

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce
Fakulta strojní

Obor 23-21-8

stroje a zařízení pro chemický, potravinář-
ský a spotřební průmysl

textilní stroje

Katedra strojních strojů

REKONSTRUKCE NÁHONU PODÁVÁNÍ PRO VELKOPRŮMĚRO-
VÝ PLETACÍ STROJ METEX

KTS - 108

Autor : Josef VACULÍK

Vedoucí práce : Ing. Jaroslav BERAN, CSc

Rozsah práce :

Počet stran : 38
Počet tabulek : -
Počet obrázků : 27
Počet grafů : -
Počet příloh : 8

V Liberci 9. května 1988

Vysoká škola strojí a textilní v Liberci Fakulta: strojí
Katedra: textilních a oděvních strojů Školní rok: 1987/88

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Josefa Vaculíka
obor 23-21-8 Stroje a 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: Rekonstrukce náhonu podávání pro velkeprůměrový pletací stroj MTEX.

Zásady pro vypracování:

- 1) Popište a analyzujte současný způsob náhonu podávání stroje MTEX.
- 2) Navrhněte jiný způsob náhonu podávání, který by odstranil nedostatky stávajícího provedení. Řešení proveďte pro 1 etáž, tzn. pro 1/3 podavačů.
- 3) Proveďte výpočet potřebného výkonu podavačů a další nutné výpočty nového náhonu.
- 4) Proveďte ekonomický rozbor.

V 99/88 S
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PŠČ 461 17

Stroje pletací -
převodový ozub. řemeny

K. J. S.

Kreseb grafických prací:

Kreseb průvodní zprávy: 10 stran strojopisem formátu A4

Seznam odborné literatury:

Prospektová a firemní dokumentace (Zbrojovka Vsetín)

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Dvorník, BrSc.

Datum zadání diplomové práce:

30. 9. 1987

Datum odevzdání diplomové práce:

10. 5. 1988



[Signature]

Prof. Ing. Vl. Práhl, BrSc.

Vedoucí katedry

[Signature]

Prof. Ing. Vl. Práhl, BrSc.

Dekan

Liberce

25. 5.

87

V _____ dne _____

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

Vaculík J.

V Liberci 9. května 1988

Josef Vaculík

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mého diplomového úkolu s. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc a konzultantovi s. Ing. Josefu Šrůtkovi za ochotu a poskytnutí podnětných rad v průběhu řešení práce.

OBSAH

Zadání diplomové práce

Seznam použitých hlavních označení

1. ÚVOD

2. POPIS A ANALÝZA SOUČASNÉHO ZPŮSOBU PODÁVÁNÍ

2.1 Podávání nití

2.2 Volba rychlostí podávání nití

2.3 Analýza současného provedení

3. NÁVRH JINÉHO ZPŮSOBU PODÁVÁNÍ

3.1 Požadavky kladené na převod

3.2 Návrh řešení (Princip)

3.3 Hodnocení ozub. řemenů

3.4 Alternativní řešení

3.5 Vyhodnocení alternativ

3.6 Popis programu pro zvolené řešení

3.7 Pokyny pro práci s programem

3.8 Odvození vztahů a principů výpočtů veličin použitých
v programu

3.9 Vlastní návrh

4. VÝPOČET PŘENÁŠENÝCH VÝKONŮ

4.1 Popis procesu zastavení

4.2 Problematika vzájemného působení soustav (obecně)

4.3 Výpočet momentu setrvačnosti podavače (z výr. výkresu)

4.4 Výpočet momentu setrvačnosti stav. řemenice, hřídele,
řemenice

4.5 Sečtení I_p a I_c redukční metodou

4.6 Řešení vlastní dynamiky soustavy

4.7 Odvození výpočtových vztahů

5. ZÁVĚR

Seznam použité literatury a podkladů

SEZNAM HLAVNÍCH POUŽITÝCH OZNAČENÍ

$P, P_p, P_{\check{r}}$	přenášené výkony
$F_{\check{r}}$	síla v řemenu (maximální)
$M_{\check{r}}$	moment přenášený řemenem (maximální)
D_r	roztečný průměr řemenice
D_k	hlavový průměr řemenice
R_3	poloměr kladky
A	rozteč řemenic
y	vzdálenost kladky od osy řemenic
b	šířka řemene
t_B	zubová rozteč
L	délka řemene
$l_1, \dots, l_6$	délkové úseky
α, β, γ	úhly související s opásáním
n_1	otáčky malé řemenice
z_z	počet zubů v záběru
k_1	koefficient dynamických účinků
k_2	koefficient rozběhu a zastavení
$i_1, \dots, i_3$	převody
z	počty zubů
I_s	moment setrvačnosti soustavy
I_p	moment setrvačnosti podavačů (36)
I_c	moment setrvačnosti řemenice, stav. řemenice, hřídele
I_{p_1}	moment setrvačnosti jednoho podavače
ω	úhlové rychlosti
ε	úhlové zrychlení
M_j	jmenovitý moment motoru
$M_{\max}$	maximální moment motoru
$m_1, m_2, \dots$	hmotnosti jednotlivých částí podavače
ρ	měrná hmotnost

1. ÚVOD

Úkolem a cílem řešení této diplomové práce je rekonstrukce náhonu podávání, a tím odstranění konstrukčních nedostatků, které se vyskytly na novém pletacím stroji "Metex", jež nahrazuje ve výrobním programu koncernového podniku Vsetín stroj "METIN-NOV".

Metex je nový typ interlokového velkopřůměrového pletacího stroje (VPS), který slouží pro výrobu pletenin v metráži o ϕ 30' angl. se 108 pracovními systémy o jemnosti 18, 20, 24, 28 E. Pletací soustava jak válcová tak taliřová je řešena jako dvoutraktové zámky. Pletací jehly lze v pracovních systémech volit do uzavírací a průběžné polohy na válci i na taliři a chytové polohy na taliři výměnou příslušného prac. zámku.

Řešení pracovního systému je přizpůsobeno možnosti pletení různých méně tažných vazeb. Široká univerzálnost pro jiné vazby sleduje trend vývoje vazební i úpravárenské techniky, potiskování technologií "Sublistac".

Stroj Metex se používá pro výrobu metrových úpletů v interlokových vazbách hladkých i v speciálních, kombinovaných s jednodílnými chytovými řádky. Zde je vidět široká univerzálnost vazebních technik známých a nevylučuje se možnost hledání dalších vazebních technik.

Tento stroj je vybaven elektronikou, která se nejen podílí na tradičních funkcích jako je hlídání přetrhovosti a tím zabráněním vzniku chyb v pletenině, ale je zde elektronicky řízen rozběh stroje a tím možnost plynulé volby otáček v širokém rozmezí, což je důležité při používání různých materiálů. (Bavlna, chemická vlákna, vlna)

Je celkem samozřejmé že s konstrukcí nového stroje se mohou vyskytnout různé problémy, které nemohl konstruktér předpokládat. Jako jsou třeba nové technologie, nové konstrukční řešení. tyto nové poznatky mohou do jisté míry zlepšit parametry stroje a umožnit tím lepší pronikání na zahraniční trhy.

Právě ve strojírenství platí nejvíc s jakou rychlostí

dokáže výrobce reagovat na nové objevy a s jakou rychlostí je dokáže aplikovat na výrobky spadající do jeho výrobního programu.

V této práci bude předkládáno řešení návrhu převodu s ozub. řemeny za pomoci výpočetní techniky.

