením } a_B \text{ a korekční silovou dvojicí} \quad /5.16/$$

$$M_k = I_k \cdot \varepsilon_2 \quad /5.17/$$

která působí v opačném smyslu jako úhlové zrychlení ε_2 .

Vnitřní síly A_1, A_2 a B_1, B_2 mají zvolený směr s opačnou orientací ve srovnání s uvolněnými členy 2 a 4.

Bod B se pohybuje po kruhovém oblouku o poloměru křivosti přibližně dvakrát větší než v bodu A. Bod A obíhá kolem středu rotace v celém obvodu. Proto zavádíme úvahu, že ojnice přibližně kýve kolem relativního středu otáčení B a pro takový předpoklad volíme směr úhlového zrychlení $\mathcal{E}_2$.

Sestavíme rovnice rovnováhy podle principu d'Alamberta /viz obr. 9/

$$\begin{aligned} \sum x: & -A_2 \cos \psi - A_1 \sin \psi - m_A \cdot a_A \cos \psi - B_1 \sin \psi + B_2 \cos \psi \\ & + m_B \cdot a_B \cdot \cos \psi - a_{Bt} \cdot m_B \cdot \sin \psi = 0 \end{aligned} \quad /5.18/$$

$$\begin{aligned} \sum y: & B_1 \cos \psi + B_2 \sin \psi + A_1 \cos \psi - A_2 \sin \psi + a_A \cdot m_A \sin \psi \\ & + a_{Bt} \cdot m_B \cos \psi + a_B \cdot m_B \cdot \sin \psi = 0 \end{aligned} \quad /5.19/$$

$$\begin{aligned} \sum A: & B_1 \cdot l_3 + a_{Bt} \cdot m_B \cdot \cos \psi - l_3 + m \cdot a \cdot l_3 \sin \psi \\ & + J_k \mathcal{E}_2 = 0 \end{aligned} \quad /5.20/$$

Rovnováha na vahaadle /bidlenu/

Tento člen kýve kolem osy O_{41} proměnnou úhlovou rychlostí ω_{41} a úhlovým zrychlením $\mathcal{E}_{41}$, proto zde uvažujeme působení setrvačných sil jednotlivých bodů tělesa konajícího rotační pohyb. Tyto body tvoří obecně rovinnou soustavu bodů, jejichž silové účinky nahradíme výslednými účinky. Nahrazení provedeme výslednou silou a silovou dvojicí, tzv. redukčním párem. Protože máme těleso s rovinou symetrie kolmou k ose rotace představují rovinný případ, a proto jsou deviační momenty k osám kolmým na osu rotace rovný nule.

Výsledná setrvačná síla je dána setrvačnou silou hmoty soustředěné v těžišti, stejně tak výsledná odstředivá síla respektivě tečna setrvačná síla.

$$\overline{D} = \overline{O} + \overline{T} \quad /5.21/$$

$$\overline{O} = m_4 \cdot \overline{SO}_{41} \cdot \overline{\omega}_{41}^2 \quad /5.22/$$

$$\overline{T} = m_4 \cdot \overline{SO}_{41} \cdot \overline{\mathcal{E}}_{41} \quad /5.23/$$

Rovnice /5.22/ a /5.23/ jsou ve vektorovém tvaru, skalárně pak:

$$0 = m_4 \cdot SO_{41} \cdot \omega_{41}^2 \quad /5.24/$$

$$T = m_4 \cdot SO_{41} \cdot \varepsilon_{41} \quad /5.25/$$

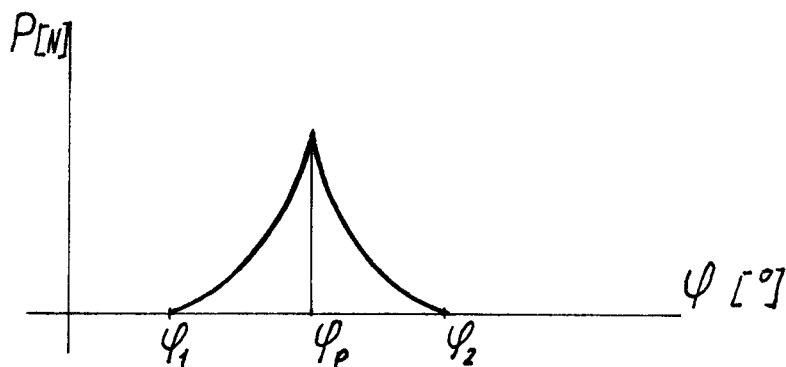
Tečná dynamická síla T působí ve středu S_p , které je na spojnici osy otáčení O_{41} a těžiště S ve vzdálenosti

$$p = \frac{I_{\bullet}}{m_4 \cdot O_{41} \cdot S} \quad /5.26/$$

kde $I_{\bullet}$ - moment setrvačnosti bidlenu k ose otáčení O_{41}

Dále uvažujeme s hmotností členu 4, která působí v těžišti S jako výsledná tíhová síla $G_4 = m_4 \cdot g$ /5.27/

Člen 4 je zatížen vnější silou P . Síla P je přírazová síla, která v našem případě má diskretní průběh působení na člen 4, proto na obr. 8. a 9 není uváděná. Tato síla působí jenom v okamžik přírazu útku ke tkanině, t.j. působí v krajní přední poloze, ale v určitém malém rozmezí. Průběh jejího charakteru je dán grafem /viz obr. 10/, kde úhel pootočení φ hlavního hřídele tkacího stroje odpovídající přírazu.



obr. č. 10

Vnější reakce jsou také Rx_4 , Ry_4 a vnitřní síly B_1, B_2 podle zvoleného směru. Jelikož máme všechny silové účinky, které působí na vahadlo /bidlen/ můžeme sestavit d'Alambertovy rovnice rovnováhy.

$$\begin{aligned} \sum x: Rx_4 - B_2 \cos \psi + B_1 \sin \psi + G_4 \cos \beta + O_4 \cos \psi - \psi - \\ - T \sin \psi - \psi + P \cos \psi - \psi - \alpha = 0 \end{aligned} \quad /5.28/$$

$$\begin{aligned} \sum y: R_{x_4} - B_2 \cdot \sin \psi - B_1 \cos \psi - G_4 \sin \beta - O_4 \sin / \xi - \psi / + \\ + T \cos / \xi - \psi / + P \cdot \sin / \eta - \psi - \alpha / = 0 \end{aligned} \quad /5.29/$$

$$\begin{aligned} \sum B_0: B_2 \cdot l_4 \cdot \sin / \psi - \psi / - B_1 \cdot l_4 \cos / \psi - \psi / + T \cdot p + \\ + G_4 \cdot SO_{41} \cdot \sin / \psi + \xi - \beta / + P \cdot \cos \alpha \cdot NO_{41} = 0 \end{aligned} \quad /5.30/$$

5.3 Řešení soustavy lineárních rovnic

Sestavením a seřazením d'Alambertových rovnic rovnováhy 5.6 a 5.8, 5.18 až 5.20 a 5.28 až 5.30 získáme soustavu devíti rovnic o devíti neznámých

Řešení odvozené soustavy spočívá ve zvolení vhodné metody, v našem případě Cramerovým pravidlem pomocí inverzní matice, a uspořádání soustavy do maticového tvaru, kde v jednotlivých sloupcích jsou umístěny koeficienty neznámých hodnot reakcí /vždy v každém sloupci koeficienty k jedné dané neznámé/.

Vztahy, které neobsahují dané neznámé se převedou na pravou stranu soustavy a vytvoří se tím vektor $\overline{B}$ a čtvercová matice $\overline{x}$.

Soustava se pak dá přepsat do obecného vektorového tvaru:

$$\overline{x} \cdot \overline{S} = \overline{B}, \quad /5.31/$$

kde $\overline{S}$ je obecné vyjádření neznámé reakce /nahrazuje reakce R_1, R_4, A, B /.

Základ pro řešení soustavy danou metodou, tzv. Cramerovým pravidlem spočívá v násobení vektorové rovnice /5.31/ inverzní maticí $\overline{x}^{-1}$ zleva:

$$\begin{aligned} \overline{x}^{-1} \cdot \overline{x} \cdot \overline{S} &= \overline{x}^{-1} \cdot \overline{B} \\ \overline{S} &= \overline{x}^{-1} \cdot \overline{B} \end{aligned} \quad \begin{aligned} /5.32/ \\ /5.33/ \end{aligned}$$

Inverzní matice $\overline{x}^{-1}$ existuje za předpokladu, že $\overline{x}$ je regulární.

$$\bar{x}^{-1} = \left| \bar{x}^{-1} \right| \times \begin{vmatrix} x_{11} & \dots & x_{n1} \\ \vdots & & \vdots \\ x_{1n} & \dots & x_{nn} \end{vmatrix}$$

$$S_i = \left| \bar{x}^{-1} \right| \cdot \left(x_{11} \cdot B_1 + \dots + x_{ni} \cdot B_n \right) =$$

$$\left| \bar{x}^{-1} \right| \cdot \begin{vmatrix} x_{11} & \dots & x_{1,i-1} & B_1 & x_{1,i+1} & \dots & x_{1n} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ x_{n1} & \dots & x_{n,i-1} & B_n & x_{n,i+1} & \dots & x_{nn} \end{vmatrix}$$

podle důsledku Laplaceovy věty.

/5.35/

$$\text{Tedy skutečně: } S_i = |X|^{-1} \cdot |x_i|,$$

/5.36/

což jsou výsledné hodnoty neznámých reakcí. Celé toto řešení je obsaženo v programu ELOG 0005. Program a výsledky řešení jsou v příloze.

5.4. Hodnoty hmotných a dynamických veličin

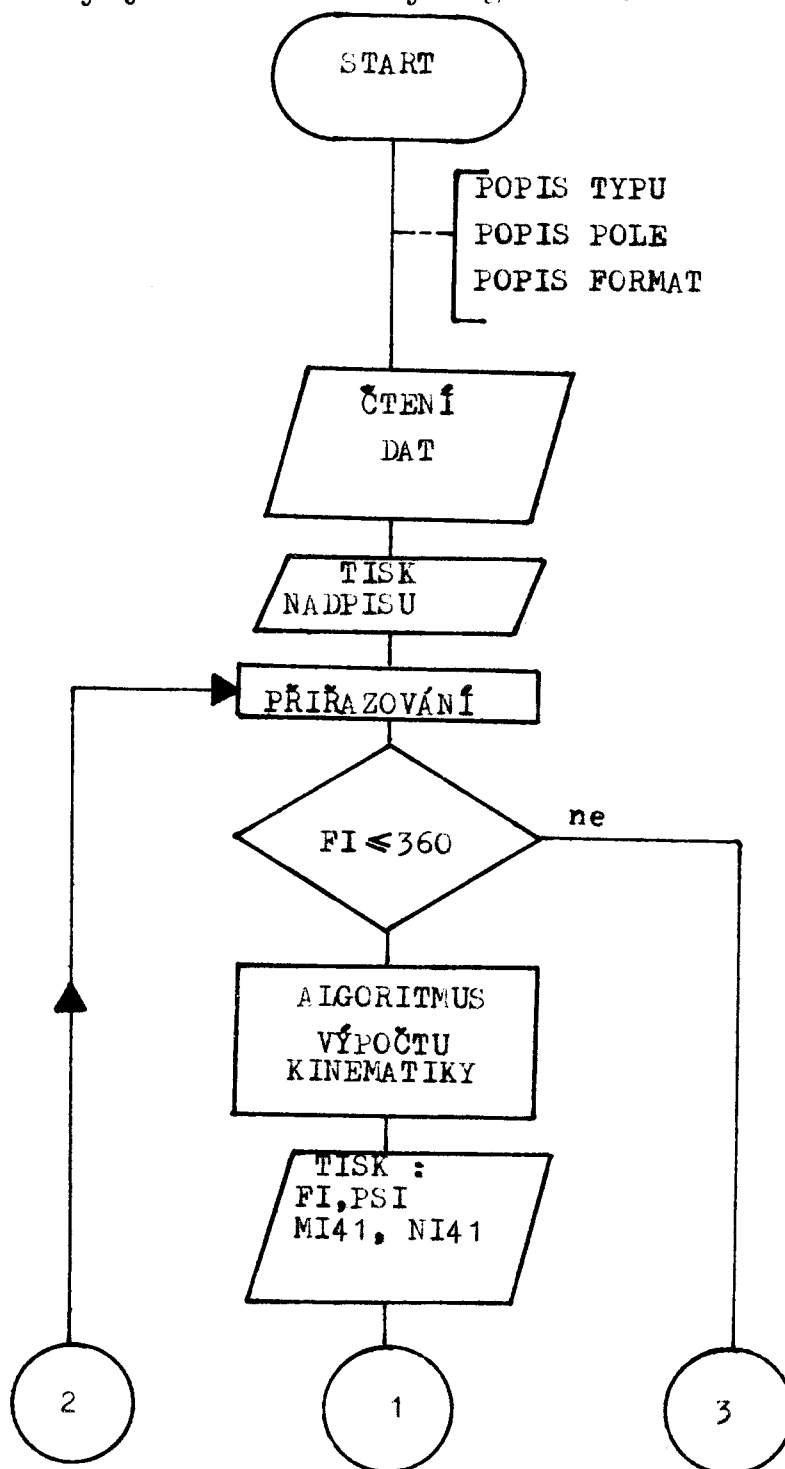
Pro daný typ tkacího stroje UTAS jsou tyto hodnoty v některých případech přibližné a jsou vstupními parametry druhé části programu ELOG 0005.

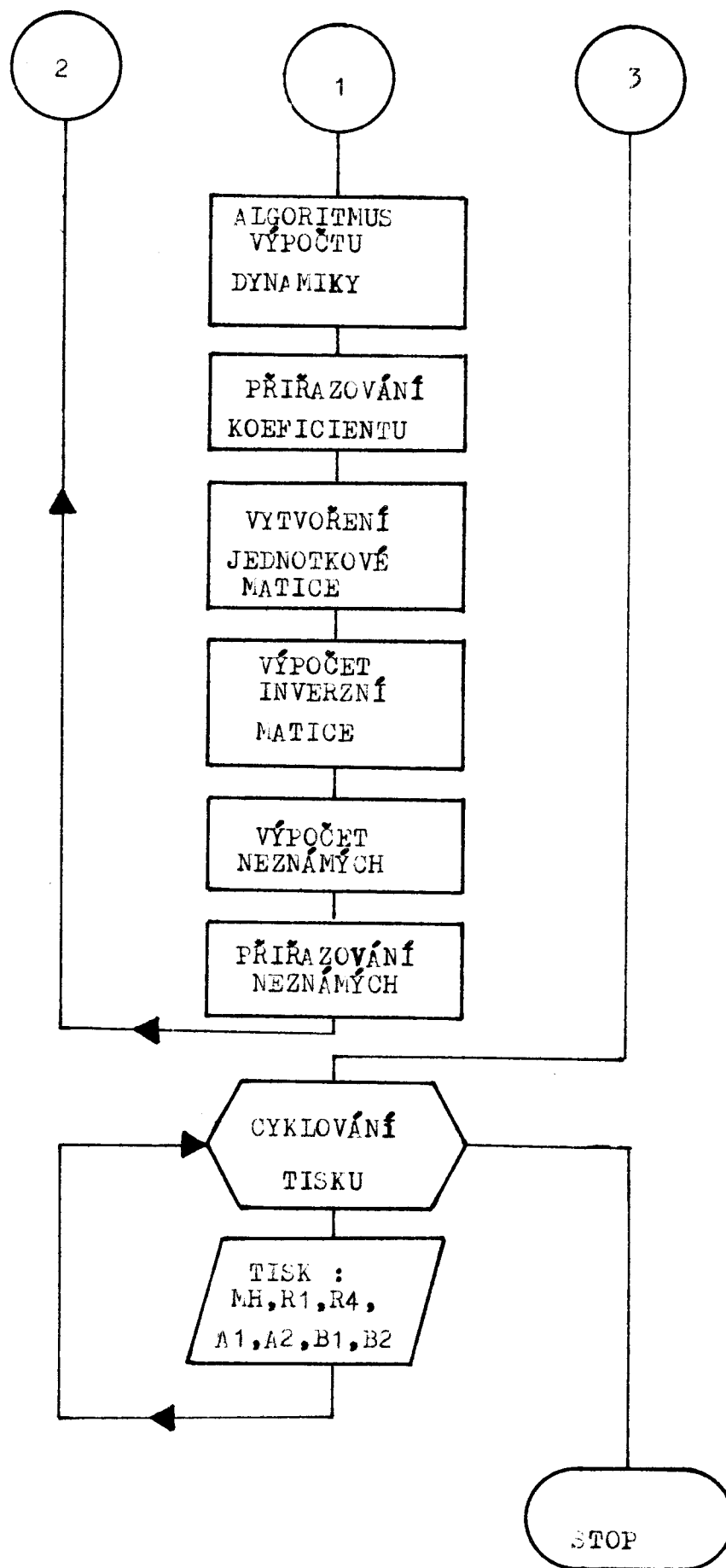
Název	označení	hodnota
hmotnost ejnice 3	m3	0,8 kg
hmotnost bidlenu 4	m4	116,417 kg
hmotnost kliky 2	m2	1,6 kg
úhlová rychlost otáčení hlavního hřídele	ω_{21}	25,133 m/s
moment setrvačnosti bidlenu 4 k ose otáčení	I_{041}	44,35 kg.m ²

5.5 Vývojový diagram

Algoritmus výpočtu kinematických a dynamických veličin byl sestaven tak, aby mohl být použit při výpočtu na číslicovém počítači.