2. POPIS A ANALÝZA SOUČASNÉHO ZPŮSOBU NÁHONU PODÁVÁNÍ

2.1 PODÁVÁNÍ NITÍ

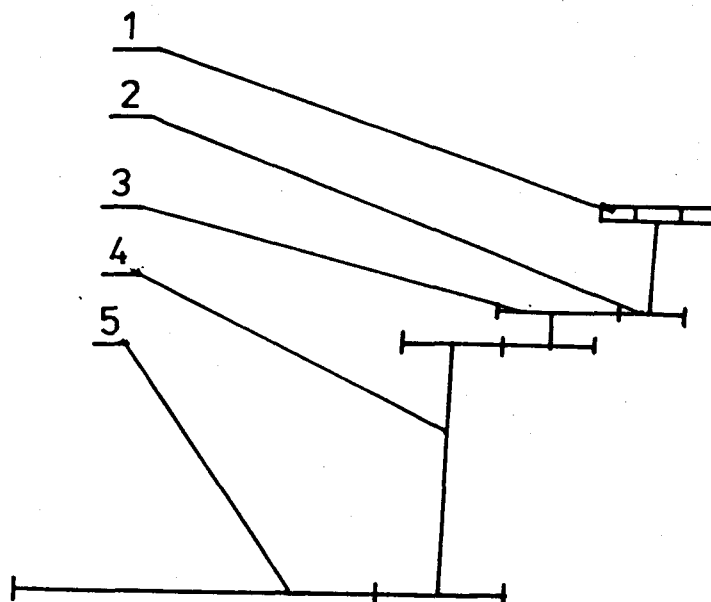
Stroj je vybaven podavači nití s více oviny ZKP 112. Tyto podavače zajišťují konstantní nízké napětí nití přiváděných do pracovního systému stroje. Jsou vybaveny hlídači na vstupu a výstupu nití, jejichž reakce se dá individuálně seřizovat. Spojení el. obvodu hlídačů, které znamená poruchu ve vedení nití, je na každém podavači nití signalizováno signální žárovkou, k usnadnění identifikace takové závady slouží centrální signalizace.

Podavače nití jsou umístěny ve třech etážích nad sebou na nosných kruzích nestejného průměru, které jsou pomocí držáků připevněné k horní skříni stroje. Pohon podavačů v jednotlivých etážích je odvozen od hřídele pohonu válcového a talířového lůžka prostřednictvím ozubených kol, průměrově stavitelné řemenice a děrovaných pásek pohonu podavačů. Stavitelné řemenice mají neprokluzový povrch, který spolu s napínacími kladkami a doopásávacími kladkami zajišťujícími lepší opásání zabráňují prokluzu děrovaných pásek pohonu.

2.2 VOLBA RYCHLOSTÍ PODÁVÁNÍ NITÍ

Konstantní množství podávání nití do každého pletacího systému se řídí rychlostí poháněcích pásek. Rychlost páska je možno plynule měnit a to zaručuje množství podávání nití pro všechny vazby a dělení stroje. Změna rychlosti poháněcích pásek se provádí změnou průměrů náhonové řemenice. Průměr řemenice lze odčítat přímo na stupnici řemenice. Pokud průměrový rozsah nestačí pro požadovanou rychlost, je nutné provést změnu ozubeného převodu náhonové řemenice. K tomuto účelu slouží tři provedení převodových mezikol.

Schematický náčrt převodů stávajícího řešení



Obr. 1

1. Stavitelná řemenice ($D_{max}/D_{min} = 1,95$)
2. Ozubené kolo
3. Vložená mezikola (možno měnit převod)
4. Hřídel náhonový
5. Ozubené kolo $z = 427$ talíř. lůžka

2.3 ANALÝZA SOUČASNÉHO PROVEDENÍ

Stávající provedení pro náhon podavačů je použito čelních ozubených kol s přímými zuby, které přenáší rotační pohyb z náhonového hřídele (uložen v horní vzpěře stroje) na hřídel stavitelné řemenice (rozsah ϕ od 160 do 82), ze které je pomocí dírkovaného řemene přenášen rotační pohyb k podavačům. Jedna pasáž se skládá z 36 podavačů. Tento stroj obsahuje tři pasáže a náhon každé pasáže je stejný, posunutý po obvodu o 120° . Z tohoto plyne, že stačí řešit konstrukci

čnů pouze jednu pasáž.

V této práci se proto bude řešit právě převod s přímými zuby a s vloženými mezikoly, jimiž se mění převodový poměr v té chvíli, kdy už nestačí rozsah stavitelné řemenice, kterou lze měnit převod v rozsahu 1 až 1,95. Pomocí různých vložených mezikol můžeme dosáhnout celkového převodu až 7 a maximálních otáček podavačů 63 [ot/s]. Tyto parametry musí být zachovány i v rekonstruovaném řešení včetně rozsahů převodů, to znamená, že převod musí být možno nastavit od 1 do 7.

Důvodem rekonstrukce a tím vlastně hlavním nedostatkem je velmi nízká životnost ozubeného soukolí, přičemž tyto nedostatky se vyskytovaly již u předchozích vyráběných VPS (Jepex).

Dalším podstatným důvodem je vysoká hlučnost převodů a nutnost častého domazávání během provozu stroje.

V současném řešení je několik nedostatků a to především v ne příliš šťastném řešení převodů ozubenými koly, a změnou převodů vloženými mezikoly, u kterých nemůžeme zajistit správnou osovou vzdálenost. Navíc se zde může vyskytnout i nesouosé uložení hřídelů. Dále ozubená kola jsou budičem kmitů, které se přenášejí do celého stroje a dochází ke snížení životnosti ložisek a jiných součástí nehledě na to, že subharmonické a vyšší harmonické složky kmitání se mohou podílet na celkové hlučnosti stroje.

3. NÁVRH JINÉHO ZPŮSOBU PODÁVÁNÍ

3.1 POŽADAVKY KLADENÉ NA PŘEVOD

1. Navrhnout způsob náhonu podávání, který by odstranil nedostatky stávajícího řešení, tj.:
 - a) zvýšil životnost převodu
 - b) snížit hlučnost
 - c) odstranit domazávání
2. Převod musí být bezprokluzový, to znamená vyloučení opožděného otáčení podavačů nití za otáčením stroje.
3. Řešení provést početně i konstrukčně pouze pro jednu pasáž.

3.2 NÁVRH ŘEŠENÍ

Na základě předešlé analýzy se naskýtá možnost nahrazení převodu s ozubenými koly ozubeným řemenem jehož použití narůstá v celosvětovém měřítku a začíná se objevovat u většiny strojů zahraničních firem. Dále pro toto řešení svědčí i to, že tyto řemeny vyrábí v ČSSR n.p. Gumárny Zubří a není nutné nakupovat řemeny ze zahraničí.

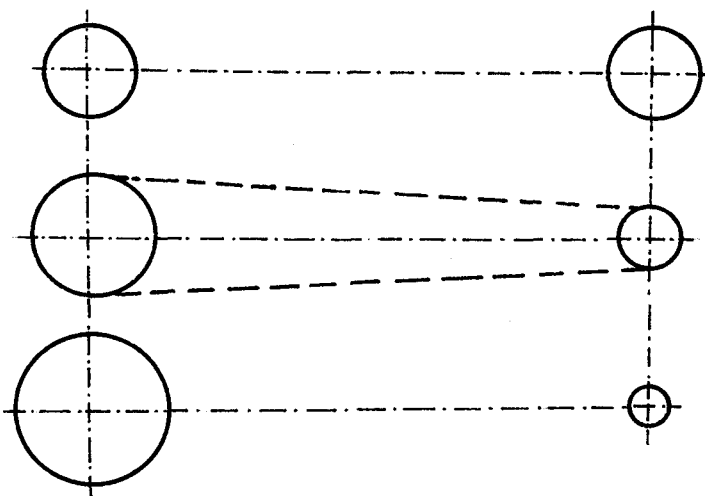
3.3 HODNOCENÍ OZUBENÝCH ŘEMENŮ

- a) Zachovávají stálý převodový poměr
- b) Není nutné domazávání během provozu
- c) Zvýší se životnost celého převodu
- d) Sníží se hlučnost
- e) Sníží se přenos vibrací a vznik vibrací

3.4 ALTERNATIVNÍ ŘEŠENÍ

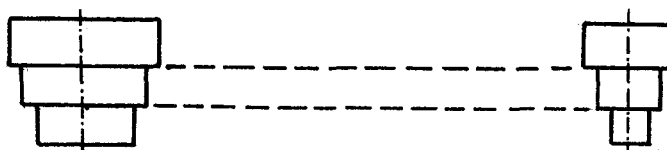
Pro konstrukční řešení se naskýtají čtyři alternativy řešení.

- a) Pro danou osovou vzdálenost použití jednoho ozubeného řemene a šest výměnných řemenic.



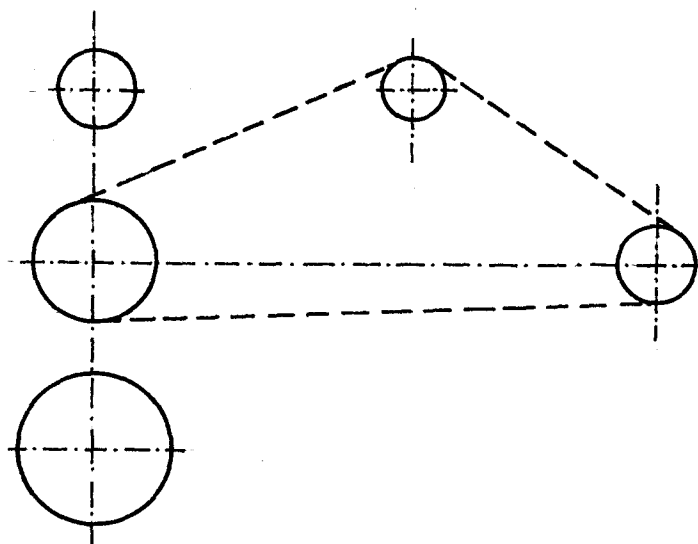
Obr. 2

- b) Pro danou osovou vzdálenost použití jeden ozubený řemen a převod měnit sesouváním pro tři řemenice umístěné nad sebou.



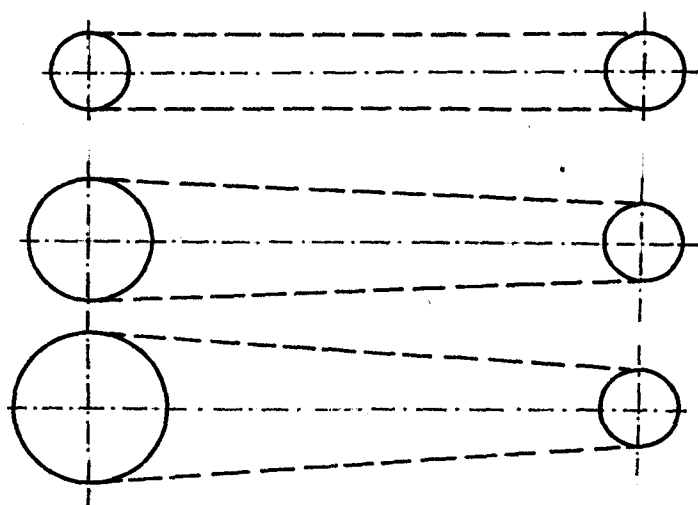
Obr. 3

- c) Použití tří výměnných řemenic u kterých je změna potřebné délky eliminována napínací kladkou.



Obr. 4

- d) Pro danou osovou vzdálenost použít tři řemenů a tří výměnných řemenic.



Obr. 5

3.5 VYHODNOCENÍ ALTERNATIV

Pro zvolení varianty je použito bodového hodnocení dle zvolených kritérií a hodnoceno v rozsahu 1 - 5 bodů.

Varianta	1	2	3	4
1. Složitost konečného řešení	1	2	4	5
2. Rychlost změny převodu	2	5	4	4
3. Přizpůsobení současného řešení	5	0	4	4
4. Množství výměnných elementů	1	5	3	1
5. Ekonomické hledisko	1	2	4	0
	10	14	19	14

Z tohoto plyne, že nejvhodnější se jeví varianta č. 3, což je řešení s třemi výměnnými řemenicemi a s napínací kladkou, kde napínací kladka eliminuje délkové rozdíly vzniklé změnami při výměně řemenic. Pro toto řešení je třeba prostoru, kterého je celkem dostatek. Volené převody musí být takové, aby pomocí stavitelné řemenice vzniklo překrytí celého převodového rozsahu. Dochází také k malým konstrukčním úpravám.

Celý návrh a potřebné výpočty jsou zjednodušeny, poněvadž práci usnadní program, který i graficky zobrazuje polohy napínací kladky při volbě určitých převodů. Tento program je zpracován na osobním počítači ATARI 800 XL. Protože výpočty jsou velmi složité a časově náročné je celý program převeden do jazyka TURBO BASIC, který je několikrát rychlejší než klasický systémový jazyk.

3.6 POPIS PROGRAMU PRO ZVOLENÉ ŘEŠENÍ

U programu se na základě daných parametrů vybírá a počítá:

- Vhodný řemen na základě minimálního průměru řemenice
- Optimalizuje první převod

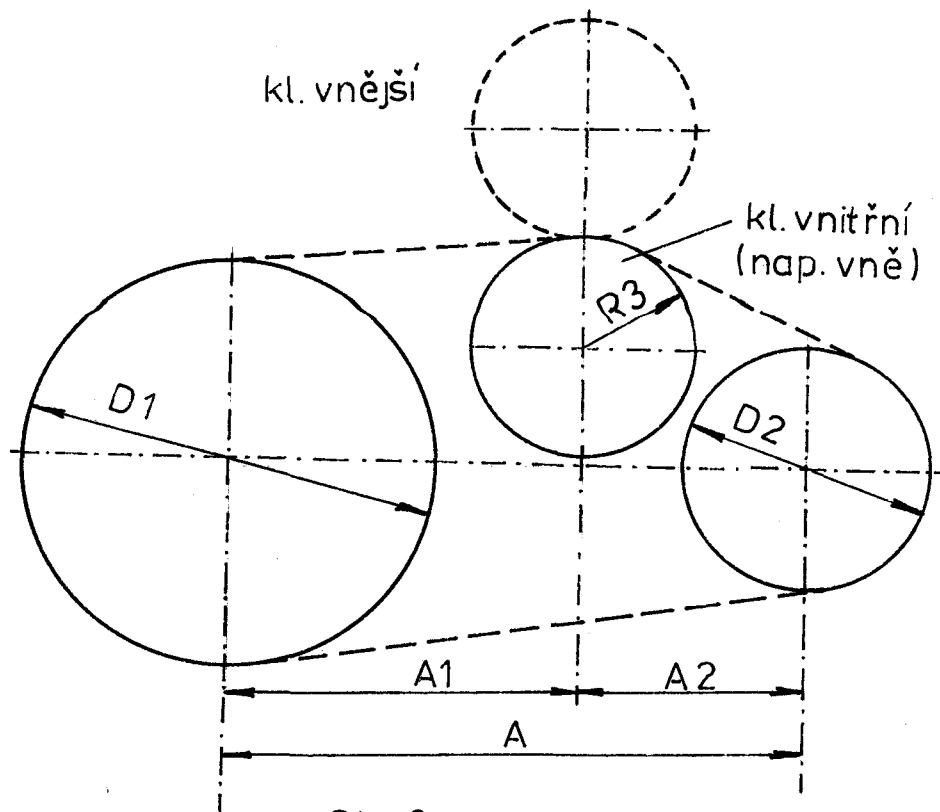
- c) Roztečné a hlavové kružnice řemenic pro jednotlivé zvolené převody
- d) Dle volby zda napínání má probíhat dovnitř či vně, zobrazuje pro každý převod obě řemenice jakož i napínací kladku a proces napínání až do max polohy
- e) Po zadání otáček malé řemenice a potřebného výkonu k přenášení vypisuje tabulky s koeficienty pro zohlednění rozběhu a dynamických veličin
- f) Pomocí lineární interpolace vybírá hodnotu dovolených tlaků
- g) Výpis vypočtených hodnot

Ad g) Program vypisuje

průměr roztečné kružnice	Dr [mm]
průměr hlavové kružnice	Dk[mm]
počty zubů jednotlivých řemenic	Z
skutečné převody	i
maximální vzdálenost od osy dosaženou při napínání y	y[mm]
výkon (daný)	P [W]
síla v řemenu	F [N]
katalogové označení řemene	
šířku řemene	b [mm]
délku řemene	L [mm]
rozteč	t_B [mm]
modul	m [mm]

3.7 POKYNY PRO PRÁCI S PROGRAMEM

V první řadě je nutné do systému počítače natáhnout jazyk TURBO BASIC. Dále jen nahrajeme vlastní program a můžeme spustit. Počítač požadované veličiny vypisuje.