Aby nebylo obtížné sestavovat program přímo, užívá se k přehlednému znázornění vývojový diagram, který se skládá ze značek, do kterých se zapisují slovně nebo symbolicky jednotlivé kroky algoritmu.





6. ANALÝZA VLIVU PROHOZNÍHO MECHANISMU NA DYNAMIKU PŘÍRAZOVÉHO MECHANISMU.

Klasická metoda kinetostatiky rovinných mechanismů, která se používá při výpočtu přírazového a prohozního mechanismu, nebere v úvahu vliv dynamických účinků mechanismu pohybu jehel /členy 9, Z_5 , Z_4 , Z_3 , 8, 5/ do bidlenu 4 a mechanismu náhonu jehel /členy Z_1 , Z_2 , 7, 6/ viz obr.1. Proto je dále uvedena metodika určování dynamických účinků mechanismu pohybu jehel pro dynamickou analýzu mechanismů.

Nahrazujeme vazby mechanismu s členy 3 a 6 reakčními momenty M_4 a M_1 / obr. 1/, které v našem případě jsou pohyblivé momenty. Sestavíme diferenční rovnice pohybu mechanismu, proto určíme kinetickou energii systému. Zavedeme označení:

- φ_{41} - úhel natočení bidlenu 4
- φ_8 - úhel natočení pastorku 8
- φ_3 - úhel natočení kuželového kola Z_3
- φ_4 - úhel natočení kuželového kola Z_4
- φ_6 - úhel natočení hnacího kola Z_5
- φ_1 - úhel natočení kola Z_1
- φ_2 - úhel natočení kola Z_2

příčemž $\varphi_8 = \varphi_3 = \varphi_4 = \varphi_6$, protože převod $i_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = 1$

m_{41}, J_{41} - hmotnost a moment setrvačnosti relativně k ose O_{41} bidlenu 4 s členy 8, 5, Z_3 , Z_4 , Z_5

m_1, J_1 - hmotnost a moment setrvačnosti ozubeného kola Z_1 relativní k ose O_{21}

$m_4, J_{O_{34}}$ - celková hmotnost a moment setrvačnosti relativní k ose O_{34} ozubených kol Z_4 a Z_5 .

m_2, J_2 - hmotnost a moment setrvačnosti relativní k ose O_{71} ozubeného kola Z_2

m_3, J_{84} - celková hmotnost ozubeného kola Z_3 a pastorku a celkový moment setrvačnosti k ose O_{84}

m_5, J_5 - hmotnost a moment setrvačnosti ozubeného segmentu 5 k ose O_{54}

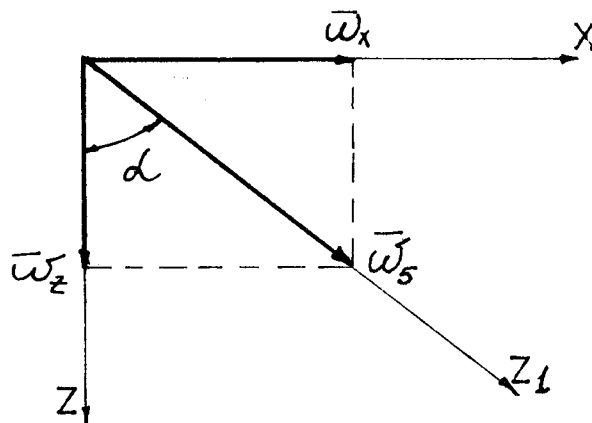
m_9 - hmotnost ozubeného pásu a hlavy jehly

$\dot{\varphi}_{41}, \dot{\varphi}_5, \dot{\varphi}_1$ - absolutní úhlové rychlosti příslušné
bidlenu 4, segmentu 5 a ozubenému kolu Z_1

ω_x - úhlová rychlost Z_4 relativní bidlenu 4

$\omega_z = \dot{\varphi}_4$ - přenosová úhlová rychlost systému Z_4, Z_5

$\bar{\omega}_5 = \bar{\omega}_x + \bar{\omega}_z$ - absolutní úhlová rychlost systému Z_4, Z_5
/viz obr. 11/



obr. 11

Celková kinetická energie systému se rovná:

$$T = T_1 + T_2 + T_5 + T_3 + T_4 + T_{41} + T_9 \quad /6.1/$$

kde

$$T_1 = 0,5 \dot{\varphi}_1^2 J_1 ; \quad T_2 = 0,5 \dot{\varphi}_2^2 J_2$$

$$T_{41} = 0,5 \dot{\varphi}_{41}^2 J_{41} \quad T_5 = 0,5 \dot{\varphi}_5^2 J_5$$

$$T_3 = 0,5 \cdot m_3 \cdot l_S^2 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + 0,5 J_{084} \cdot \dot{\varphi}_8^2$$

Pro určování T_4 zvolíme počátek souřadnic v hmotném těžišti systému ozubených kol Z_4 a Z_5 a jejich hřídele O_{34} , kde osa x má směr ve směru osy hřídele O_{34} a osa Z kolmá k této ose a rovině obrázku. Vzdálenost od osy O_{41} do hmotného těžiště S_4 značíme jako l_S , tedy:

$$T_4 = 0,5 m_4 \cdot l_3^2 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + 0,5 J_{Z1} \omega_4^2 \quad /6.2/$$

kde J_{Z1} - moment setrvačnosti systému Z_4 a Z_5 k relativně okamžité ose absolutního otočení Z_1 /viz obr. 8/

Označíme výchylku osy Z_1 od Z přes α , máme:

$$\sin \alpha = \omega_x / \sqrt{\omega_x^2 + \omega_z^2} \quad /6.3/$$

$$\cos \alpha = \omega_z / \sqrt{\omega_x^2 + \omega_z^2}$$

$$J_{Z1} = J_x \cdot \sin^2 \alpha + J_z \cos^2 \alpha = \frac{J_x \omega_x^2 + J_z \omega_z^2}{\omega_x^2 + \omega_z^2} \quad /6.4/$$

kde J_x, J_z - momenty setrvačnosti systému Z_4, Z_5 relativně x a z .

Dáváme /6.3/ a /6.4/ do /6.2/ a potom dostaneme

$$T_4 = 0,5 \cdot m_4 \cdot l_S^2 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + 0,5 J_x \omega_x^2 + 0,5 J_z \omega_z^2$$

$$\omega_x = i_{43} \cdot i_{85} \cdot \dot{\varphi}_5 \quad /6.5/$$

$$\text{kde } i_{43} = Z_3 / Z_4 \quad i_{85} = \rho / r$$

r = poloměr roztečné kružnice pastorku 8

ρ = poloměr roztečné kružnice ozubeného segmentu 5

Bereme v úvahu, že $\omega_z = \dot{\varphi}_{41}$ a vztah /6.5/ to máme

$$T_4 = 0,5 J_4 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + 0,5 J_x \cdot i_{43}^2 \cdot i_{85}^2 \cdot \dot{\varphi}_5^2$$

kde $J_4 = m_4 \cdot l_S^2 + J_z$ - moment setrvačnosti

Z_4, Z_5 relativní k ose O_{41}

Kinetická energie ohebné jehly je:

$$T_9 = 0,5 m_9 \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot a^2 \quad /6.6/$$

$$\text{kde } a^2 = \frac{d_5^2}{2} \cdot i_{43} \cdot i_{85}$$

d_5 - je průměr základní kružnice ozubeného kola 5. V tomto vztahu je vynechána kinetická energie přenosového pohybu spolu s bidlenem proto, že její hodnota vzata v úvahu pro T_5 .

Všechny vypočítané složky celkové kinetické energie dáváme do /6.1/ a dostaneme:

$$T = 0,5 \dot{\varphi}_1^2 \cdot J_1 + 0,5 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot J_2 + 0,5 \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot J_5 + 0,5 m_3 \cdot l_3^2 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + 0,5 J_{084} \cdot \dot{\varphi}_8^2 + 0,5 \cdot J_4 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 +$$

$$+ 0,5 J_x \cdot i_{43}^2 \cdot i_{85}^2 \cdot \dot{\varphi}_5^2 + 0,5 \dot{\varphi}_{41}^2 J_{41} +$$

$$+ 0,5 m_9 \dot{\varphi}_5^2 \cdot a^2$$

/6.7/

Musíme zajistit, aby rovnice /6.7/ obsahovala pouze členy $\dot{\varphi}_5$ a $\dot{\varphi}_{41}$, proto přepíšeme rovnici do jiného tvaru s použitím následujících vztahů.

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{\dot{\varphi}_5}{\mathcal{M}_{45}} \quad \dot{\varphi}_2 = 2 \dot{\varphi}_1 = \frac{\dot{\varphi}_5}{\mathcal{M}_{45}}$$

$\dot{\varphi}_8 = i_{85} \cdot \dot{\varphi}_5$, kde $\mathcal{M}_{45}$ je převodová funkce, výpočet který je úvodem v odstavci 4.2.

Rovnice /6.7/ získá tvar:

$$\begin{aligned} T = & 0,125 \dot{\varphi}_5^2 \cdot J_1 / \mathcal{M}_{45}^2 + 0,5 \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot J_2 / \mathcal{M}_{45}^2 + 0,5 J_5 \cdot \dot{\varphi}_5^2 + \\ & + 0,5 m_3 \cdot l_3^2 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + 0,5 J_{084} \cdot i_{85}^2 \cdot \dot{\varphi}_5^2 + 0,5 J_4 \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 + \\ & + 0,5 J_x / i_{43} \cdot i_{85}^2 \cdot \dot{\varphi}_5^2 + 0,5 \dot{\varphi}_{41}^2 J_{41} + 0,5 m_9 \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot a^2 \end{aligned}$$

Považujeme za zobecněné souřadnice φ_5 a φ_{41} , píšeme rovnice Lagrangeovy II. řádu

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_5} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_5} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_5} + Q_5$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{41}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_{41}} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{41}} + Q_{41} \quad /6.8/$$

Pokud T nesouvisí na zobecněných souřadnicích

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_5} \right) = J_n^I \cdot \ddot{\varphi}_5,$$

$$\text{kde } J_n^I = 0,25 J_1 / \mathcal{M}_{45}^2 + J_2 / \mathcal{M}_{45}^2 + J_5 + i_{85}^2 \cdot J_{084}$$

$$+ J_x / i_{43} \cdot i_{85}^2 + m_9 \cdot a^2$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{41}} \right) = J^{II} \cdot \ddot{\varphi}_{41},$$

kde

$$J^{II} = m_3 \cdot l_3^2 + J_4 + J_{41}$$

Považujeme-li v prvním přiblížení $\pi = \text{konst.}$, pak máme:

$$\frac{\partial \pi}{\partial \varphi_5} = \frac{\partial \pi}{\partial \varphi_{41}} = 0 \quad /6.9/$$

Zobecněné síly Q_5 a Q_{41} určujeme pomocí elementárních prací na možných posuvů. V důsledku toho, že jsou síly tření v kinematických dvojicích a síla tření jehly v prošlupu • mnoho / na 2 - 3 řadu/ menší než setrvačné účinky, zanedbáváme je.

Tedy:

$$Q_5 = M_5 \cdot F_5 a$$

$$F_5 = \text{sign} / \dot{\varphi}_5 / \cdot m_p \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot a^2 \cdot f / R /$$

kde F_5 - síla tření mezi jehlou a vedením

R - poloměr vedení

m_p - hmotnost ohebného pásu

f - součinitel tření

Analogicky:

$$Q_{41} = M_{41} - F_{41} a$$

$$F_{41} = \text{sign} / \dot{\varphi}_{41} / \cdot m_p \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 \cdot a^2 \cdot f / R /$$

Odsud soustava diferenciálních rovnic dostává tvar

$$J^I \cdot \ddot{\varphi}_5 = M_5 - \text{sign} / \dot{\varphi}_5 / \cdot m_p \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot a^3 \cdot f / R / \quad /6.10/$$

$$J^{II} \cdot \ddot{\varphi}_{41} = M_{41} - \text{sign} / \dot{\varphi}_{41} / \cdot m_p \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 \cdot a^3 \cdot f / R / \quad /6.11/$$

Vyjádříme momenty M_5 a M_{41} z rovnic /6.10/ a /6.11/

$$M_5 = \text{sign} / \dot{\varphi}_5 / \cdot m_p \cdot \dot{\varphi}_5^2 \cdot a^3 \cdot f / R / - J^I \cdot \ddot{\varphi}_5$$

$$M_{41} = \text{sign} / \dot{\varphi}_{41} / \cdot m_p \cdot \dot{\varphi}_{41}^2 \cdot a^3 \cdot f / R / - J^{II} \cdot \ddot{\varphi}_{41}$$

Určené momenty M_{41} a M_{45} přikládáme následovně k bidlenu a k ozubenému kolu Z_2 jako odporové momenty při dynamické analýze mechanismu.

6.1 Hodnoty hmotných a dynamických veličin

Pro daný typ tkacího stroje UTAS s jehlovou nastavbou jsou tyto hodnoty v některých případech přibližně a jsou vstupními parametry druhé části programu ELOG 0004.

Název	označení	hodnota
Hmotnost ojnice 3	m_3	0,8 kg
Hmotnost bidlenu 4	m_4	1 16,417 kg
Hmotnost kliky 2	m_2	1,6 kg
Úhlová rychlost otáčení hlavního hřídele	ω_{21}	25,33 m/s
Moment setrvačností bidlenu 4 k ose otáčení	I_{041}	44,35 kg.m ²
Moment setrvačnosti ozubeného kola Z_1 k ose O_{21}	J_1	0,768kg.m ²
Moment setrvačnosti ozubeného kola Z_2 k ose O_{71}	J_2	0,6318kg.m ²
Moment setrvačnosti ozubeného segmentu 5 k ose O_{54}	J_5	1,9 kg.m ²
Celkový moment setrvačnosti ozubeného kola Z_3 a pastorku 8 k ose O_{84}	J_{085}	0,000129kg.m ²
Moment setrvačnosti systému ozubených kol Z_4 , Z_5 relativně x	J_x	0,001544kg.m ²
Moment setrvačnosti systému ozubených kol Z_4 a Z_5 k ose Z /viz obr. 11/	J_Z	2,4744kg. m ²
Hmotnost ohebného pasu	m_p	0,325 kg
Hmotnost ohebného pasu s hlavou jehly	m_g	0,570 kg
Koeficient tření mezi ohebným pasem a vedením	f	0,3