Obr. 6

Pro zvolené konstrukční řešení je uvažován proces napínání vně.

Zadané parametry

A [mm]

A 1 [mm]

R 3 [mm]

d min [mm]

počet převodů

převody - jako první uvést největší

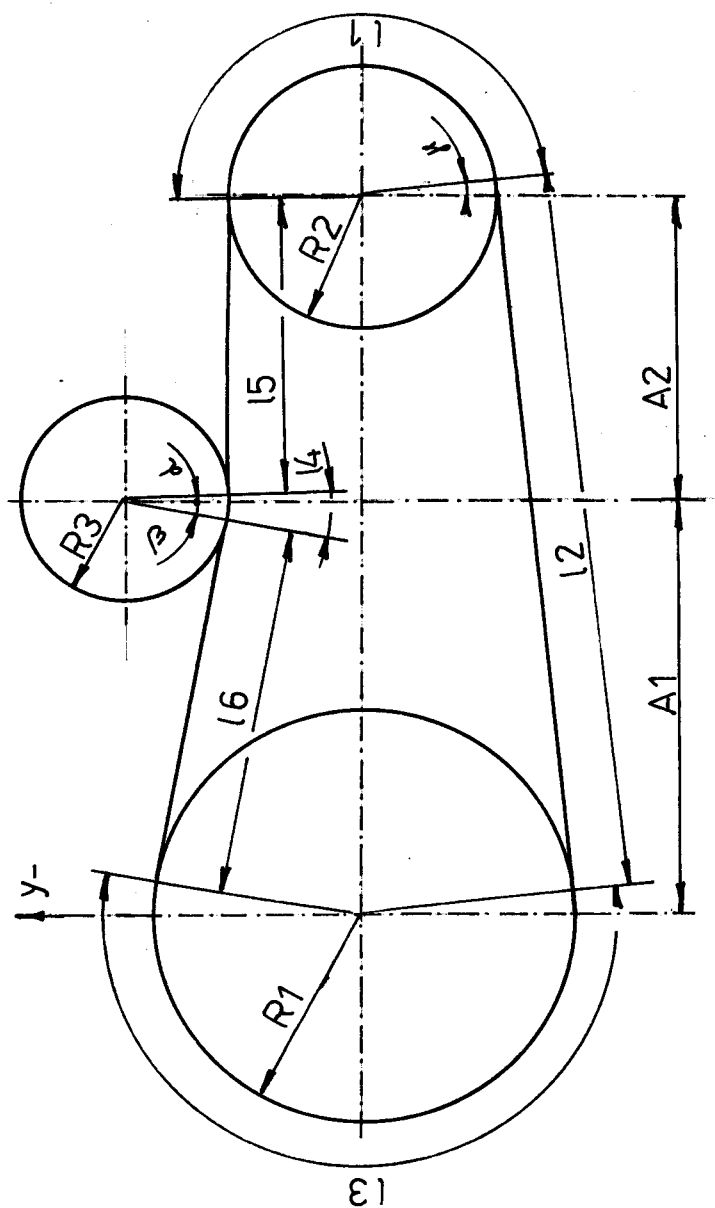
chyba max. u prvního převodu

potřebný přenášený výkon P [W]

počet otáček n [ot/s]

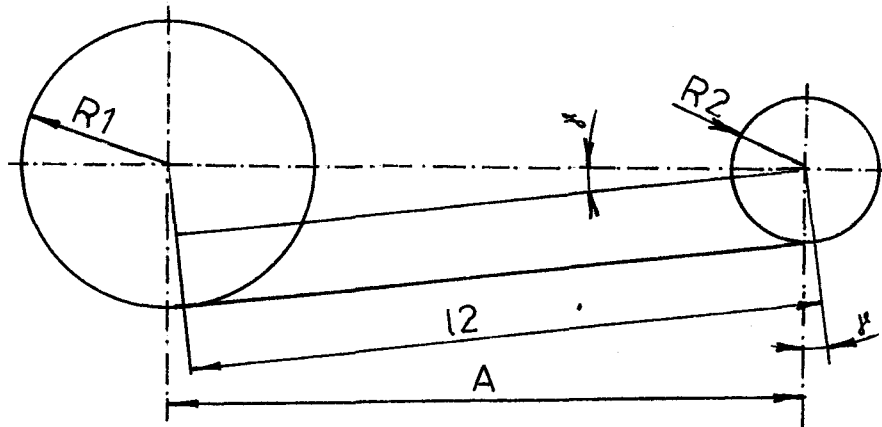
3.8 ODVOZENÍ VZTAHŮ A PRINCIPŮ VÝPOČTŮ VELIČIN POUŽITÝCH V PROGRAMU

a) Odvození délky řemene s kladkou vně



Obr. 7

Odvození 12 a γ

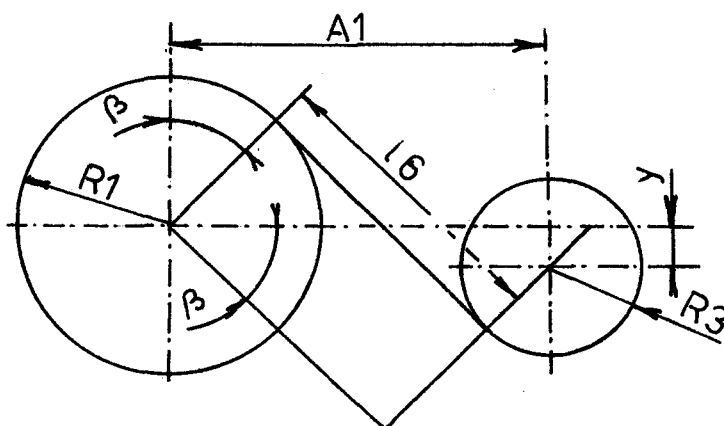


Obr. 8

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{R_1 - R_2}{A}\right) \quad (1)$$

$$l_2 = A \cdot \cos \gamma \quad (2)$$

Odvození 16 a β



Obr. 9

$$\sin \beta = \frac{R1 + R3 + y / \cos \beta}{A1 + y \cdot \operatorname{tg} \beta} \quad (3)$$

$$\sin \beta \cdot A1 + y \cdot \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta} = R1 + R3 + y / \cos \beta \quad (4)$$

~~X~~ **substituce** $x = \sin \beta$

$$(A1 \cdot x - R1 - R3) \cdot \sqrt{1 - x^2} + y \cdot x^2 + y = 0 \quad (5)$$

~~X~~ **Po vydělení kořeny ± 1 a zavedení substitucí:**

$$B = -2 \cdot A1 \cdot R1 - 2 \cdot A1 \cdot R3$$

$$C = A1^2$$

$$D = R1 + R3 + 2 \cdot R1 \cdot R3$$

$$E = y^2 - C$$

$$F = C - D + 2y$$

$$x_{12} = \frac{B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot E \cdot (E + F)}}{2 \cdot E} \quad (6)$$

~~X~~ **Po dosazení zavedených substitucí přejde rovnice na konečný tvar.**

$$\beta = \arcsin \left(\frac{-2A_1R_1 - 2A_1R_3 \pm \sqrt{(2A_1R_1 + 2A_1R_3)^2 - 4((A_1^2 + y^2)(R_3^2 + R_1^2 + 2R_1R_3) - y^2A_1^2 - y^4)}}{-2(A_1^2 + y^2)} \right) \quad (7)$$

pro $y > 0$ -

pro $y < 0$ +

Pro sin platí stejná rovnice jen veličiny A_1, R_1 změníme na A_2, R_2 .

$$L = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 \quad (8)$$

$$l_1 = R_2 \cdot (\pi + \hat{\alpha} - \hat{\gamma}) \quad (9)$$

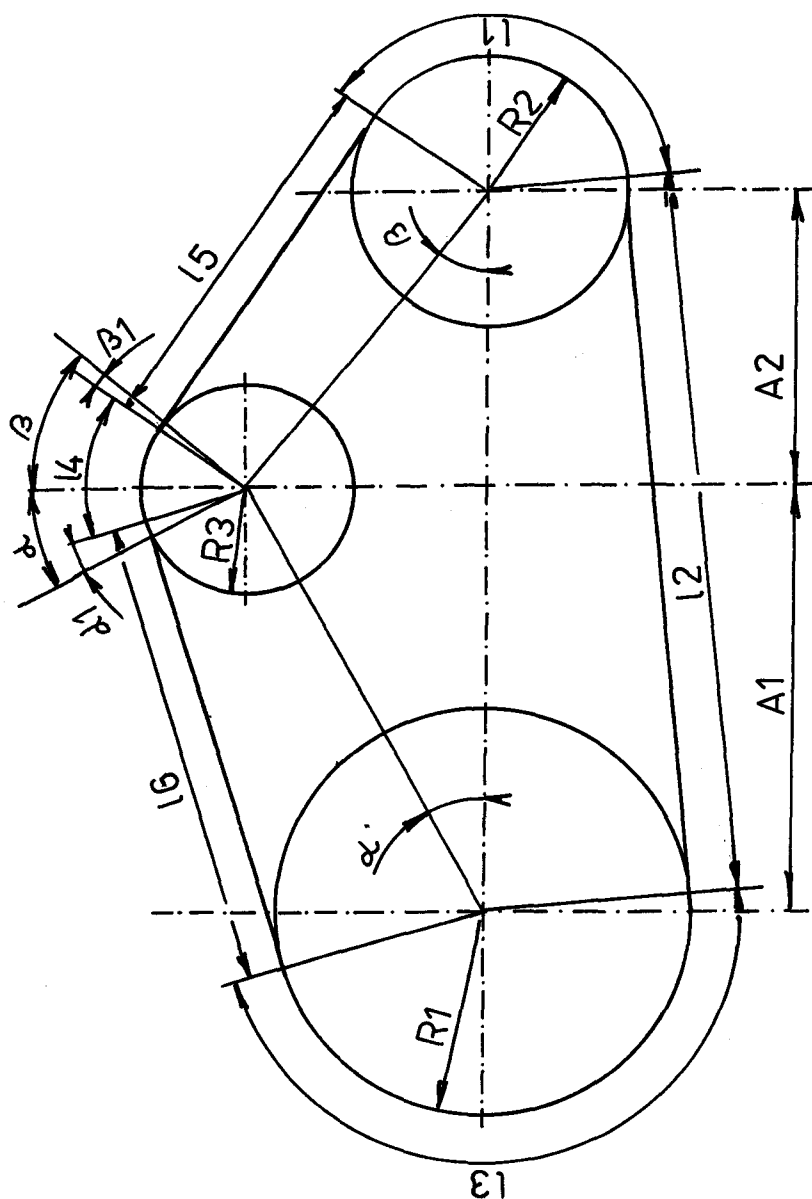
$$l_3 = R_1 \cdot (\pi + \hat{\beta} + \hat{\gamma}) \quad (10)$$

$$l_4 = R_3 \cdot (\hat{\alpha} + \beta) \quad (11)$$

$$l_5 = A_2 \cdot \cos \alpha - y \cdot \sin \alpha \quad (12)$$

$$l_6 = A_1 \cdot \cos \beta - y \cdot \sin \beta \quad (13)$$

b) Odvození délky řemene s kladkou uvnitř



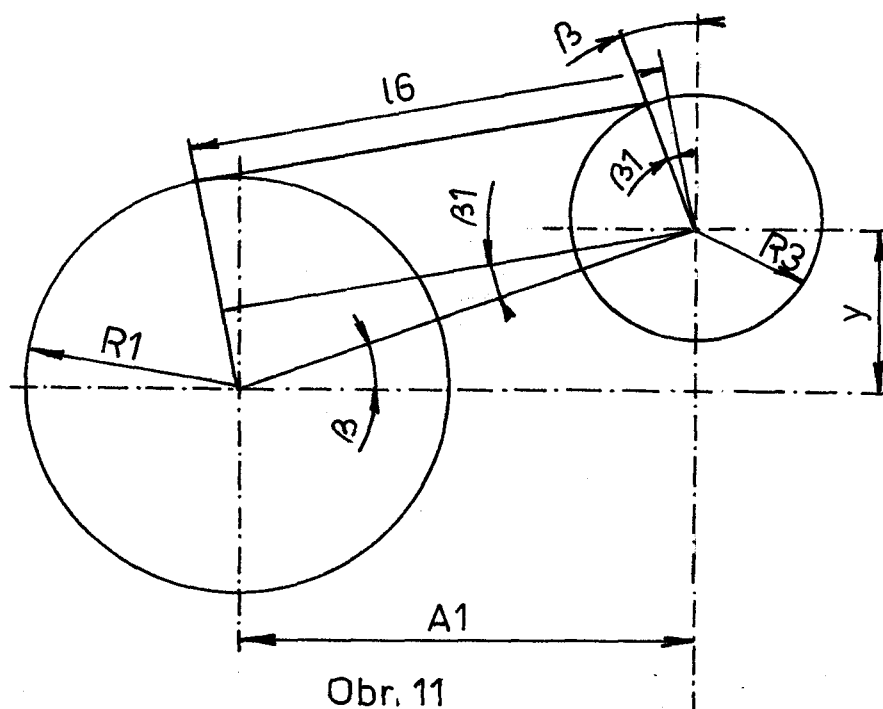
Obr. 10

Odvození délky l_2 a úhlu μ je stejné jako v předchozím případě.

$$l_2 = A \cos \mu \quad (14)$$

$$\mu = \arcsin\left(\frac{R_1 - R_2}{A}\right) \quad (15)$$

Odvození l_6 , β , β_1

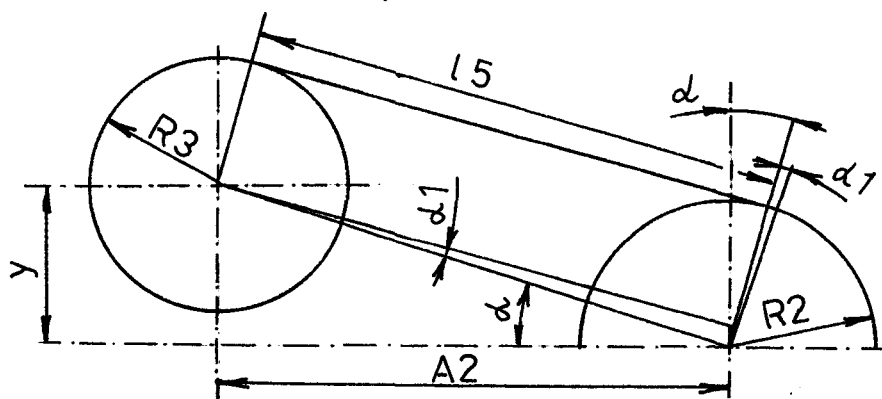


Obr. 11

$$\beta = \arctg(y / A_1) \quad (16)$$

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{R_1 - R_3}{\sqrt{A_1^2 + y^2}}\right) \quad (17)$$

$$l_6 = \sqrt{A_1^2 + y^2} \cdot \cos \beta_1 \quad (18)$$



Obr. 12

Pro l_5, α_1, α platí stejné vztahy, pouze místo A_1 dosadíme A_2 a místo R_1 dosadíme R_3 . ✓