Převod mezi ozubenými koly

Z_4 a Z_3

i_{34}

1

Převod mezi ozubeným segmen-
tem a pastorkem

i_{85}

9,038

Celková hmotnost ozubených

kol Z_4 a Z_5

m_4

0,877 kg

Celková hmotnost ozubeného kola

Z_3 a pastorku

m_3

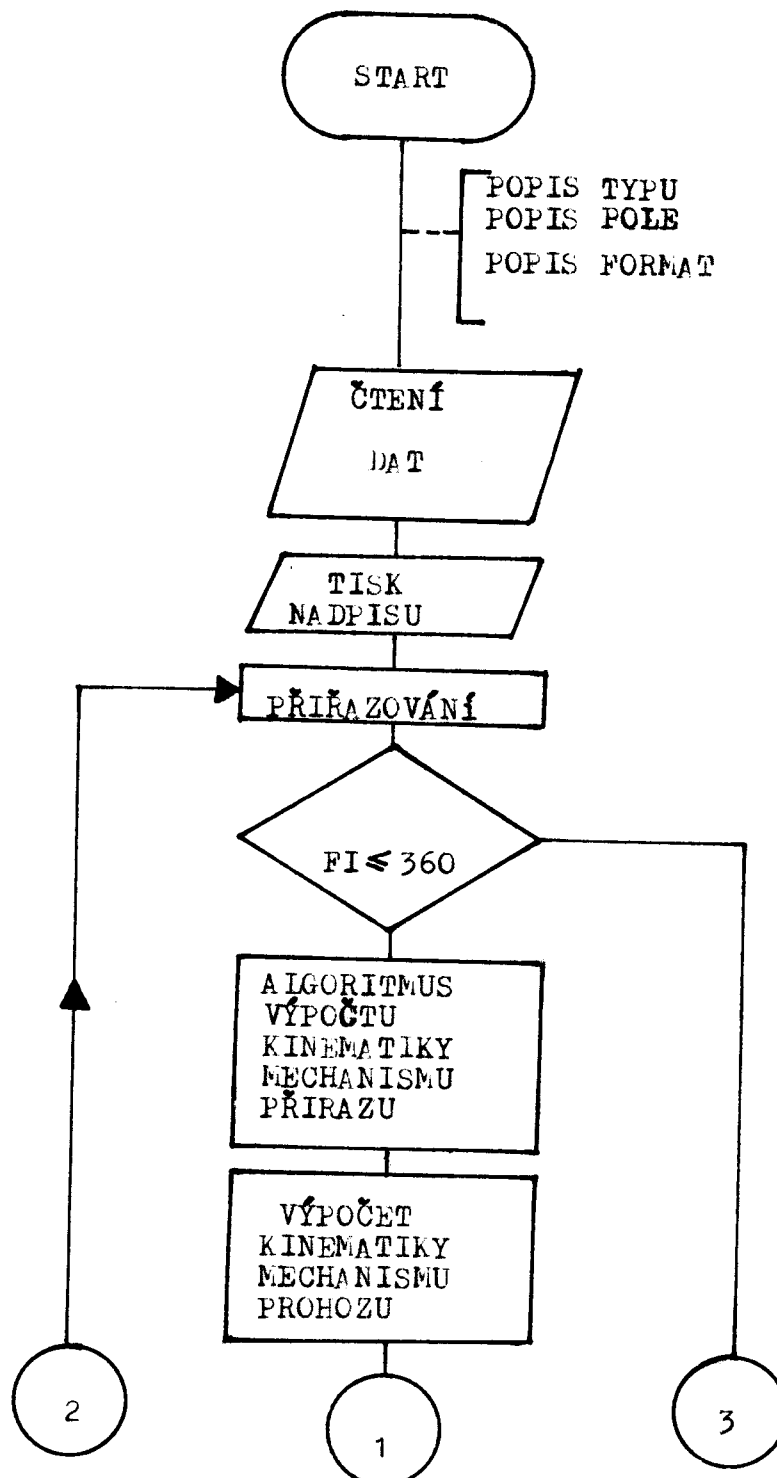
1,03 kg

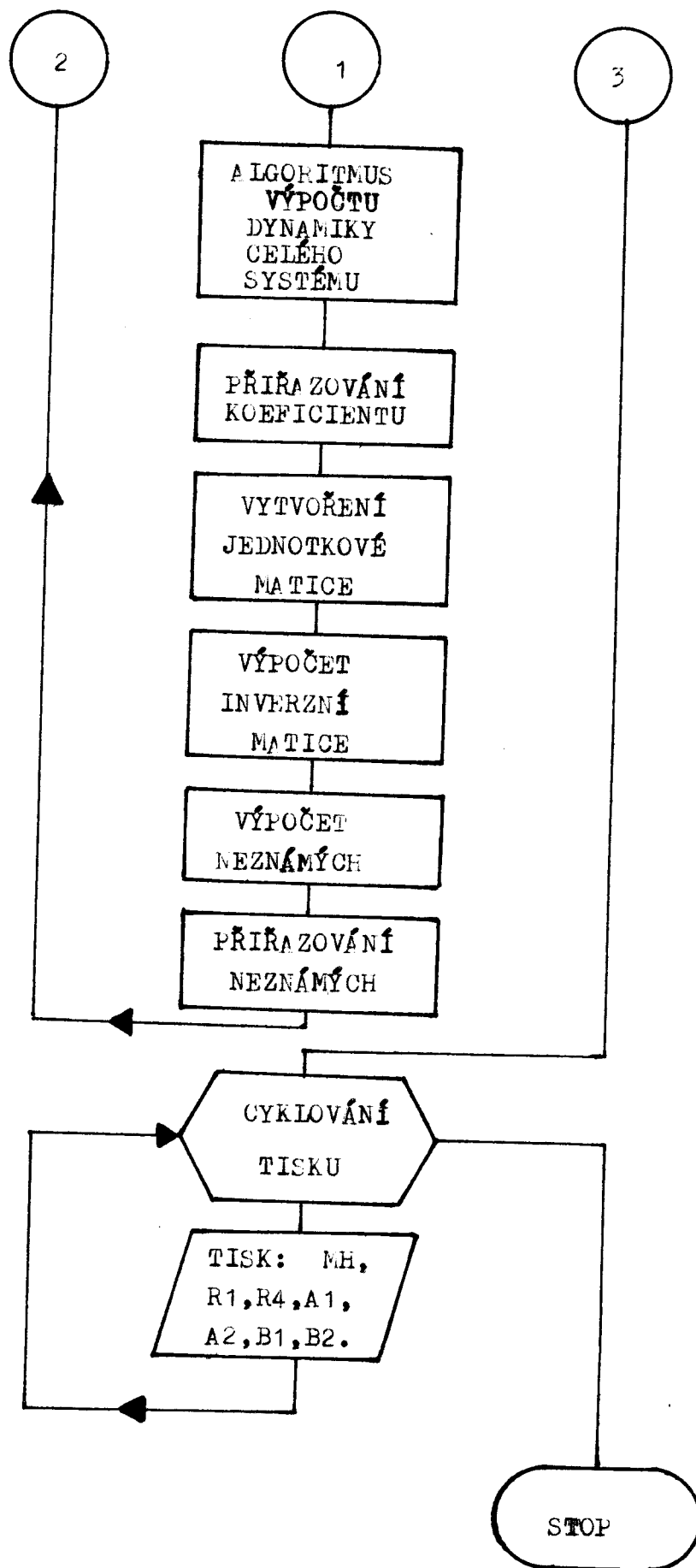
Program dynamického řešení mechanismu přírazu při vlivu
prohazního mechanismu a výsledky řešení jsou v příloze.

6.2 Vývojový diagram

Algoritmus výpočtu kinematických a dynamických veličin byl sestaven tak, aby mohl být použit při výpočtu na číslicovém počítači.

Aby nebylo obtížné sestavovat program přímo, užívá se k přehlednému znázornění vývojový diagram, který se skládá ze značek, do kterých se zapisují slovně nebo symbolicky jednotlivé kroky algoritmu.





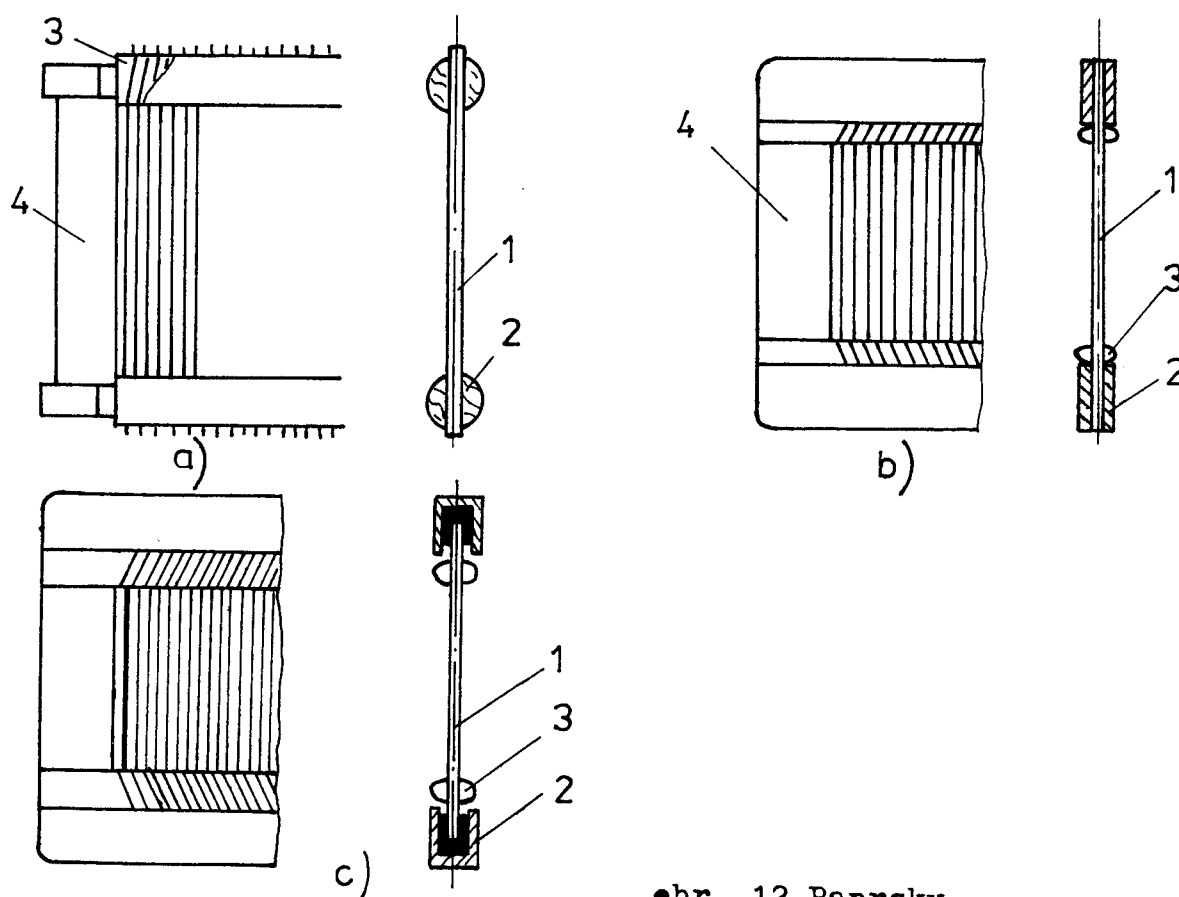
7. PAPRSEK TKACÍHO STROJE UTAS S JEHLOVOU NASTAVBOU

7. 1 Typy a volba paprsků

Při pomoci paprsku se realizuje příraz útkové příze ke kraji tkaniny. Avšak paprsek plní i jiné funkce: rovnoměrně rozděljuje nitě osnovy po šířce tkaniny, udává směr pro pohyb člunku.

U tkacích stavů se používají tři typy paprsků:

- a/ paprsek smolený
- b/ paprsek pájený
- c/ paprsek lepený



obr. 12 Paprsky

a/ smolený: 1 - třtiny, 2 - vazební vložka, 3 - šňůra
4 - sloupek

b/ pájený: 1 - třtiny, 2 - vazební vložka, 3 - vazební pružina, 4 - sloupek

c/ lepený: 1 - třtiny, 2 - vložky, 3 - vazební pružina

Smolené paprsky se používají pro výrobu hlavně tkanin z bavlny, vlny a lnu. Pájené paprsky pro výrobu tkanin z hedvábí a technických tkanin.

Správná volba paprsku pro vyrábění na tkacím stavu daného sortimentu osnovních nití má velký význam. Zároveň se stanovením čísla paprsku musíme ověřit vhodnost paprsku z dvou parametrů. Jeden z nich je součinitel zaplnění, který charakterizuje zaplnění vzdáleností mezi dvěma třtinami paprsku uzlem svázané nitě. Druhý je součinitel rovnoměrnosti rozmístění nití osnovy v paprsku, uvádí rozmístění osnovních nití v tkanině.

Číslo paprsku charakterizuje počet zubů paprsku na 10 cm jeho šíře. Můžeme určit číslo paprsku vztahem

$$N_p = P_o \cdot \left[\frac{1 + a_y/100}{b_f} \right] \quad /7.1/$$

kde P_o - hustota tkaniny po osnově /počet osnovních nití na 10 cm/

a_y - zkrácení tkaniny %

b_f - počet nití naváděných do zubu paprsku

Pro určení čísla paprsku se také používá jiný vztah:

$$N_p = \left[\frac{m_o - m_k}{b_f} + \frac{m_k}{b_k} \right] \cdot 10 / B_p \quad /7.2/$$

kde: m_o - počet osnovních nití

m_k - počet krajových nití naváděných do zubu paprsku

B_p - šíře zaplnění paprsku

Součinitel zaplnění uzlem vzdáleností mezi třtinami paprsku určíme použitím rovností:

$$K_z = 0,07 C \cdot \sqrt{T_o} / b \quad /7.3/$$

kde: K_z - součinitel zaplnění uzlem vzdáleností mezi třtinami paprsku

C - součinitel vztažený na typ nití
/pro bavlnu $C = 0,040$ /

T_o - jemnost osnovní nitě /tex/

b - vzdálenost mezi třtinami

Vzdálenost b mezi třtinami závisí na čísle paprsku a tloušťce třtiny. Číselná hodnota je určena vztahem:

$$b = 100 / N_p - S_1 \quad /7.4/$$

kde: S_1 - tloušťka třtiny

Paprsek je zvolen správně, když součinitel zaplnění určený vztahem /7.3/ odpovídá podmínce $K_Z < 1$. Při $K_Z \geq 1$ průchod uzlu bude těžký, což způsobí zvýšení přetrhu osnovních nití.

Volba paprsku v mnohém určuje charakter umístění osnovních nití v tkanině. Jestliže paprsek nebude odpovídat použití značce osnovy, po délce tkaniny se mohou objevit jasně vyjádřené pruhy, nezaplňené vláknitým materiálem. Tento proces hlavně vzniká, jestliže se používají paprsky s tlustými třtinami.

Pro zhodnocení charakteru umístění osnovních nití v tkanině se počítá součinitel rovnoměrného umístění nití v paprsku:

$$K_p = \frac{1}{S_1 + C \cdot \sqrt{T_0}} \cdot N_p \cdot b_f / 100 \quad /7.5/$$

kde k_p - součinitel rovnoměrného umístění osnovních nití v paprsku.

Zhodnocení umístění osnovních nití v tkanině se provádí v souvislosti s následujícími podmínkami. Jestliže $K_p > 1$ je zaručeno rovnoměrné umístění, při $K < 1$ rovnoměrné umístění nití se poruší, proto musíme volit nový paprsek a přitom provést změnu počtu nití, které se navádějí do zubů.

Z uvedeného vyplývá, že spolu s určením čísla paprsku musíme spočítat součinitele K_Z a K_b . Jen na základě jejich analýzy můžeme dát doporučení o vhodnosti paprsku pro výrobu určitého druhu tkaniny na tkacím stavu. Jestliže nebereme v úvahu tyto součinitele, dokonce i na dobře seřízeném tkacím stavu může být zvýšená přetrhovost osnovních nití.

7.2 Účinky působící na paprsek. Cesty zvýšení spolehlivosti a doby bezporuchového provozu

Častou příčinou snížení spolehlivosti a doby bezporuchového provozu mechanismu bidlenu je vadnost paprsku.

Paprsek se v procesu provozu vystavuje u vysokootáčkových tkacích stavů. Silové a rychlostní režimy paprsku se při každém cyklu pohybu bidlenu mění, nejvíce při přiblížení

ke krajní přední poloze, t.j. v okamžiku přírazu útku ke tkanině. Jestliže se ještě připočítá vliv nerovnoměrnosti pohybu hlavního hřídele, je zřejmé, že dynamické namáhání na paprsek bude značně velké, zvláště při nedostatečném přepevnění k bidlenu, a také při výrobě hustých tkanin.

Třtiny paprsku, zvláště krajní mají velké dynamické namáhání, které roste vlivem pohybu bidlenu s paprskem k okraji tkaniny, s dosažením maxima v krajní přední poloze bidlenu. Výsledkem působení proměnlivých sil se krajní třtiny deformují směrem ke středu paprsku. Nerovnoměrnou deformací třtin může nastat zachycení nití osnovy /zvláště při výrobě hustých tkanin/ a jejich přetržení. Spolu s tímto nastává rozhoupání třtin ve zpevňovacích vazbách, což vyvolává jejich slábnutí v místech nekvalitního smolení nebo pájení třtin - porušení spojitosti i výrazem z provozu. Poruchy a porušení rozteče třtin vznikají také vlivem existence velkých uzlů v osnovních nitích a jiných závad, rozměry uzlů jsou občas 1,5 až 2 krát větší než mezera mezi třtinami paprsku, což se nejčastěji projeví při výrobě technických tkanin.

Třtiny paprsku se poruší nejčastěji u zpevňovacích vazeb. Vysvětluje se to tím, že se často opakuje síla působení zvětšeného průřezu nití osnovy při tvoření prošlupu. Tato síla působí ve směru místa upevnění třtiny v zpevňovacích vazbách, a třtina nemá možnost k deformaci, proto se časem poruší. Poruchy třtin paprsku nastávají také při nekvalitní výrobě, zvláště když třtina nebo několik třtin vystupují za rovinu paprsku. Při nekvalitním smolení nebo pájení paprsku se objeví časté případy slábnutí zpevňovací vazby nebo naložení s následujícím slábnutím a porušením roztečí třtin. Poruchy nebo porušení roztečí třtin někdy probíhají vlivem nedbalosti při protahování nití tkadlecem /při odstranění přetržení nití/ speciálním nástrojem. Otlačení na třtinách a porušení roztečí u třtin občas vznikají při navádění nitě do zubů paprsku. Stejně otlačení na krajních třtinách vznikají při nesprávné montáži rozpínek nebo nůžek na tkacím stavu.

Jiným druhem porušení třtin je jejich opotřebení nitěmi osnovy, začátkem tkaniny a člunkem. Opotřebení nitěmi osnovy je hlavní příčina porušení paprsku tkacích stavů pro výrobu hedvábí. Třením se začátkem tkaniny se nejvíce poruší třtiny paprsků tkacích stavů pro výrobu vlny a lnu. Opotřebení třtin paprsku od dotyku člunkem se projevívá ve všech případech a má oxidační charakter.