Pro ostatní délky platí:

$$l_1 = R_2 \cdot (\pi - \hat{\alpha} - \hat{\alpha}_1 + \hat{\alpha}_1) \quad (19)$$

$$l_3 = R_1 \cdot (\pi + \hat{\alpha} - \hat{\beta} + \hat{\beta}_1) \quad (20)$$

$$l_4 = R_3 \cdot (\hat{\alpha} + \hat{\beta} - \hat{\beta}_1 - \hat{\alpha}_1) \quad (21)$$

Vztahy použité pro výpočet síly u řemenu a potřebné šířky z katalogu řemenů.

$$F = \frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot D k_2} \quad [N] \quad (22)$$

$$b = \frac{F \cdot k_A}{z z_p \cdot h z} \quad [mm] \quad (23)$$

P - výkon ve [W] přenášený
n₁ - otáčky menší řemenice [ot/s]
Dk₂ - hlavový průměr malé řemenice [mm]
ZZ - počet zubů v záběru
p - dovolený tlak [MPa]
hz - z katalogu řemenů
kA - koeficient zohledňující dynamické účinky soustavy

c) Optimalizace převodu:

Počítač se pokouší změnit původní daný převod tak, aby skutečná hodnota převodu pro navrhované počty zubů řemenic a danou osovou vzdálenost v závislosti na skutečné sílce řemeně se nezměnila proti původnímu o větší hodnotu než je dovolená chyba.

d) Dovolенý tlak p se počítá pomocí lineární interpolace grafů jehož hodnoty jsou dány v datech přímo u programu.

e) Program má v datech zadány katalogové hodnoty potřebné pro výpočet, pro celé spektrum vyráběných řemenů.

Pozn.: Ostatní vztahy, které se v programu vyskytují, je možno najít v katalogu ozubených řemenů.

3.9 VLASTNÍ NÁVRH

Volba převodů

Celkový rozsah převodů musí být volen tak, aby bylo možno nastavit jakýkoliv převod v rozsahu 1 - 7, z tohoto důvodu je nutné převody volit o něco menší než je rozsah stavitelné řemenice.

$$\begin{aligned}i_1 &= 1 \\i_2 &= 1,92 \\i_3 &= 3,6\end{aligned}$$

Pro tak velký převod nemůžeme napínání provádět směrem dovnitř, ale je nutno napínat vně. Z katalogu je možno zjistit minimální průměr napínání kladky. Osová vzdálenost je většinou dána rozměry stroje. Pro původní rozteč hřídelů 90 mm počítač nenašel vhodný řemen z hlediska konstrukčního (velká šířka). První slušné hodnoty odpovídají osově vzdálenosti 120 mm.

Varianta 1

$$\begin{array}{lll}A = 120 \text{ [mm]} & P = 300 \text{ [W]} & k_1 = 1,5 \\A_1 = 100 \text{ [mm]} & n = 20 \text{ [ot/s]} & k_2 = 1,8 \\R_3 = 15 \text{ [mm]}\end{array}$$

Vypočtené hodnoty

ozn.	Dr	DK	Z	Y	i
D 2	47,96	47,21	24		
D 11	173,6	172,7	87	48,8	3,625
D 12	91,83	90,937	46	150,3	1,9167
D 13	47,96	47,21	24	176,9	1

Ø kladky 30 [mm]

A 120 [mm]

A₁ 100 [mm]

A₂ 20 [mm]

kat. ozn. 272213030

délka řemene 626,5 [mm]

šířka 30 [mm]

síla F = 289,9 [N]

m = 1,9443

t_B = 6,265 [mm]

4. VÝPOČET PŘENÁŠENÝCH VÝKONŮ

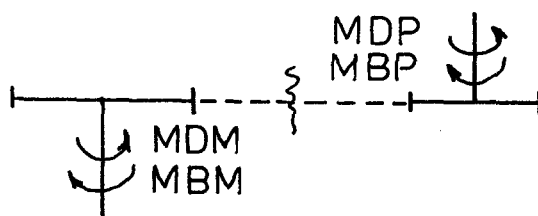
4.1 POPIS PROCESU ZASTAVENÍ

Než přistoupím k vlastnímu řešení potřebných přenášelných špičkových výkonů, je třeba si uvědomit, že k tomuto dochází především v procesu zastavení, který musí proběhnout za 1s a tím pádem eliminace dynamických sil soustavy bude největší.

Dojde-li během chodu stroje k poruše zarážek, poruše jisticích přístrojů, otevření krytů nebo stisknutí tlačítka "Central stop" nastane účinné brzdění stroje vedoucí k rychlému zastavení. Brzdění stroje je provedeno tak, že po zablokování tyristorového měniče je kotva motoru připojena stykačem na svorky odporu. Začne protékat proud o velikosti několiknásobku jmenovitého proudu motoru. Motor brzdí stroj několiknásobkem jmenovitého momentu. Brzdňý moment klesá lineárně s poklesem otáček tak, že při nulových otáčkách je nulový. To je nutné z hlediska technologie pletení i namáhání zámkové soustavy pletacího systému stroje.

4.2 PROBLEMATIKA VZÁJEMNÉHO PŮSOBENÍ SOUSTAV (OBECNĚ)

Pro zvolenou soustavu se dají obecně napsat rovnice momentové, vztažené k celé soustavě nebo části. (Proces brzdění.)



Obr. 13

MDS - dynamický moment celé soustavy

MBS - brzdný moment (pas. odporů) celé soustavy

MDP - dynamický moment oddělené části (podavačů)

MBP - brzdný moment (pas. odporů) oddělené části (podavačů)

MDM - dynamický moment zbývajících částí soustavy

MBM - brzdný moment (pas. odporů) zbývajících částí soustavy

$$MDS = MDM + MDP \quad (24)$$

$$MBS = MBM + MBP \quad (25)$$

$$MDS = I_s \cdot \ddot{\epsilon}_s = (I_s - I_p) \cdot \ddot{\epsilon}_s + I_p \cdot \ddot{\epsilon}_s \quad (26)$$

$$MBS = \frac{P_s - P_p}{\omega} + \frac{P_p}{\omega} \quad (27)$$

Řemen přenáší: $M\check{r}$ [Nm]

$$M\check{r} = MDP - MBP \quad (28)$$

$$M\check{r} = I_p \cdot \ddot{\epsilon}_s - \frac{P_p}{\omega_1} \quad (29)$$

Po zavedení: $\ddot{\epsilon}_p$ [rad/s]

$$\ddot{\epsilon}_p = \frac{P_p}{I_p \cdot \omega_1} \quad (30)$$

Z toho plyne:

$$M\check{r} = I_p (\ddot{\epsilon}_s - \ddot{\epsilon}_p) \quad (31)$$

$$P\check{r} = M\check{r} \cdot \omega_1 \quad (32)$$

Poznámka:

Z teoretického rozboru plyne, že k vlastnímu řešení dynamiky soustavy je nutné zjistit některé veličiny, k čemuž směřuje další část výpočtů.