Pro zvýšení spolehlivosti a doby bezporuchového provozu paprsku se provádí různá konstrukční řešení pro zlepšení jejich konstrukce, technologie výroby a provozu. Na podnikcích výrobce snižuje výrobu smolených paprsků, které mají snížené spolehlivostní vlastnosti a zvyšuje se výroba pájených paprsků. Proces výroby pájených paprsků se stává více a více automatizovaným. Automatizace má velký význam u závěrečných operací, kde se používají současné metody bezporuchové kontroly.

Značné zvýšení kvality paprsků, jejich spolehlivosti a doby bezporuchového provozu se dosahuje cestou zavádění nové technologie jejich výroby - zpevňování třtin paprsku ve vazebních vložkách za pomoci moderních syntetických lepidel.

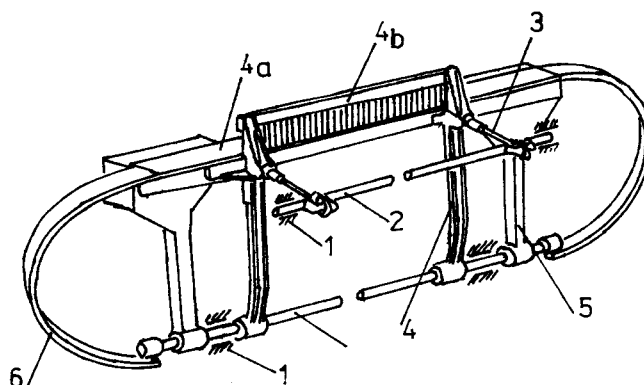
Pro tkací stavy na výrobu hedvábí se vyrábí paprsky s třtinami, které mají chromovou povrchovou vrstvu protikorozi a odolnou proti opotřebení.

Použití automatických způsobů navádění osnovy, moderních metod ultrazvukového čištění paprsku a jiných, umožňuje dosáhnout kvalitnější a dlouhodobou práci paprsků.

7.3 Pevnostní výpočet paprsku

7.3.1 Deformace nosníku paprsku a mečíku bidlenu

Konstrukční uspořádání mechanismu přírazu je uvedeno na obr. č. 13.



- 1- rám stroje
- 2- klikový hřídel
- 3- ojnice
- 4- mečíky

4a- jehlová dráha, 4b- paprsek, 5- rameno, 6- vedení jehly

obr. 13

Pod vlivem působení značných setrvačných sil a odporu přírazu vedle okraje tkaniny nosník bidlenu se pohybuje a jeho mečíky bidla se zkrucují. V obecném případě namáhaný bidlen je rovinnopřestorovém staticky neurčitým rámem, protože vnitřní silové účinky v elementech rámu nelze určit z podmínek rovnováhy.

Pro analýzu deformace nosníku a mečíků bidla budeme používat následující volby:

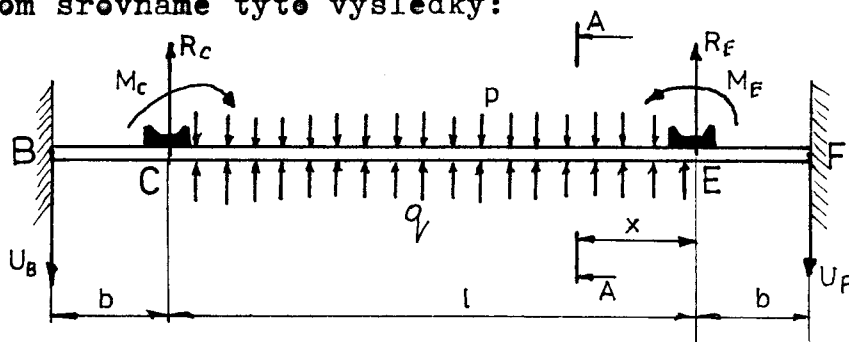
1. Deformace vedení jehel nebudeme určovat
2. Vazba mezi nosníkem a mečíky je tuhá
3. Nosník s rameny /L/ a /P/ představuje vetknutí
4. Síly setrvačnosti ramena v důsledku tuhé konstrukce považujeme za soustředění v hmotném středisku ramene
5. Deformace nosníku v rovině rámu bidlenu zanedbáváme
6. Deformace podbidlenice rovněž zanedbáváme
7. Jedna z centrálních os setrvačnosti příčného řezu nosníku bidlenu se nachází v jeho rovině
8. Dynamické účinky hmot nosníku na vzdálenosti mezi mečíky představuje spojitě namáhání.

Označíme sílu setrvačnosti nosníku na jednotku jeho délky přes "p". Jestli vzdálenost mezi středami mečíku je "l", to síla setrvačnosti střední části nosníku bude se rovnat p. l. Síly setrvačností pravého a levého ramena U_B a U_F seoustředěné v jejich hmotných střediscích. Reakce ojníc, přiložené na palcích mečíků, posuneme ve směru jejich působení, na nosník bidlenu a označíme R_C a R_E .

Předpokládáme, že síly setrvačností ramen se zkracují mečíky větší než síly setrvačností střední části nosníku. Tehdy reakční moment M_E ze strany mečíku na nosník bude namířen ve směru hodinových ručiček. Respektivě při působení druhého mečíku na nosník vzniká moment opačného směru.

Budeme považovat, že paprsek se setkává s velkým odporem ze strany tkaniny, který má číselnou hodnotu větší než síly setrvačností střední části nosníku. Spojité zatížení ze strany tkaniny na 1 m délky nosníku se rovná q /viz obr. č. 14/. Směr sil p a q při přírazu je opačný, proto výsledná síla na nosník se rovná: $u = q - p$

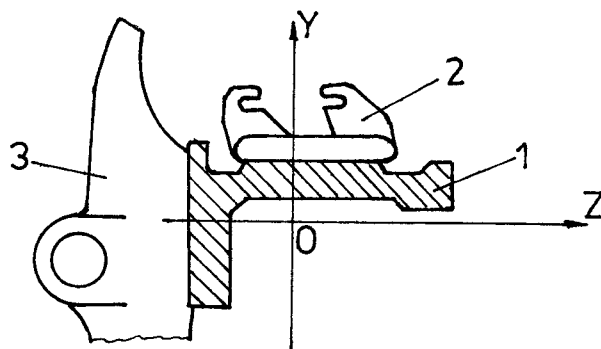
Určíme deformace nosníku a mečíků bidlenu zvlášť a potom srovnáme tyto výsledky:



obr. č.14

Ohyb nosníku. Okamžik přírazu

Nosník bidlenu /1/ viz obr. /15/ se vyrábí ze slitiny Al - profilu. Při výpočtu bereme v úvahu jenom deformace profilu.

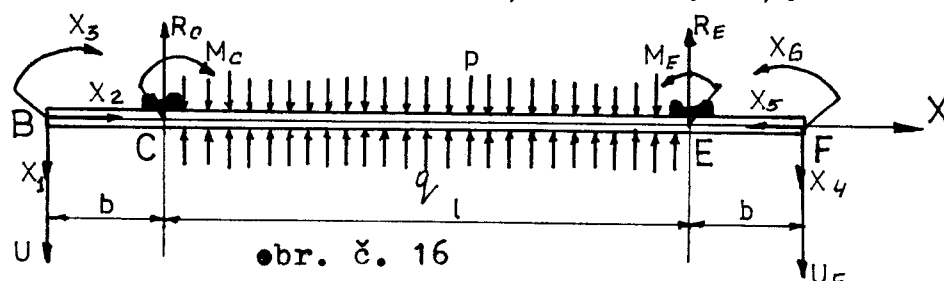


obr. č.15

kde

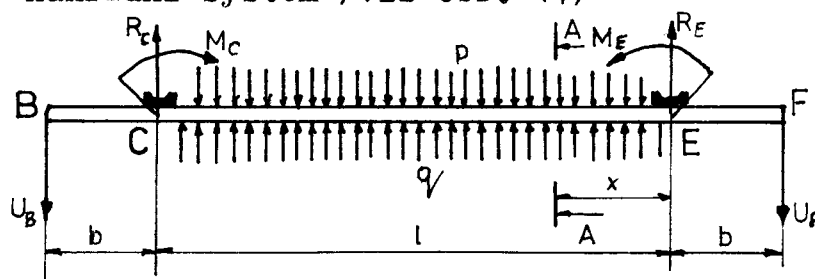
- 1 - profil
- 2 - vedení ohebné jehly
- 3 - mečík

když se podíváme na schéma uložení nosníku paprsku vidíme, že máme staticky neurčitý systém. Pro určení statické neurčitosti zavedeme náhradní schéma / viz obr. 16/.



obr. č. 16

V našem systému jsou neznámé: $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, R_C, R_E, M_C, M_E$. Pro určení neznámých x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 a x_6 musíme na začátku určit neznámé R_C, R_E, M_C, M_E , proto zavedeme nový náhradní systém /viz obr. 17/



obr. č. 17

Napišeme rovnici momentů relativně libovolného řezu A-A z pravé strany bidlenu:

$$EJy'' = U_F / b + x / - R_E x - ux^2/2 - M_E \quad /7.6/$$

Integrujeme tuto rovnici dvakrát:

$$EJy' = U_F / bx + \frac{x^2}{2} / - R_E \frac{x^2}{2} - u \frac{x^3}{6} - M_E x + C_1 \quad /7.7/$$

$$EJy = U_F \left(\frac{bx^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) - R \frac{x^3}{6} - \frac{ux^4}{24} - M_E \frac{x^2}{x} + C_1 x + C_2 \quad /7.8/$$

Při $x = 0$ máme $y = 0$, proto $c_2 = 0$ -

Z rovnice /7.7/ určíme c_1 :

$$C_1 = EJy' \quad /7.9/$$

kde y' - tangenta úhlu sklonu tečny na opeře E

Jestli $x = l_2$, to $y' = 0$. Tehdy z rovnice /7.7/ máme:

$$C_1 = - U_F \left(b \frac{1}{2} + \frac{l^2}{8} \right) + R_E \frac{l^2}{8} + U \frac{l^3}{48} + M_E \frac{l}{2} \quad /7.10/$$

Vylučujeme C_1 z rovnic /7.9/ a /7.10/, dostáváme:

$$EJy' = - U_F \left(\frac{b \cdot l}{2} + \frac{l^2}{8} \right) + R_E \frac{l^2}{8} + U \frac{l^3}{48} + M_E \frac{l}{2} \quad /7.11/$$

Pro určení neznámých R_C a R_E sestavíme rovnice momentů relativně bodu C.

$$R_E l - pl^2/2 + ql^2/2 + M_E - M_C + U_B \cdot b - U_F /l + b/ = 0 \quad /7.12/$$

V důsledku symetrie konstrukce a rovností reakčních momentů a sil setrvačností ramen máme:

$$R_E = \frac{2 U_F + pl - ql}{2} \quad /7.13/$$

$$R_E = R_C \quad /7.14/$$

$$R_C = \frac{2 U_F - u \cdot l}{2} \quad /7.15/$$

Dosažením rovností /7.13/ do rovnice /7.11/ získáváme vztah:

$$EJy' = \frac{U_F \cdot b \cdot l}{2} - \frac{u l^3}{24} + \frac{M_E l}{2} \quad /7.16/$$

V našem případě U_B , U_F , p , q , R_E a R_C jsou známy, neznámými zůstaly M_E a M_C . Pro určení těchto dvou parametrů provedeme analýzu deformací mečíku bidlenu.

7.3.2 Zkrucování mečíků

Mečík se zkrucuje na úseku mezi nosníkem bidlenu a podbidlenicí, kde má stále stejný průřez. Označíme polární moment průřezu $J_\bullet$ a plochu F .

Napišeme závislost pro určení úhlu zkrutu mečíku

$$= M_{kr} \cdot L_{kr} / (G_\bullet \cdot J_k) \quad /7.17/$$

kde

M_{kr} - krouticí moment

L_{kr} - délka krouceného úseku mečíku

G - modul zdvihu

J_k - geometrická charakteristika tuhosti při kroucení

Pro otevřené profily sestavených z několika úzkých obdelníků různé tloušťky, charakteristika tuhosti při vázaném kroucení určují vztahem:

$$J'_k = J_k \cdot \eta = \eta \sum h_i^3 \cdot \delta^3 / 3 \quad /7.18/$$

kde

η - opravní součinitel

h - šířka obdelníku

δ - tloušťka obdelníku

Poněvadž deformace nosníku a mečíku vzájemně souvisí úhel krutu mečíku musí být roven úhlu sklonu pružné čáry ohnutého nosníku na uložení, t.j.

$$\text{ar ctg } y' = \varphi \quad /7.19/$$

Krouticí moment na mečíku vzniká od otáčení v uloženích nosníků bidlenu, t.j.

$$M_{kr} = M_E \quad /7.20/$$

Závislosti /7.16/, /7.17/, /7.19/ a /7.20/ sestavují systém rovnic, které stačí pro určení čtyř neznámých: y' , φ , M_E

M_{kr} .

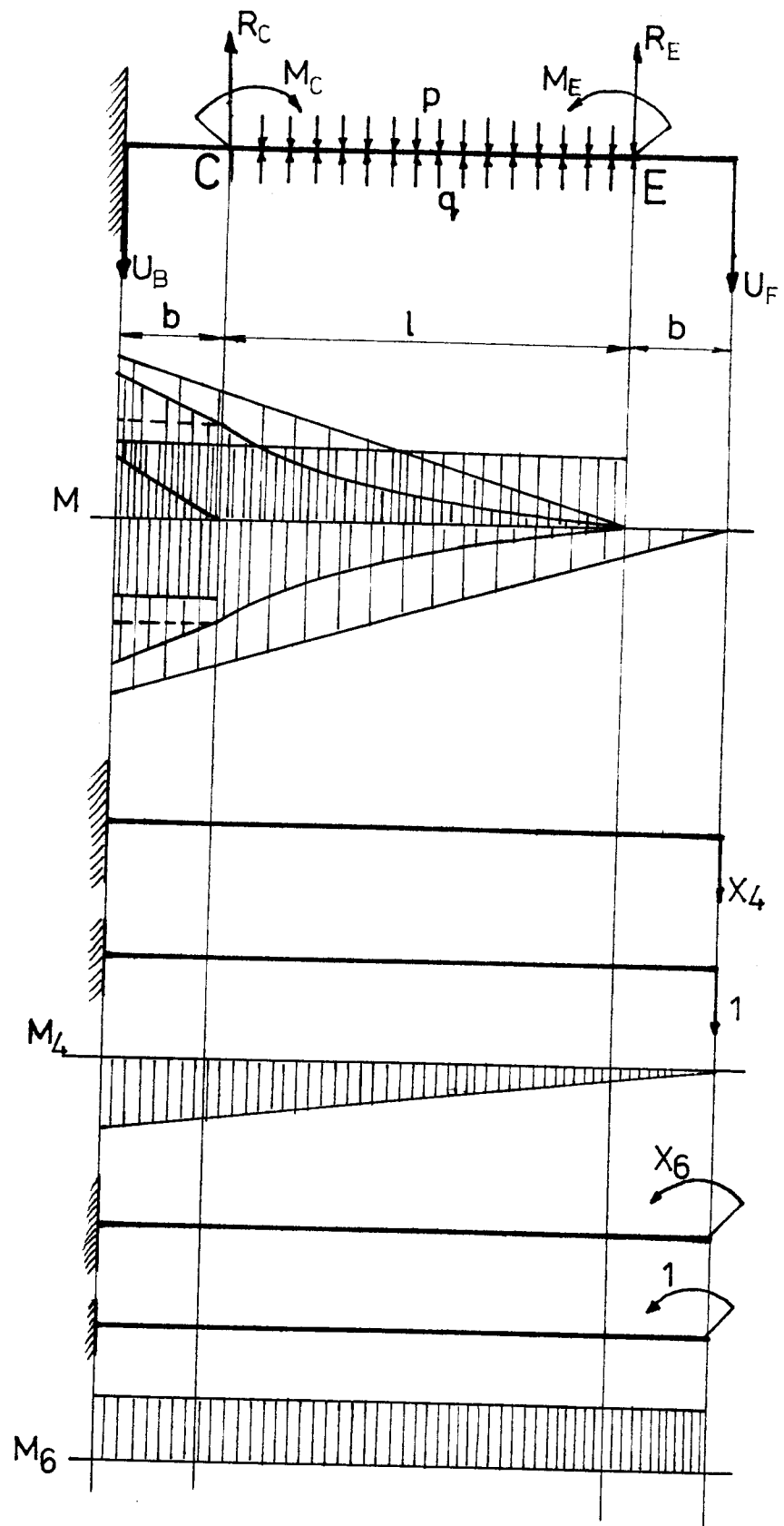
Teď se vrátíme k náhradnímu systému, který je znázorněn na obrázku č. 16. Pro určení neznámých parametrů: x_1 , x_2 , x_3 , x_4 , x_5 , x_6 používáme metodu sil.

Tato metoda sil spočívá v tom, že musíme pro náš případ sestavit systém kanonických rovnic.

Určení staticky neurčitých veličin

V našem případě jsou známy následující veličiny:

U_B , U_F , p , q , ale máme také šest neznámých parametrů, proto máme 6krát staticky neurčitý systém. Z tohoto důvodu musíme sestavit 6 kanonických rovnic, aby se zbavila statická neurčitost.



obr. č. 18

Kanonické rovnice přijmou tvar:

$$\delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 = -\delta_{1p}$$

$$\delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 = -\delta_{2p}$$

$$\delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 = -\delta_{3p}$$

$$\delta_{44}x_4 + \delta_{45}x_5 + \delta_{46}x_6 = -\delta_{4p}$$

$$\delta_{54}x_4 + \delta_{55}x_5 + \delta_{56}x_6 = -\delta_{5p}$$

$$\delta_{64}x_4 + \delta_{65}x_5 + \delta_{66}x_6 = -\delta_{6p}$$

/7.21/

Použitím systému kanonických rovnic /7.21/ pro konkrétní případ vzhledem k obrázku č. 18 dostaneme systém výsledných rovnic, které budou nám stačit pro určení statické neurčitosti:

$$\delta_{4p} + x_4 \cdot \delta_{44} = 0$$

/7.22/

$$\delta_{6p} + x_6 \cdot \delta_{66} = 0$$

Ze soustavy rovnic /7.22/ lze snadno určit neznámé x_4 a x_6 .

$$x_4 = \frac{\delta_{4p}}{\delta_{44}}$$

/7.23/

$$x_6 = \frac{\delta_{6p}}{\delta_{66}}$$

Hodnoty veličin δ_{4p} , δ_{6p} , δ_{44} , δ_{66} určujeme z obrázku č. 18 pomocí momentových ploch a souřadnic těžišť u průběhu momentů od jednotkových sil /pravidlo Veresčagina/.

$$\delta_{44} = \frac{1}{EJ} \cdot \left(\frac{1 + 2b/3}{3} \right)$$

$$\delta_{66} = \frac{1}{EJ} (1 + 2b/3)$$

$$\delta_{4p} = \frac{1}{EJ} \left[-\frac{(b+1)^2}{2} \cdot R_E \cdot \left(-\frac{5}{3}b + \frac{2}{3} \right) - \frac{b^2 \cdot R_E}{2} \cdot \left(1 + \frac{5}{3}b \right) - \frac{1}{6} q l^3 \left(\frac{3}{4} \cdot 1 + b \right) - \frac{1}{2} q l^2 \cdot b \cdot \left(\frac{3}{2}b + 1 \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
 & - \left(\frac{ql}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} + b \right) - \frac{ql^2}{2} \right) \cdot \frac{b}{2} \cdot \left(\frac{5}{3} b + 1 \right) - M_E (1+b) \cdot \\
 & \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{3}{2} b \right) + M_C \cdot b \left(1 + \frac{3}{2} b \right) + \frac{U_F / 1 + 2b/2}{3} \cdot \\
 & \cdot (1 + 2b) + \frac{1}{6} pl^3 \left(\frac{3}{4} 1 + b \right) + \frac{1}{2} pl^2 \cdot b \cdot \left(\frac{3}{2} b + 1 \right) + \\
 & + \left(\frac{pl}{2} \left(\frac{1}{2} + b \right) - \frac{pl^2}{2} \right) \cdot \frac{b}{2} \cdot \left(\frac{5}{3} b + 1 \right) \Big] \\
 \delta_{6p} = & \frac{1}{EJ} \left[\frac{1/b+1/2 \cdot R_E}{2} + \frac{b^2 \cdot R_C}{2} + \frac{1}{6} ql^3 + \frac{1}{2} ql^2 \cdot b + \right. \\
 & + \left(\frac{ql}{2} \left(\frac{1}{2} + b \right) - \frac{ql^2}{2} \right) + M_E / 1 + b/ - M_C \cdot b - \frac{U_F/1+2b/2}{3} - \\
 & \left. - \frac{1}{6} pl^3 - \frac{1}{2} pl^2 \cdot b - \left(\frac{pl}{2} \left(\frac{1}{2} + b \right) - \frac{pl^2}{2} \right) \cdot \frac{b}{2} \right]
 \end{aligned}$$

Napišeme rovnice momentů relativně libovolného řezu A-A z pravé strany

$$EJy'' = U_F / b + x/ - R_E x - ux^2/2 - M_E + x_4/b + x/ - x_6 \quad /7.24/$$

Integrujeme tuto rovnici dvakrát:

$$EJy' = /U_F + x_4/ \cdot /bx + \frac{x^2}{2} - \frac{ux^3}{6} - M_E x - x_6 \cdot x + C_1 - \frac{R_E x^2}{2} /7.25/$$

$$EJy = /U_F + x_4/ \cdot \frac{bx^2}{2} + \frac{x^3}{6} - \frac{R_E x^3}{6} - \frac{ux^4}{24} -$$

$$- \frac{x^2}{2} /M_E + x_6/ + C_1 x + C_2 \quad /7.26/$$

Při $x = 0$ máme $y = 0$, proto $C_2 = 0$

Dosazením do rovnice /7.25/ určíme C_1

$C_1 = EJy' /7.27/$, kde y' je tangenta úhlu sklonu tečny na opěře E.

Jestliže $x = \frac{1}{2}$, to $y' = 0$. Tehdy rovnice /7.25/ určíme C_1

$$C_1 = - /U_F + x_4/ \cdot / \frac{bl}{2} + \frac{b^2}{8} / + / x_6 + M_E/ \cdot \frac{1}{2} + \frac{ul^3}{48} + \frac{R_E l^2}{8} \quad /7.28/$$

Vylučujeme C_1 z rovnic /7.27/ a /7.28/

$$EJy' = - /U_F + x_4/ \cdot \left(\frac{bl}{2} + \frac{l^2}{8} \right) + (x_6 + M_E) \frac{1}{2} + \frac{ul^3}{48} + \frac{R_E l^2}{8} \quad /7.29/$$

Sestavíme rovnici momentů relativní bodu C:

$$R_E l + x_6 - x_4 / l + b/ - pl^2/2 + M_E - M_C + U_B \cdot b - U_F / l + b/ + ql^2/2 + x_1 \cdot b - x_3 = 0 \quad /7.30/$$

V důsledku symetrií konstrukce a rovností reakčních momentů a sil setrvačností ramene

$$R_E = x_4 + U_F - \frac{ul}{2} \quad /7.31/$$

$$R_E = R_C \quad /7.32/$$

Dosažením R_E v rovnici /7.29/ a úpravou získáváme vztah:

$$EJy' = - / U_F + x_4/ \cdot \frac{bl}{2} + / x_6 + M_E/ \cdot \frac{1}{2} - \frac{ul^3}{24} \quad /7.33/$$

V rovnici /27/ máme jen jednu neznámou veličinu M_E . Pro její určení se vrátáme k analýze deformace mečíku bidlenu. Zde nám zůstávají platné vzorce /7.17/ /7.18/ /7.19/ /7.20/ sestavujeme systém rovnic, které stačí k určení neznámých : y' , φ , M_E , M_{kr} .

7. 3. 3 Pevnostní kontrola nosníku paprsku

Při ohybu nosník bidlenu považujeme za nosník, u kterého rovina působení sil se shoduje s hlavní rovinou /viz obr. č. 15 a č. 16/, t.j. budeme rozeznávat přímý ohyb.

Při příčném ohybu nosníku vznikají nejenom normálové, ale i tečné napětí, která závisí na délce nosníku nebo na

vzdálenosti mezi mečíky l a výšky h příčného řezu nosníku. Pro nosníky, které mají poměr $\frac{l}{h} > 4$, můžeme zanedbat tečné napětí a normálové napětí při příčném ohybu určujeme jako při čistém ohybu vztahem:

$$\sigma_{zmax} = M_x y_{max} / J_x \quad /7.34/$$

kde

M_x - ohybový moment, působící na nosník bidlenu

y_{max} - vzdálenost mezi neutrální osou a nejvíce vzdáleným bodem

J_x - moment setrvačnosti příčného řezu relativně neutrálné ose

$$\sigma_{zmax} \leq [\sigma]_D \quad /7.35/$$

7.3.4 Pevnostní výpočet mečíku

Vrchní část mečíku připevněna k nosníku bidlenu, a spodní k uložení podbidlenice. Proto zkrucování mečíku jak tenkostenného nosníku otevřeného profilu se probíhá nesvobodně, ale při existenci vazeb. Takové kroucení se jmenuje vázané kroucení. Použité výpočty na vázané kroucení ukazují, že kromě tečných napětí čistého ohybu v mečíku vznikají také segmentové tečné napětí a segmentové normálové napětí.

Tečné napětí při čistém kroucení:

$$T_{max} = M_{kr} \delta_{max} / J_k \quad /7.36/$$

kde

M_{kr} - kroucí moment působící na mečík

δ_{max} - maximální tloušťka stěny U - profilu

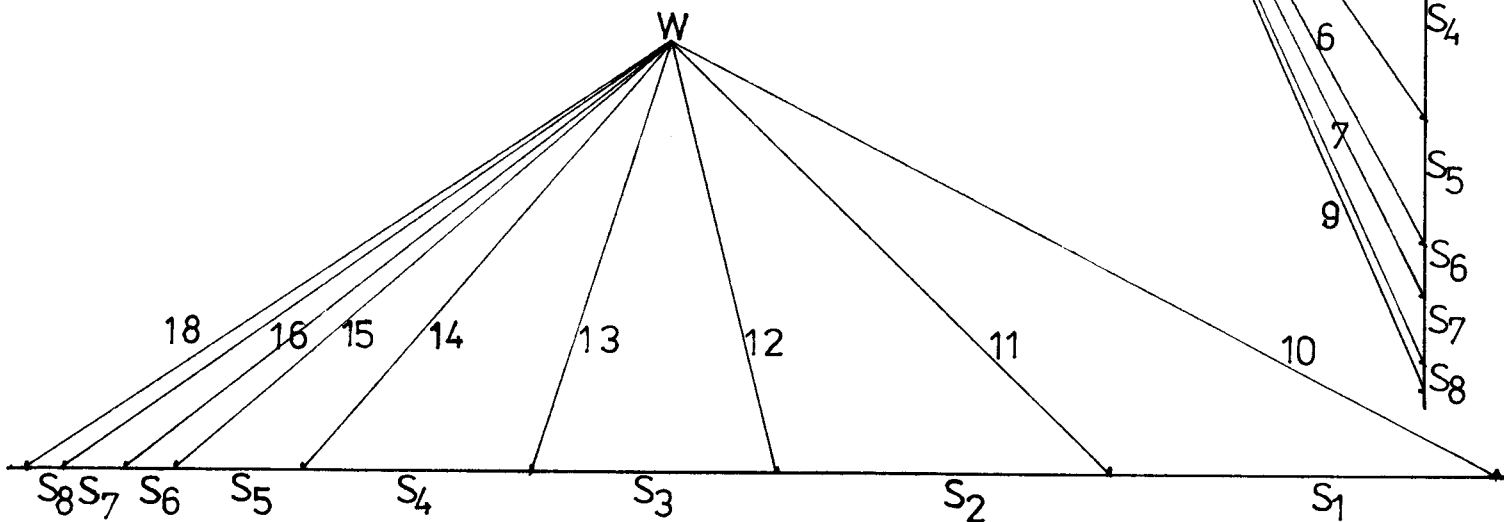
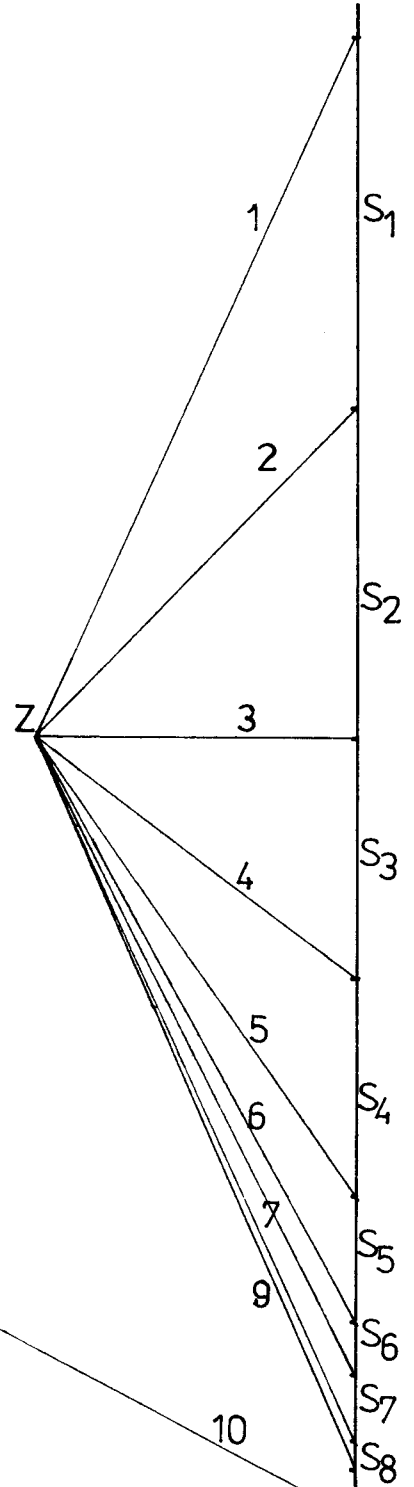
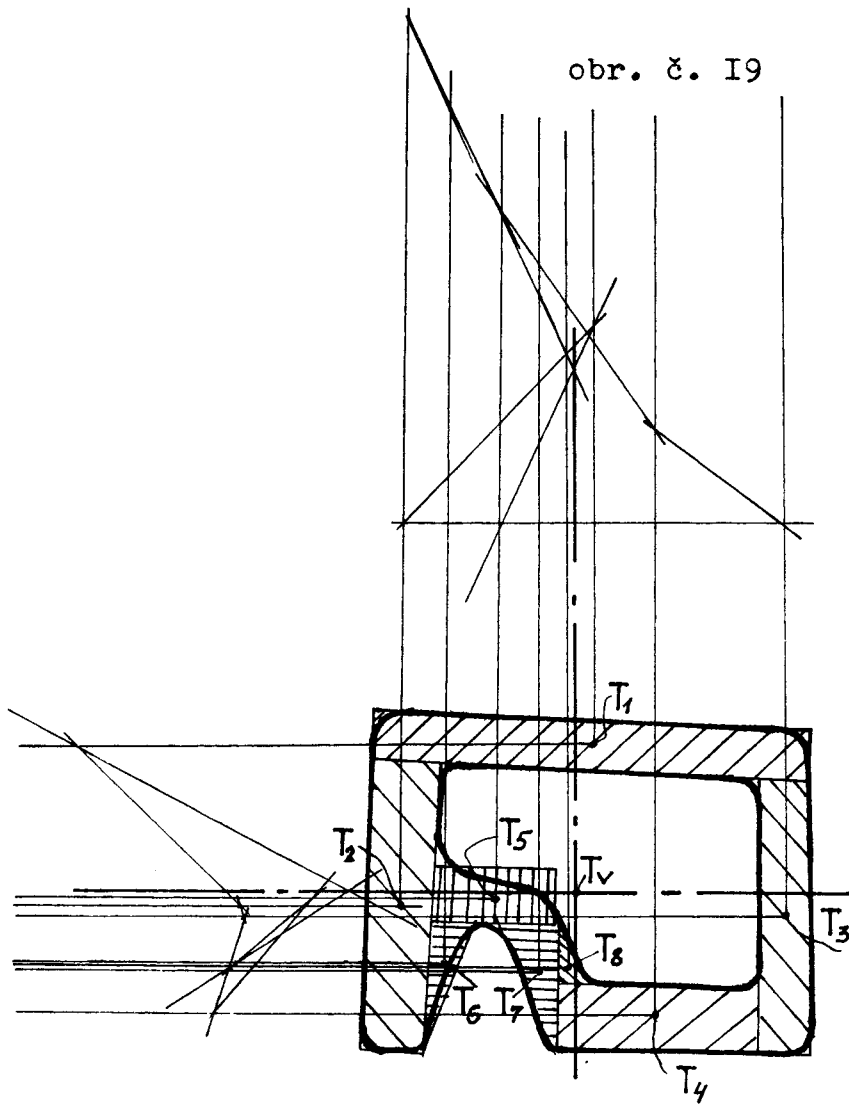
Doplňující napětí při vázaném kroucení můžeme zvážit součinitelem $\eta = 1,3$ /viz vztah /7.18/.

7.3.5 Výpočet momentů setrvačnosti

Pro konkrétní řešení potřebujeme znát momenty setrvačnosti průřezu svrholcu a nosníku. Výpočet těchto momentů setrvačnosti průřezu byl proveden pomocí grafické metody, která je uvedena na obr.č. I9,20a,b. Veličiny skutečných hodnot těchto momentů setrvačnosti jsou v tabulkách č. 8, 9, IO.