Jsou to:

$I_s, \varepsilon_s, I_p, \varepsilon_p, MBS, MBP$

V tomto principiálním řešení je uvažováno s tím, že momenty pasivních odporů, ať jako celků nebo oddělené části, jsou konstantní, to znamená, že koeficient tření v závislosti na rychlosti je uvažován jako konstanta.

Dále je třeba podotknout, že čárkované veličiny jsou redukovány na jiný člen soustavy, tzn. jiná úhlová rychlost a zrychlení.

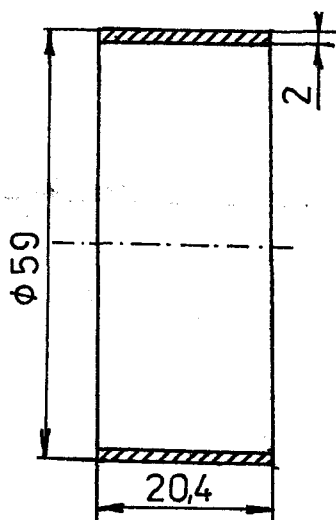
4.3 VÝPOČET MOMENTU SETRVAČNOSTI PODAVAČE (z výr. výkresu)

V první řadě je nutné spočítat moment setrvačnosti jednoho podavače. Toto je provedeno podle výkresové dokumentace a tvarově složité součástky jsou nahrazeny jednoduššími modely.

$$I_p = I_{p_1} + \dots + I_{p_{3c}} \quad (33)$$

$I_{p_1}, \dots, I_{p_{3c}}$ jsou momenty setrvačnosti jednotlivých podavačů

a) pozice č. 22



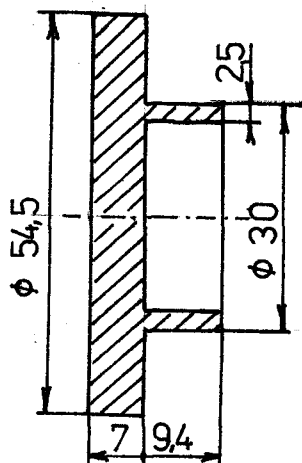
Obr.14

$$\rho = 7,8 \text{ g/cm}^3$$

$$m_1 = 0,057 \text{ kg}$$

$$I_1 = 4,635 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

b) pozice č. 29



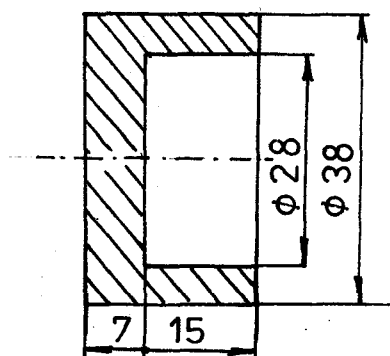
Obr.15

$$\rho = 1,1 \text{ g/cm}^3$$

$$m_2 = 0,022 \text{ kg}$$

$$I_2 = 9,54 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

c) pozice č. 74



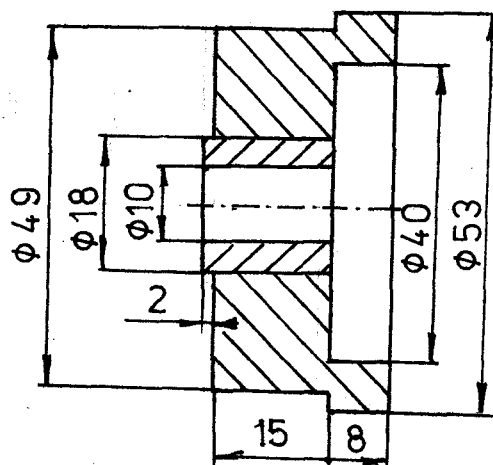
Obr 16

$$\rho = 1,1 \text{ g/cm}^3$$

$$m_3 = 0,0173 \text{ kg}$$

$$I_3 = 395 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

d) pozice č. 15



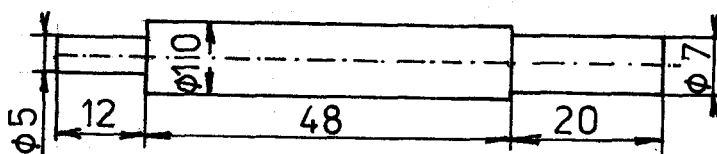
Obr.17

$$\rho = 1,1 \text{ g/cm}^3$$

$$m_4 = 0,0386 \text{ kg}$$

$$I_4 = 13934 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

e) pozice č. 28



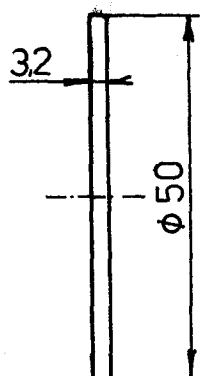
Obr.18

$$\rho = 7,8 \text{ g/cm}^3$$

$$m_5 = 0,0298 \text{ kg}$$

$$I_5 = 4,09 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

f) pozice č. 1019



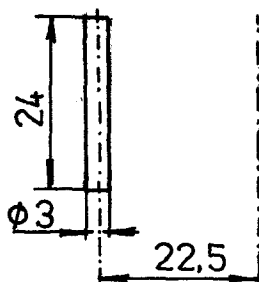
Obr. 19

$$\rho = 7,8 \text{ g/cm}^3$$

$$m_e = 0,05 \text{ kg}$$

$$I_e = 1,58 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^2$$

g) pozice č. 77



Obr. 20

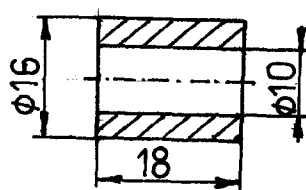
pro 24

$$\rho = 7,8 \text{ g/cm}^3$$

$$m_z = 0,0317 \text{ kg}$$

$$I_z = 1,6038 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^2$$

h) kroužky ložisek



Obr. 21

$$\rho = 7,8 \text{ g/cm}^3$$

$$m_g = 0,017 \text{ kg}$$

$$I_g = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

Moment setrvačnosti jednoho podavače

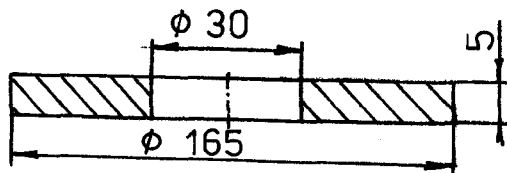
$$I_{p_1} = 1,06 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

Moment setrvačnosti 36 podavačů dle (33)

$$I_p = 3,82 \cdot 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

4.4 VÝPOČET MOMENTU SETRVAČNOSTI STAVITELNÉ ŘEMENICE, HŘÍDELE A ŘEMENICE

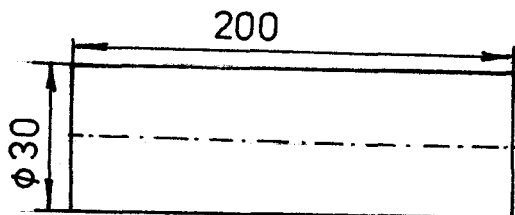
a) stavitelná řemenice (model)



Obr. 22

$$\begin{aligned}\rho &= 7,8 \text{ g/cm}^3 \\ m_1 &= 0,806 \text{ kg} \\ I_1 &= 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2\end{aligned}$$

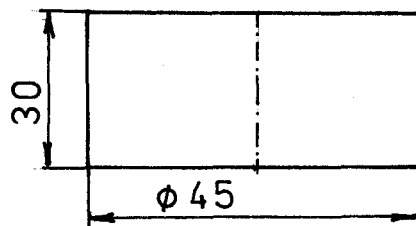
b) hřídel (model)