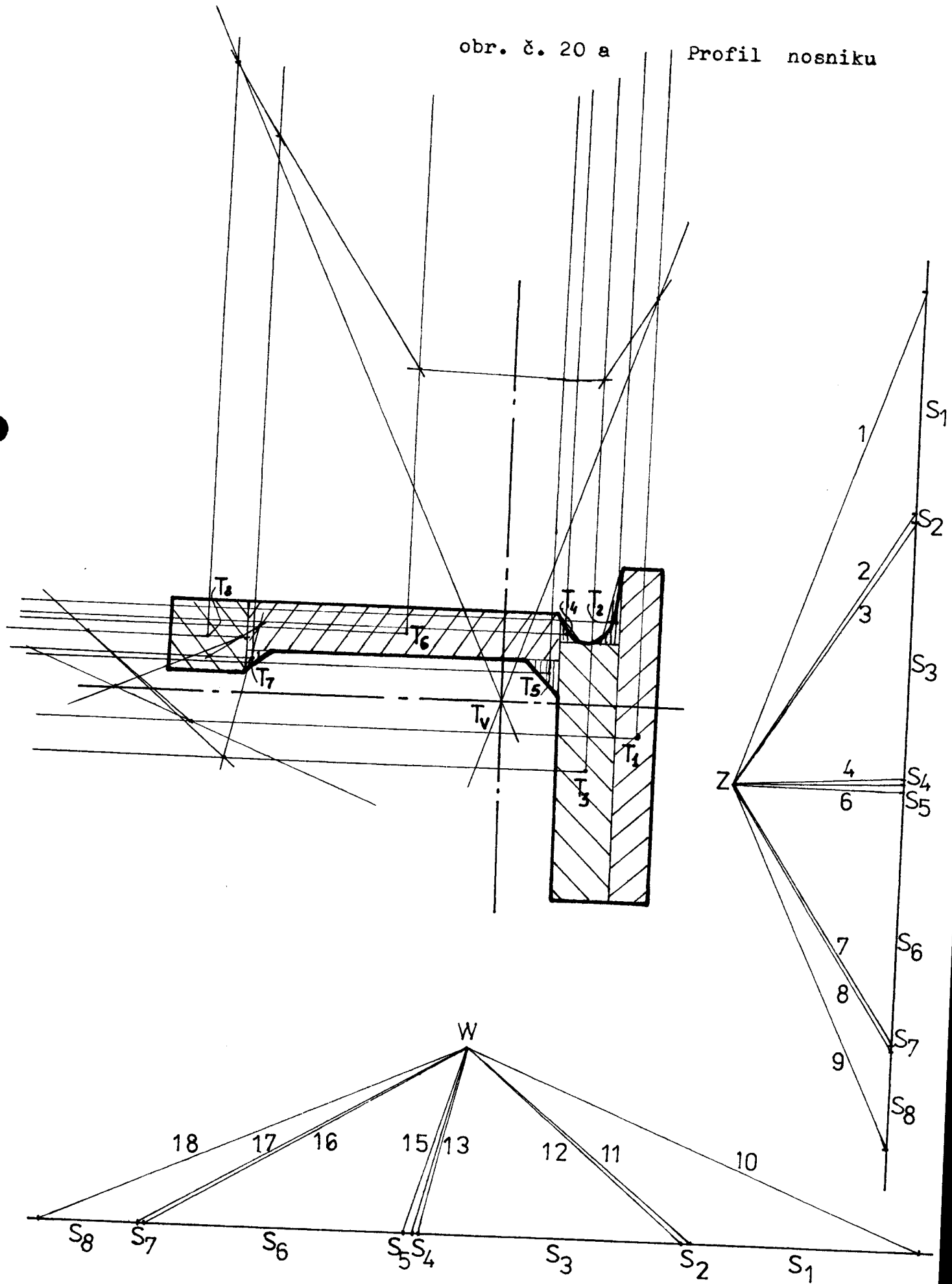
obr. č. 19

Profil svrholcu



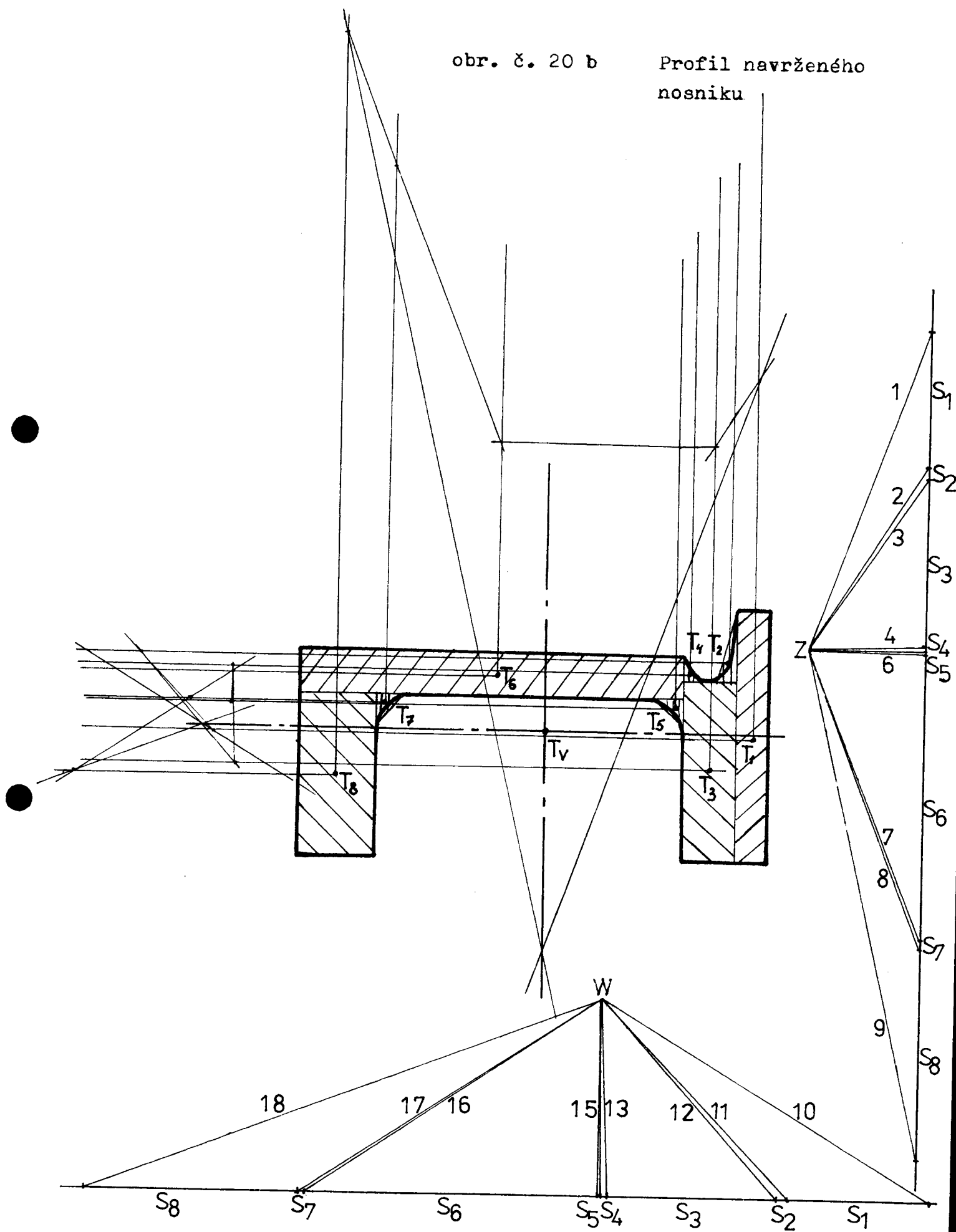
obr. č. 20 a

Profil nosniku



obr. č. 20 b

Profil navrženého
nosniku



Tabulka č.8 Rozměrové charakteristiky profilu č. 1
/svrholec/.

č. elem.	plocha ele- mentu S $\times 10^{-6}/\text{m}/$	moment setrovač- nosti J_x $\times 10^{-12}/\text{m}^4/$	posunutí těžiště $/\text{m}/$	moment setrovač- nosti J_{x1} $\times 10^{-12}/\text{m}^4/ J_{x1}$
1	406	1686,42	0,004	8182,42
2	360	48000	0,021	206760
3	259	29547,58	0,0295	254942,33
4	243	1640,25	0,013	42707,33
5	136	457,33	0,0085	10283,3
6	55,3	161,97	0,015	12593,2
7	66	241,78	0,003	835,78
8	18	16	0,0015	56,5
Σ	1318,25			536360,81

Tabulka č.9 Rozměrové charakteristiky profilu č. 2
/nosnik/.

č. elem.	plocha ele- mentu S $\times 10^{-6}/\text{m}/$	moment setrovač- nosti J_x $\times 10^{-12}/\text{m}^4/$	posunutí těžiště $/\text{m}/$	moment setrovač- nosti J_{x1} $\times 10^{-12}(\text{m}^4)$
1	560	2986,67	0,028	442026,67
2	23,7	11,85	0,023	12549,15
3	648	7776	0,018	217728
4	9	4,5	0,0125	1410,75
5	21	42	0,0098	2058,84
6	12,5	17,36	0,051	32529,86
7	640	218453,3	0,020	474453,3
8	247,5	5615,15	0,0605	911527,02
Σ	2161,7			2094283,5

Tabulka č.10 Rozměrové charakteristiky profilu č. 3
/navržený nosník/.

č. elem.	plocha ele- mentu S $\times 10^{-6}/\text{m}/$	moment setrovač- nosti J_x $\times 10^{-12}/\text{m}^4/$	posunutí těžiště $/\text{m}/$	moment setrovač- nosti J_{x1} $\times 10^{-12}/\text{m}^4/$
1	388,5	1586,38	0,0442	760575,51
2	22,5	11,25	0,0391	34409,475
3	480,0	5760,00	0,0352	600499,2
4	8,75	5,955	0,031	7923,01
5	15,0	20,83	0,027	11118,43
6	820,0	459473,3	0,0105	549878,3
7	15,0	20,83	0,034	14360,83
8	595,0	14329,58	0,0442	1176745,3
Σ	2344,75			3158509,9

7.3.6 Návrh odlehčení konstrukce mechanismu přírazu

Na základě provedeného pevnostního výpočtu /vztahy č. 7.17,7.19,7.34,7.35,7.36 / byla navrhována odlehčená konstrukce přírazového mechanismu.

Změnou L-profilu nosníku, který je vyráběn s duralu na U-profil bylo dosaženo zvýšení momentu setrovačnosti průřezu J_k tohoto nosníku 1,508 krát. Mírným zvětšením plochy průřezu nového nosníku sice došlo i ke zvýšení jeho hmotnosti, ale v poměru k dosavadnímu stavu jenom o 1,0846 násobek.

Zvýšením momentu setrovačnosti nového průřezu bylo dosaženo zvýšení tuhosti celkového systému, co znamená, že se zmenšila hodnota průhybu nosníku $y_{\max}$. Průhyb nosníku je však také funkcí uhlu skrucování mečiku. Právě tato sku-

tečnost poukázala na možnost změny materiálu mečiků bidlenu. Místo litiny /dovolené napětí v krutu 35-45 MPa/ byla navržena slitina hliníku /dovolené napětí v krutu 30-50MPa/. Změnou materiálu mečiků se změnila hodnota modulu pružnosti v krutu G_0 1,59 krát.

Celkové odlehčení mechanismu přírazu spolu se změnou profilu nosníku a změnou materiálu mečiků představuje hodnotu 17,190 kg. Toto odlehčení má velký vliv na dynamický účinky mechanismu bidlenu s přehlédnutím k jeho působení na rám stroje. Dochází totiž ke značnému zmenšení výsledných dynamických sil bidlenového mechanismu, čímž i vzniklé rázy, způsobené střídavým pohybem bidlenu, se značně zmenší.

Vzhledem k tomu, že byla provedena jenom změna materiálu mečiků a změna profilu nosníku, konstrukce bidlenu zůstala stejná jako předtím. Není tedy potřebné rýsovat celou sestavu bidlenu, stačí, když jsou překresleny jen rekonstruované části tohoto mechanismu, co je provedeno na výkresu v příloze.

Například, vSSSR pro zvýšení frekvence otáčení hlavního hřídele stroje AT-175-I /bez zvýšení setrovačnostního namáhání a bez snížení doby provozu a spolehlivosti součástí/ byla zmenšena hmota bidlenu v smontovaném stavu ze 137,7 kg na 95 kg cestou výměny řady součástí z oceli a litiny součástmi z duralu. Navíc ještě byla snížena hmotnost a rozměry člunku a zmenšena výška prošlupu. Výsledkem bylo dvounásobné zmenšení momentu setrovačnosti odlehčeného bidlenu oproti původnímu.

Dlouhodobá pozorování prokázala, že tkací stavy s odlehčenými bidleny pracují produktivněji a spolehlivěji, protože výskyt poruch i počet přetrhů nití se značně zmenšily.

8. MĚŘENÍ NEELEKTRICKÝCH VELIČIN

8.1 Elektrické tenzometry

Při měření neelektrických veličin se stále více uplatňují elektrické měřicí metody. Tak bezprostředně měření napětí u součástí strojů složité konfigurace stále se provádí použitím tenzometrů. Důvodů je velká řada a uveďme alespoň tyto:

- a/ poměrně snadný přenos signálu na dálku
- b/ čistota provozu
- c/ snadno dostupné napájecí zdroje
- d/ vysoká citlivost a přesnost
- e/ řadu prvků lze zhotovit v miniaturních rozměrech
- f/ univerzálnost, přizpůsobivost, značný rozsah mezi měření od velmi velkých až do velmi malých hodnot měřené veličiny
- g/ snadnost kontinuálního snímání a jeho záznam
- h/ schopnost snímání a přenosu měřené veličiny v širokém rozsahu frekvencí.

V současné době získaly elektrické měřicí metody v experimentální pružnosti hlavní místo. Pomocí těchto metod lze provádět měření i na místech špatně přístupných /vnitřní stěny nádob, pohyblivé součásti apod/ získaný signál může být dále upravován /derivování, integrování apod./, signál můžeme zviditelnit, registrovat apod., a to prakticky bez ohledu na průběh a frekvenci.

Elektrické tenzometry využívají závislosti změny určitého elektrického jevu na změně délky. Tenzometr zde představuje vlastně mechanickoelektrický transformátor. Zpravidla sestává z vlastního měřicího tělíska, tzv. snímače a z měřicí aparatury doplněné případně registračním zařízením /hladinový zapisovač, smyčkový oscilograf apod/.

8.2. Elektrické odporové tenzometry

Princip odporového tenzometru záleží v tom, že tenký odporový drát průměru 20 - 30 μ m, např. konstantanový, je ve tvaru mříže navinut a přilepen na izolační podložku. Takto vzniklý tenzometrický pásek se lepí přímo na měřenou

součást. Při deformaci součásti se deformuje i drátek. Deformace drátku vyvolává změnu odporu.

8.2.1 Typy elektrických odporových tenzometrů

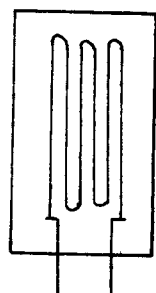
U odporových elektrických tenzometrů je mechanicko-elektrickým převodníkem element u něhož se mechanickou deformací mění ohnický odpor R . Podle toho v čem změna odporu nastává, dělíme odporové tenzometry zhruba na čtyři skupiny:

- a/ změna odporu nastává v uhlíkové destičce
 - b/ změna odporu nastává v kovovém drátku nebo pásku
 - c/ změna odporu nastává v polovodičích
 - d/ změna odporu nastává ve slabé kovové vrstvě nanesené ve vakuu
- a/ Uhlíkové snímače - byly vyvinuty ve 30. letech u fy. AEG, Hamilton-Standart a byly vyráběny ve dvou standartních uspořádáních:
- 1/ Změna odporu nastávala ve sloupci uhlíkových destiček připevněných k povrchu a stlačených. Délková změna vyvolá změnu tlaku mezi destičkami a ta má za následek změnu dotykové plochy destiček a tím i změnu odporu. Nevýhodou je, že vztah mezi odporovou změnou a tlakem není lineární.
 - 2/ Lepené snímače zhotovené impregnací koloidních uhlíkových částic do plátek o rozměrech 0,6 x 2,5 cm. Snímače takto provedené měly odpor od 15 - 30 000 a byly značně citlivé na vlhko.
- b/ Drátkové snímače - jsou založeny na závislosti změny elektrického odporu kovového vodiče na změně jeho délky. Rozsáhlým výzkumem byla nalezena řada materiálů, u nichž je lineární závislost mezi poměrným prodloužením a odporovou změnou. S ohledem na tuto lineární závislost, nepatrné rozměry a váhu byla tato metoda zpracována tak, že její vývoj je v podstatě zakončen. Je to dnes nejužívanější metoda jak pro měření statických, tak i dynamických namáhání.

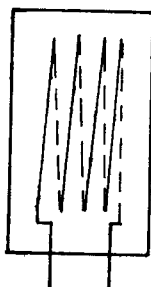
Materiál drátku musí mít malý součinitel roztažnosti a ve velkém rozsahu přímou závislost mezi poměrnou změnou odporu a prodloužením. Běžně se užívá na výrobu odporového drátku konstantan /60% Cu, 40 Ni/, který má přímkovou závislost až do poměrného prodloužení 65%; součinitel tepelné roztažnosti $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$, modul pružnosti $E = 1,5 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$ a deformační citlivost $k_0 = 2,0$. Je snadno zpracovatelný. Průměr drátku bývá zpravidla 0,01 - 0,03 mm.

Drátkové snímače dělíme dle způsobu zhotovení a položení měrného vinutí na:

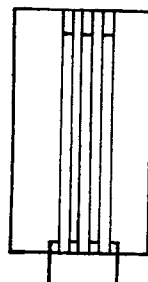
- 1/ Snímače s měrným drátkem ve smyčkách - odporový drát je navinut ve tvaru několikanásobného U /obr.21/ a nalepen na podložku /papír, akrylátová nebo epoxydová pryskyřice, bakelit apod./
- 2/ Snímače vinuté - s měrným vinutím navinutým ve tvaru spirály na tenký papírek, tato spirála se zploští a jako celek se přilepí na podložku /obr. 22/ - výroba je jednoduchá, ale snímač je příliš tuhý a vyžaduje tudíž dokonalé lepidlo.



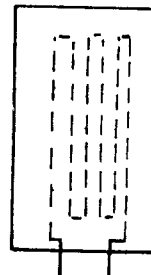
obr. 21



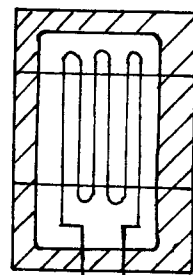
obr. 22



obr. 23



obr. 24



obr. 25

- 3/ Snímače svinutím mřížkovým - měrné vinutí je položeno v řadách, na koncích propojeno silnějšími připájenými vodiči, zpravidla jsou vodiče zataveny v podložce z umělé hmoty.
- 4/ Snímače pro měření za vysokých teplot - k měření deformací v různých teplotních podmínkách existuje opět celá řada odporových tenzometrů, vzájemně se lišících odporovým materiálem, izolační podložkou, lepidlem a technologií výroby. Materiálem izolační podložky bývá zpravidla do teploty 80°C papír nebo termoplast,

pro teploty vyšší epoxydová pryskyřice nebo různé keramické materiály.

U snímačů pro měření za vysokých teplot je měrné vinutí volné a klade se přímo na měření místo do izolační podložky vytvořené z keramických materiálů /obr. 25/

5/ Snímače tkané - u nich je měrné vinutí vetkáno jako útek do osnovy z umělého hedvábí nebo skleněné tkaniny obr. 24. Takto vzniklá tkanina se máčí v pryskyřici a lepí se na měřenou součást.

6/ Snímače foliové jsou vyrobeny fotochemickým způsobem z folie o tloušťce 12 - 15 mm. Foliové snímače se používají zejména pro měření membránových napětí, gradientu napětí, snímače o velmi malé měrné délce apod.

Řada vlastností foliových snímačů je lepší než snímačů drátkových. Je to především odvádění tepla, což umožňuje zvětšit proudové zatížení snímače a tím zvětšit jeho citlivost. Dále je to dokonalejší styk odporové folie s izolační podložkou a tím menší smykové napětí vyvolané přenosem deformace. Foliové snímače jsou stabilnější a tím i přesnější než drátkové. Jednou z hlavních výhod foliových snímačů je jejich jednoduchá výroba, která je zcela analogická výrobě plošných spojů v radiotechnice.

c/ Polovodičové snímače

Snímače z nekovových materiálů jsou založeny na tom, že krystal /germania nebo křemíku/ podrobený deformaci, mění silně svůj odpor. Deformační citlivost je u těchto snímačů oproti snímačům z kovu značně vysoká/ k_0 = -150 až + 150 u křemíku až 175/. Odporová změna však není zcela lineární na deformaci, zejména při deformaci v tlaku. Vzhledem k vysoké deformační citlivosti se stávají polovodiče vhodným snímačem mechanické relativní deformace, na jehož elektrickém výstupu není třeba připojení zesilovače, nýbrž lze přímo zapojit smyčku oscilografu. Deformační citlivost polovodičových tenzometrů je závislá na teplotě

d/ Odporové snímače z kovové vrstvy nanesené ve vakuu

Element citlivý na deformaci zde tvoří slabá vrstva kovu nanesená sublimací na nevodivý podklad, např. elaxovaný proužek hliníku potažený silikonovou pryskyřicí se stříbrnými vývody. Je snaha využít těchto snímačů zejména při měření deformací za vysokých teplot. Deformační součinitel je značně závislý na tloušťce vrstvy a na teplotě.

8.2.2 Vlastnosti odporových tenzometrů

Vlastností snímačů se mohou značně lišit u různých typů snímačů. Může to být způsobeno různými drátky použitými na výrobu snímače, jejich tepelným zpracováním, podkladovým papírkem, vrstvou tmelu při nalepování snímače atd. Ovšem i snímače jednoho typu nemusí mít zcela shodné vlastnosti, jejich chování bude jiné, budou-li umístěny na povrchu odvádějícím teplo, nebo na materiálu tepelně izolačním.

Tenzometr, který byl pro ověřování vybrán nelze již použít pro další měření. Vlastnosti každého jednotlivého exempláře tedy známy nejsou.

Při odlehčování a zatížení vzniká u tenzometrů zpravidla hysterese obráceného smyslu než byla původní deformace. Velikost této počáteční hysterese je různá podle typu snímače a je zpravidla větší u snímačů s delší měrnou délkou je nižší.

Rovněž rozptyl hodnot deformačního součinitele k_0 je u snímačů nejmenších horší. Velikost deformačního součinitele k_0 je dána i tvarem měrného vinutí, protože konečná šířka měrného vinutí reaguje i na deformaci kolmou k ose snímače. Odporová změna $\frac{\Delta R}{R}$ bude potom výsledkem odporové změny způsobené deformací ve směru osy a deformací k ose kolmé

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{k} - \mu k_p / \cdot \epsilon = k_0 \epsilon$$

kde k - podélný deformační součinitel

k_p - příčný deformační součinitel

μ - Poissonovo číslo materiálu cejchovací tyčky

k_0 - výsledný deformační součinitel

Vzhledem k tomu, že snímač je cejchován v poli jednoosé napjatosti, bývá udáván pro snímače vždy součinitel k_0 .

Maximální přípustný proud ve snímači bývá zpravidla $20 \mu A$. Přílišná velikost proudu se projeví nestabilitou odporové hodnoty v závislosti na čase a to i u nezatiženého snímače.

Vliv vlhkostí

V prostřední o vysoké vlhkosti nebo při měřeních trvajících delší dobu, dochází k navlhnutí snímačů. Citlivé jsou zejména snímače z organických materiálů. Navlhnutí se projevuje zejména snížením izolačního odporu snímače vůči "zemi", elektrolýzou a s ní spojenou korozí měrného "drátku" v době měření, změnou rozměrů i mechanických vlastností snímače bobtnáním podložky i tmelu.

Vliv vlhkosti nelze vyloučit a proto snímač musíme před vlhkem chránit a to např. izolačními nátěry o malé mechanické pevnosti, které neovlivňují funkci snímače. Tyto nátěry se nanášejí v tenké vrstvě na snímač i jeho okolí. Dobře se osvědčují vosky, epoxydové pryskyřice atd. V prostředí o vysoké vlhkosti můžeme ještě krýt snímač gumovou čepičkou přilepenou na měřený povrch.

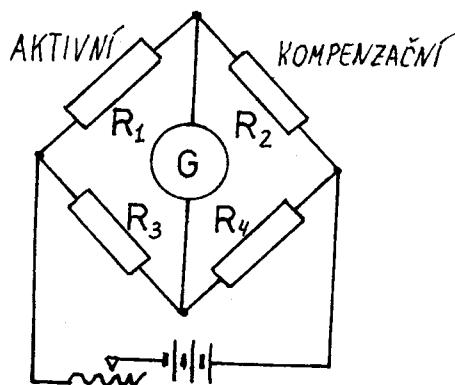
Vliv provozních podmínek na snímač

Dále musíme brát v úvahu vliv prostředí na odporový tenzometr a vlivy mimořádných podmínek, objevujících se zejména při měření na strojích a součástech za provozu. Tyto podmínky způsobují systematické měřicí chyby a jejich vyloučení je nutno věnovat pozornost především.

Vliv teploty

Změna teploty během měření se projevuje jednak volnou dilatací předmětu a jednak odporovou změnou samotného snímače, co má za následek zkreslení výsledků měření. Tento vliv teploty lze do jisté míry eliminovat:

- 1/ použitím tzv. kompenzačních snímačů, které zapojujeme do druhé větve Wheatstonova můstku /obr.26 /. Kompenzač-



obr. 26

ní snímač musí být stejného typu jako snímač měřicí /stejný deformační součinitel, stejný ohmický odpor apod./ a musí být nalepen na stejném materiálu, ale bez napětí a co nejblíže měřeného místa.

- 2/ použitím autekompenzovaného snímače, kde k normálnímu vinutí připojíme v serii přidavnou smyčku z materiálu fyzikálně odlišného /např. konstantan a měď/.

Vliv hydrostatického tlaku

Při měřeních např. na vnitřní stěně tlakových nádob je snímač vždy vystaven působení hydrostatického tlaku, zatěžovacího media. Tento vliv se může na přesnost měření projevit teprve u tlaku několika desítek nebo set atp. Teoreticky by měl kompenzační snímač toto působení vyrovnat, avšak rozdílná vrstva tmelu a mikroskopické bublinky v něm obsažené mohou způsobit takové rozdíly, že kompenzace by byla nevhodná.

Únava snímače při měření střídavých deformací

Při dlouhodobém měření při střídavém namáhání se objevují poruchy snímačů a to buď porušením měrného vinutí nebo uvolňováním snímače od povrchu. Porucha na snímači nastává zpravidla v místě připojení měrného vinutí na silnější vývod. Odlehčovací smyčky prodlužují životnost snímače stejně jako bakelitový tmel velmi výrazně. Porucha se jeví zpravidla tak, že po určité době začne odpor snímače rychle vzrůstat, až nastane porušení.

8.3 Změna délky a odporová změna měrného vinutí

Pro měření deformace elektrickými odporovými tenzometry je důležitý vztah mezi poměrnou deformací povrchu ϵ a poměrnou odporovou změnou $\frac{\Delta R}{R}$

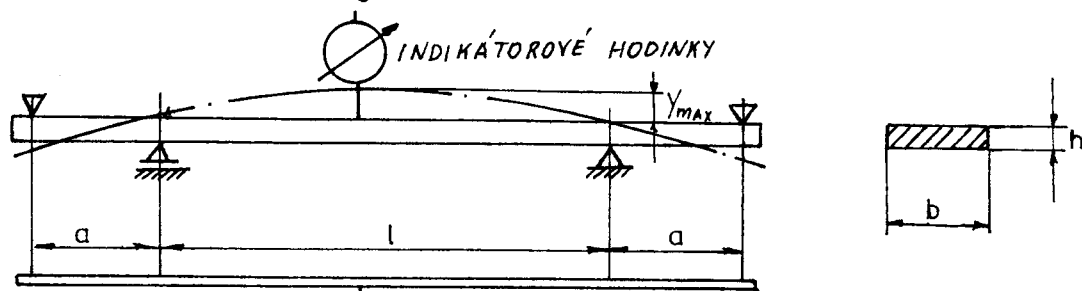
$$\epsilon = \frac{1}{k_0} \cdot \frac{\Delta R}{R}$$

kde k_0 je tzv. deformační součinitel a zjišťuje se zkouškou. U většiny kovů se pohybuje v rozmezí 2 - 6. Jeho velikost je závislá na tepelném zpracování drátku, na geometrickém uspo-

řádání vinutí, na typu snímače atd. Experimentální stanovení hodnoty k_0 se provádí cejchováním hotových snímačů. Vzhledem k tomu, že každý snímač lze použít pouze jednou, výrobce provádí cejchování jen několika náhodně vybraných snímačů z každé série a předpokládá se, že i u ostatních výrobků z téže série je stejný deformační součinitel.

8.4 Cejchování elektrických odporových tenzometrů

Princip cejchování znázorňuje obr. 27. Jedná se o nosník s převislými konci zatížený na volných koncích stejnými silami, čímž část mezi podporami je namáhána konstantním ohybovým momentem M_0 .



obr. 27

Průhybovou čarou takto zatíženého nosníku je mezi podporami kružnice a poměrné prodloužení krajních vláken nosníku ϵ je dáno vztahem:

$$\epsilon = \frac{1}{E} \frac{M_0}{W_0} \quad /8.1/$$

kde

M_0 - ohybový moment

W_0 - průřezový modul nosníku

E - modul pružnosti v tahu pro materiál nosníku

Pro obdelníkový průřez nosníku pak průhyb uprostřed:

$$y_{\max} = \frac{M_0 l^2}{8EJ} \quad /8.2/$$

kde

$J = \frac{1}{12} b h^3$ - moment setrvačnosti průřezu pro obdelník

l = vzdálenost mezi podporami

Po úpravě rovnic /8.1/ a /8.2/ dosadíme za $W_o = \frac{b h^2}{6}$
dostaneme $\epsilon = \frac{4h}{l^2} y_{\max}$ /8.3/

Hodnoty na pravé straně rovnice /8.3 / lze velmi snadno změřit a dá se tedy potom určit i skutečná velikost . Obvykle volíme rozměry nosníku $h = 1$ cm, vzdálenost podpor $l = 20$ cm, pro tyto rozměry totiž $\epsilon = \frac{1}{100} y_{\max}$, z čehož plyne, že každý milimetr průhybu nosníku mezi podporami odpovídá 1% poměrného prodloužení ϵ , přičemž jak patrně z rovnice /8.3/ nezáleží na materiálu nosníku, poněvadž výraz pro ϵ není závislý na modulu pružnosti E.

Stanovení deformačního součinitele provádíme pomocí přesné tenzometrické aparatury, na níž nastavíme libovolně zvolený deformační součinitel K , pomocí cejchovacího zařízení zatížíme snímač na poměrné prodloužení ϵ_o , jež se na tenzometrické aparatuře projeví výchylkou a ze vzorce /8.3/ pomocí změřené deformace $y_{\max}$ získáme ϵ , pak skutečný deformační součinitel bude dán vztahem:

$$k_o = k \frac{\epsilon}{\epsilon_o}$$

Při cejchování zatěžujeme postupně a to nejprve v tahu a potom v tlaku a sledujeme nejen velikost k_o , ale i linearitu a velikost hystereze při prvním a dalším zatížení. Výsledný deformační součinitel bude dán aritmetickým průměrem z vícekrát opakovaného měření na každém z vybraného počtu tenzometrů.

8.5. Lepení elektrických odporových tenzometrů

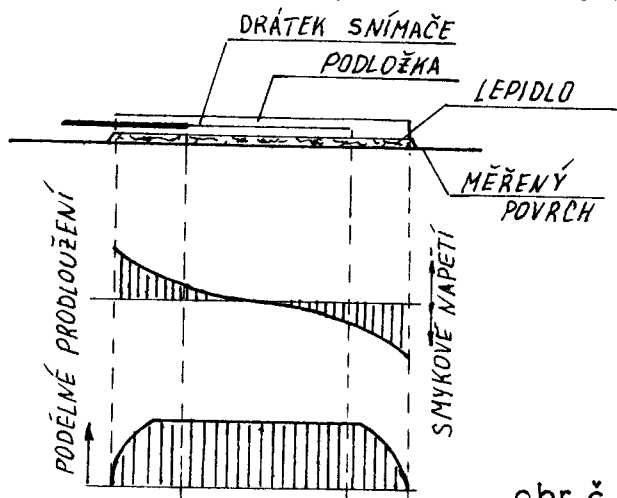
Přesnost měření elektrickými odporovými snímači je značně závislá na dobrém přilepení snímače k měřenému povrchu. Snímač musí ležet bezprostředně na materiálu, z něhož je součást vyrobena mezi snímačem a materiálem nesmí být žádná jiná látka. Postup lepení je zpravidla udáván výrobcem snímačů. Stručný postup při lepení normálních drátkových čs. snímačů.

- 1/ Očištění povrchu Plocha musí být čistá, ale nikoliv vyleštěná, protože na vyleštěné ploše většina tmelů špatně drží a po vytvrzení lepidla může pak snadno dojít k odloupení snímače od povrchu.

- 2/ Odmaštění povrchu Provádíme zpravidla několikanásobným použitím benzínu, toulenu, acetonu apod.
- 3/ Odstranění vlhkosti Provádí se těsně před vlastním lepením čistým ethyl-alkoholem.
- 4/ Konečné očištění povrchu měřené součásti provádíme rozpustidlem lepidla, eventuálně lepidlem samým velmi opatrně, aby se případným stykem prstů s povrchem opět nedostala na povrch mastnota.
- 5/ Vlastní lepení Povrch předmětu a příslušnou stranu snímače potřeme tenkou vrstvou lepidla, necháme krátce zaschnout a poté snímač přiložíme na předmět a přes cigaretový papírek /nebo jinou tenkou podložku/ vytlačíme zpod snímače přebytečné lepidlo.
- 6/ Schnutí nalepeného snímače Snímač přes měkkou příložku /nejlépe z pěnové gumy/ zatížíme závažím 1 - 4kp po dobu asi 2 hod. po odlehčení necháme lepidlo asi 20 hodin zaschnout při normální teplotě než přikročíme k vlastnímu měření. Zaschnutí lepidla je možno urychlit ohřevem asi na 70°C pomocí infralampy apod. Rychlejší zasychání může mít za následek zvýšení křehkosti lepidla, není tudíž vhodné při dynamických měřeních.

Snímač musí být k měřenému povrchu přilepen tak dokonale, aby se deformace povrchu věrně přenesla až do jeho vinutí. Při přenosu deformace vzniká ve snímači smykové napětí, které se přenáší z měřeného předmětu do podložky a z této do vinutí.

Skutečný průběh smykového napětí a podélného prodloužení /deformace/ po délce snímače je na obr. 28. Z průběhu smykových napětí vidíme, že zejména kraje snímače jsou silně přetíženy a střední část je odlehčena. Proto je nutno dbát na pečlivé přilepení, zejména okrajů snímačů. Lepení střední části nám spíše stabilizuje drátky snímače před vyboulením při případném tlakovém namáhání.



obr. č. 28

8.6 Měření malých odporových změn

Při měření deformace /poměrných prodloužení/ odporovými tenzometry o odporu přibližně kolem 120 - 600 ohmů vzniká při běžném rozsahu měření na různých strojních součástech t.j. $\epsilon = 10^{-5} \div 10^{-3}$ změna odporu v mezích několika tisíců ohmů. Tyto poměrně velmi malé změny odporu se určují Wheatstonovým můstkem, někdy dvojnásobným Wheatstonovým můstkem nebo potenciometrickým způsobem.

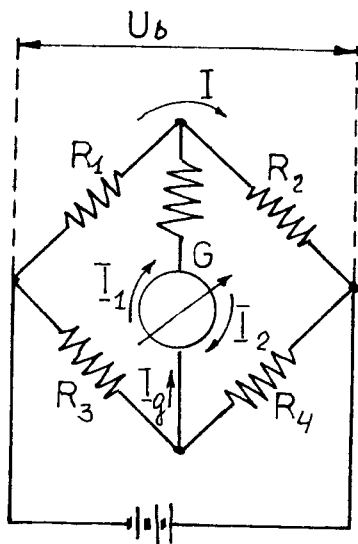
8.6.1 Můstkové zapojení

Velikost proudu procházejícího galvanometrem při nevyváženém můstku se stanoví z druhého Kirchhoffova zákona a z věty Maxwelllovy o velikosti proudu ve větví společné dvěma obvodům.

Vzhledem k tomu, že u tenzometrů se vlivem deformace mění odpor pouze nepatrně /obvykle značně méně o 1%/, mů-

žeme považovat velikost proudu I za konstantní. Tím i svorkové napětí U_b v místech napájení můstku se mění následkem změn odporu snímače jen zcela nepatrně /viz obr. 29/

Změna odporu zapojeného do do ramene můstku se může určit buď metodou nulovou nebo výchylkovou.



obr. 29

a/ Nulová metoda

Nulová metoda má velkou přesnost, protože není závislá na případné změně citlivosti proudového indikátoru a při praktickém provádění umožňuje dokonalejší kompenzace. Tímto způsobem však lze provádět pouze statická měření, kdy je na vyvážení dost času. V našem případě musíme provádět dynamické měření, proto tato metoda nebude probírána podrobněji.

b/ Výchylková metoda

Při této metodě se určuje změna odporu ramene můstku ze změny proudu procházejícího galvanometrem. Výchylková metoda je proti nulové metodě výhodná především u dynamických měření a to proto, že umožňuje odečítání údajů na stupnici bez vyvažování můstku

Proud v diagonále můstku při změně odporu R_1 na $R_1 + \Delta R_1$ je

$$I_g + \Delta I_g = \frac{U}{\Delta'} / R_1 + \Delta R_1 / \cdot R_4 - R_2 \cdot R_3$$

kde

$$\Delta' = R_g / R_1 + R_2 / R_3 + R_4 / + R_1 \cdot R_2 / R_3 + R_4 / + \\ + R_3 \cdot R_1 / R_1 + R_2 /$$

Byl - li můstek na začátku měření vyvážen, protéká po změně velikosti odporu R_1 galvanometrem proud

$$I_g = \frac{U}{\Delta'} \cdot R_4 \cdot \Delta R_1$$

Poněvadž změna odporu ΔR_1 má vliv na velikost determinantu není přesně vzato, změna proudu v indikátoru lineárně úměrná změně odporu. Poněvadž však hodnota $\frac{\Delta R}{R}$ je v obvyklých případech měření menší než 1%, lze zanedbat přírůstek ΔR_1 ve jmenovateli Δ' . Za tohoto předpokladu platí

$$\Delta I_g = \text{konst.} \cdot \Delta R_1$$

Této závislosti se běžně používá, neboť vzniká chyba vzhledem k ostatním okolnostem, které mají vliv na přesnost měření přijatelná.

Můstek napájený střídavým proudem

Při měření můstku napájeným střídavým zdrojem je nutno uvažovat místo ohmického odporu R , odpor impedanční Z

$$Z = R + j x$$

kde

x - reaktance

j - symbol fázového posunutí o 90°

R - ohmický odpor

Stejným postupem jako u čistě ohmického odporu obdržíme podmínky rovnováhy můstku.

$$R_1 \cdot R_4 - x_1 \cdot x_4 = R_2 \cdot R_3 - x_2 \cdot x_3$$

$$R_1 \cdot x_4 + R_4 \cdot x_1 = R_2 \cdot x_3 + R_3 \cdot x_2$$

které mohou být splněny jestliže např.

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} = \frac{x_1}{x_2} = \frac{x_3}{x_4}$$

Vyvážení můstku se provádí zpravidla tak, že se můstek vyváží nejdříve kapacitně, aby proud v indikátoru I_g byl minimální a teprve potom se vyváží odporově.

Výstupní signál z můstkového zapojení není zpravidla odstačující, zpravidla bývá v desetínách milivoltů, a proto je nutno ho zesilovat.

Zvýšení citlivosti se provádí:

- a/ zvětšováním deformačního součinitele K_0 snímačů
- b/ zvětšováním napájecího napětí můstku
- c/ zesílením výstupního signálu vycházejícího z můstku

Vyvažování můstku

Při vyvažování můstku na nulovou výchylku je nutno vyrovnat ještě před měřením rozdílnou ohmickou hodnotu snímače měřícího a snímače kompenzačního a při vlastním měření potom zpravidla mnohem menší odporovou změnu, vzniklou deformací snímače.

U většiny dnes používaných aparatur pro statická měření bývá obvod můstku upraven tak, že měřící a kompenzační snímač tvoří polomůstek a druhá polovina můstku je zabudována v přístroji se soustavou odporů pro hrubé a jemné vyvažování.

Vlastní vyvažování se provádí:

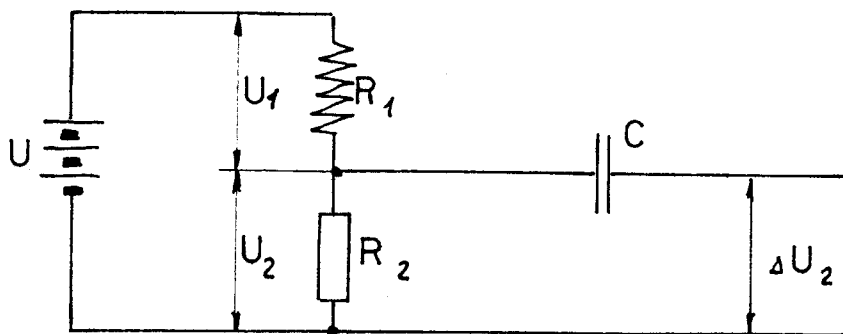
- a/ připojením malého odporu sériově k odporům můstkovým
- b/ paralelním připojením velkého odporu k větvím můstku
- c/ změnou odporů v aparatuře, provedených jako odporové snímače, nalepené na ohýbaném snímku

Vyvažovací odpory bývají uspořádány zpravidla do skupin pro jemné, střední a hrubé vyvážení.

8.6.2 Potenciometrické zapojení

Tento způsob měření se používá zpravidla pro měření dynamických a rázových jevů. Měříme zde změny potencionálu vznikající vlivem relativní změny odporu na snímači.

V tomto zapojení je měřicí snímač do obvodu zařazen jako odpor R_2 /obr. 30/



obr. 30

Změna potencionálu U_2 vznikající na tomto odporu neprochází kondenzátorem C , který propouští pouze dynamickou složku ΔU_2 , vznikající střídavým namáháním snímače. Tuto složku lze zesílit vhodným způsobem zdiditelnit.

Volíme-li podle maximálního přípustného proudu I_0 ve snímači napětí U takže

$$U = I_0 \cdot (R_1 + R_2)$$

bude změna napětí na snímači U_2 dána vztahem:

$$U_2 = U \cdot \frac{\Delta R_2}{R_2} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{(R_1 + R_2)^2} = U K_0 \cdot \xi \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{(R_1 + R_2)^2}$$

nebo přímo z maximálního proudu I_0

$$U_2 = I_0 K_0 \xi \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$$

Při daném napájecím napětí U je maximální citlivost zapájení pro $R_1 = R_2 = R$

kdy

$$\Delta U_2 = \frac{1}{2} I_0 \cdot K_0 \cdot \varepsilon \cdot R$$

Je-li možno napájecí napětí zvyšovat tak, aby snímačem procházel maximální proud, volí se $R_1 \cong 10 R_2$.

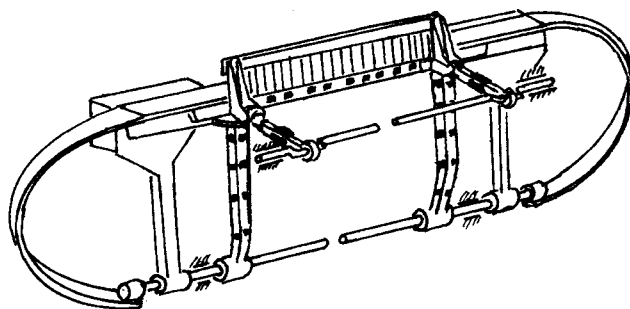
9. NÁVRH METODIKY MĚŘENÍ K OVĚŘENÍ PEVNOSTI NOSNÉ ČÁSTI PAPRSKU

Důležitou součástí tkacího stroje je přírazový mechanismus. Od jeho spolehlivé práce značně závisí výkonnost tkacího stroje a kvalita vyrobené tkaniny. Přírazový mechanismus tkacího stroje UTAS je znázorněn na obr. č. 13. Jednou z jeho hlavní pracovní částí je nosná část paprsku tzv. nosník.

Nosník je namáhán dynamickými silami i silou odporu tkaniny, proto stanovujeme metodiku měření k ověření jeho pevnosti.

Zvolíme pro náš případ metodu měření napětí a deformací pomocí tanzometrů. Zvolení bylo provedeno na základě výhod této metody, které byly uváděny v kapitole 8.1. Potom musíme zvolit vhodné tanzometry k měření. Podle toho co bylo řečeno v kapitole 8.2.1 volíme odporové drátkové snímače.

Na obr. č. 31 jsou ukázány místa nalepení tenzometrických snímačů na nosníku, mečících a ojnicích přírazového mechanismu stroje UTAS.



obr. č. 31

Lepení tenzometru provádíme postupem, který byl uveden v kapitole 8.5 s účelem odstranění nežádoucích vlivů, o kterých bylo řečeno v kapitole 8.2.2.

Po skončení operace lepení musíme zapojit použité snímače do elektrického obvodu, aby bylo možno provádět měření. Používáme můstkové zapojení /viz kap. 8.6.1/. Pro lepší přehled napětí a deformace vznikajících při práci přírazového mechanismu můžeme ještě použít i potenciometrické zapojení /viz kap. 8.6.2/, které je výhodné při měření dynamických a rázových jevů.

Při použití tenzometrů je důležitým momentem cejchování. Cejchování provádíme pro to, aby bylo možno porovnat hodnoty napětí nebo deformací na oscilogramech. Postup cejchování tenzometrů byl uveden v kapitole 8.4. Po skončení cejchování můžeme přistoupit k vlastnímu měření deformace nebo napětí. Získané vzorky oscilogramů umožňují podrobně prozkoumat dynamiku mechanismu přírazu a pětového stavu jednotlivých členů.

ZÁVĚR

V této diplomové práci byla provedena analýza výkonů jehlových tkacích strojů vzhledem ke konstrukci prohozního mechanismu a byly uvedeny další cesty zvýšení výkonů jehlových tkacích strojů.

Bylo provedeno kinematické a dynamické vyšetření samostatného přírazového mechanismu a také při uvažování působení prohozního mechanismu. Pro umožnění tohoto řešení byl proveden kinematický a dynamický rozbor prohozního mechanismu, aplikovaného na člunkovém tkacím stroji UTAS. Na základě porovnání obou provedených variant řešení je možno konstatovat, že mechanismus prohozu má velký vliv na mechanismus přírazu. Např. při výpočtu dynamického chování bidlenu s uvažováním vlivu prohozního mechanismu jsou v některých okamžicích dosahovány hodnoty reakcí, které představují tři až čtyřnásobek hodnoty, vypočtené bez uvažování prohozního mechanismu.

Pomocí pevnostních výpočtů nosné části paprsku byly získány určité hodnoty namáhání i tohoto systému, a také na základě těchto výsledků byla navržena odlehčená konstrukce bidlenového mechanismu. Pro kontrolu ověření pevnosti nosné části paprsku byla stanovena metodika měření pomocí tenzorezistoru a byl naznačen postuppraktické realizace tohoto měření.

Závěrem je možno konstatovat, že nově navržené řešení konstrukce bidlenového mechanismu má pozitivní vliv nejen na životnost tohoto systému, ale i na životnost celého člunkového stavu, protože ve svém důsledku zlepšuje jeho celkové dynamické chování.

P O D Ě K O V Á N Í

Děkuji vedoucímu diplomové práce s. Ing. Františku Egrtovi, CSc, VŠST Liberec za odborné vedení a poskytnutí informací, které byly k vypracování této práce potřebné.

Seznam použité literatury

1. Charvát J.: Mechanika II /Kinematika/, VŠST Liberec 1981.
2. Bradský Z.-Vrzala R.: Mechanika III /Dynamika/, VŠST Liberec 1980.
3. Bradský Z.- Jách V.: Mechanika II /Kinematika/, VŠST Liberec 1979.
4. Ibehej O.: Jehlové tkací principy, Diplomová práce, VŠST Liberec 1981.
5. Brychta Z.: Jehlový prohozní mechanismus pro tkací stroj UTAS, Diplomová práce, VŠST Liberec 1984.
6. Dyckij A.V.: Osnovy projektirovanija mašin tkackovo proizvodstva, Moskva, Mašinstrojenije, 1983.
7. Malyšev A.P.: Mechanika i konstruktivnyje rasčety tkac-Vorobjev P.A. kych stankov, M., Mašinstroenije, 1960.
8. Artobolevskij I.I.: Teorie mechanizmov, M., Nauka, 1967.
9. Ljubošic M.U., Ickovič G.M.: Spravočnik po soprotivleniju materialov, Minsk, Vysšaja škola, 1965.
10. Stepanov G.V.: Stanky ATPR : ustrojstvo i rasčet parametrov.
11. Chudych M.I.: Eksploatacionnaja nadežnost i dolgovečnost oborudovanija tekstilnich predprijatij.
12. Makarov A.I.: Osnovy projektirovanija tekstilnich mašin, Moskva, Mašinstrojenije, 1976.
13. Feodosjev V.I.: Soprotivlenie materialov, Moskva, nauka, Glavnaja redakcija fiziko-matematickoj literatury, 1979.
14. Skála J.: Matematika, II, VŠST Liberec 1983.

Odborné časopisy a prospekty firem

1. Technologie textilnoj promyšlenosti č.5, 1984.

2. Textile World č.8, 1981.
 3. Melliand Textilberichte č.4, č.10, 1981.
 4. America's Textiles č. 1, č.10, 1981.
 5. International Textile Machinery 1981.
 6. British Textile Machinery 1983/1984.
 7. International Textile Bulletin /Weaving/
č. 2 1981.
 8. Ekspres-informacija č. 16, CNIITEIlegpisčmaš,
Moskva, 1984.
-
15. Proskurjakov A.S. , Olehla M., Tišer J.: Základy
numerických metod a programování, Li-
berec- Moskva 1979.
 16. Holý S., Spanilý O.: Pružnost a pevnost III, Expe-
rimentální pružnost, ČVUT Praha 1970.