Obr. 23

$$\begin{aligned}\rho &= 7,8 \text{ g/cm}^3 \\ m_2 &= 1,1 \text{ kg} \\ I_2 &= 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2\end{aligned}$$

c) řemenice (model)



Obr. 24

$$\begin{aligned}\rho &= 7,8 \text{ g/cm}^3 \\ m_3 &= 0,372 \text{ kg} \\ I_3 &= 9,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \\ I_c &= I_1 + I_2 + I_3 = 3,177 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2\end{aligned}$$

Použité výpočtové vztahy

- rozměry dosazovat v [mm]
- ρ dosazovat v [g/cm³]

$$m = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \rho}{4} \cdot l \cdot 10^{-6} \quad [\text{kg}] \quad (34)$$

$$I = \frac{1}{8} m \cdot (D^2 + d^2) \cdot 10^{-6} \quad [\text{kg.m}^2] \quad (35)$$

Sečtení I_p a I_c redukční metodou

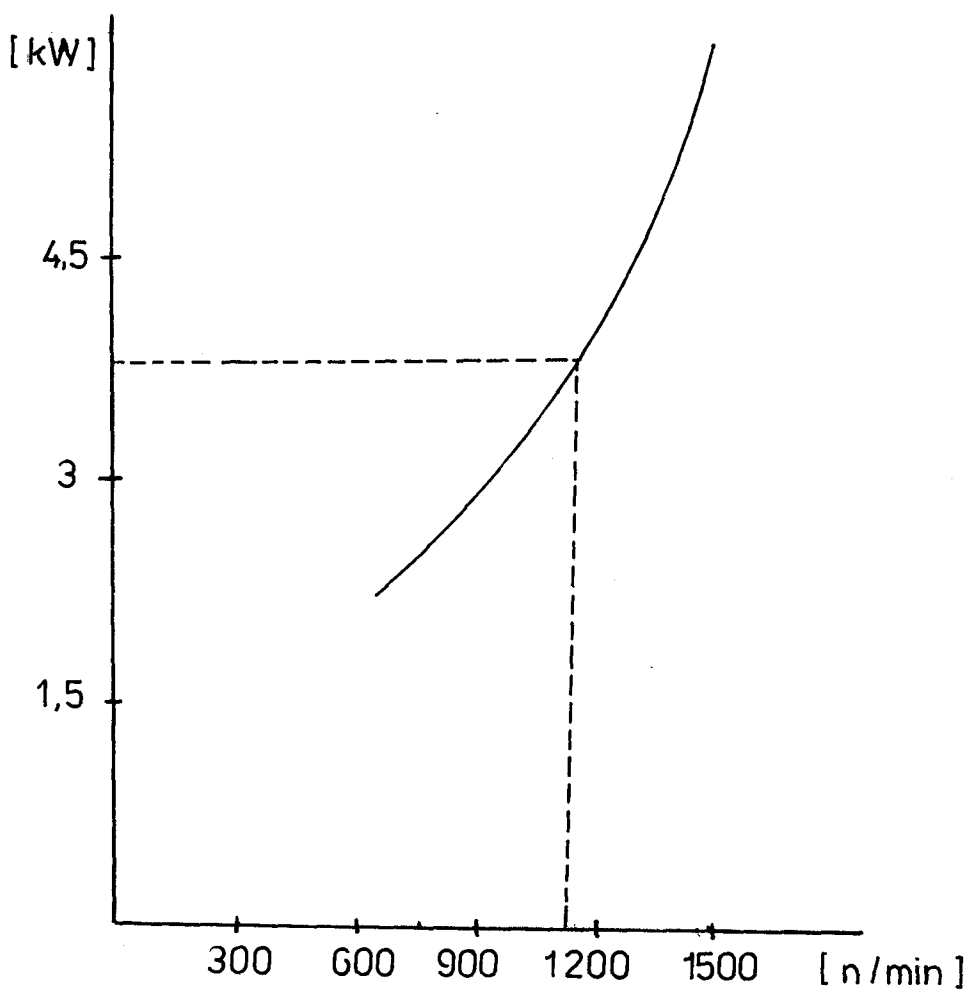
$$i = 3.2 ; \omega = 124 \text{ [rad/s]}$$

$$I_r = I_c + I_p(i)^2 = 0,04225 \text{ kg.m}^2 \quad (36)$$

Celkový moment setrvačnosti 36 podavačů řemenice, hřídele a stavitelné řemenice. (redukováno na úhlovou rychlost $\omega = 124 \text{ s}^{-1}$)

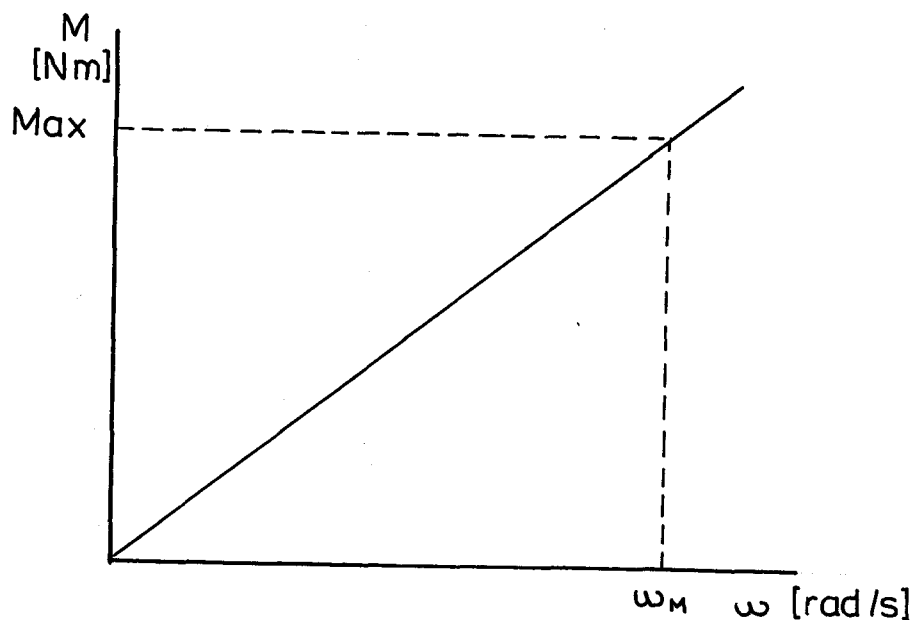
4.6 ŘEŠENÍ VLASTNÍ DYNAMIKY SOUSTAVY

a) Závislost příkonu stroje METEX na otáčkách.



obr. 26

b) Momentová charakteristika při zastavení stroje. (brzdění)



obr. 27

c) Štítkové hodnoty el. motoru PROZ c 160 MX.

Jmenovitý výkon	$P_j = 6,7 \text{ kW}$
Jmenovité napětí kotvy	$U_j = 330 \text{ V}$
Jmenovitý proud kotvy	$A_j = 22,7 \text{ A}$
Jmenovité otáčky el. motoru	1 500 ot/min

d) Doba zastavení $t = 1 \text{ s}$

e) Uvažovaný příkon podavačů jedné pasáže při konst. ot.
je 300 W.

Ad a) Výpočet momentu způsobeného pasivními odpory. (na motoru)

$$P = MBS \cdot \omega \quad (37)$$

z grafu:

$$P = 2500 \text{ W}$$

$$\omega_1 = 78,5 \text{ rad/s}$$

$$M_{BS} = \frac{P}{\omega_1} \quad (38)$$

$$M_{BS} = 31,8 \text{ [Nm]}$$

Ad c) Výpočet jmenovitého momentu.

$$P_j = 6700 \text{ W}$$

$$\omega_j = 157 \text{ rad/s}$$

dle vztahu (38)

$$M_j = 42,675 \text{ Nm}$$

Ad b) Maximální moment uvažován jako dvojnásobek jmenovitého momentu.

$$M_{\text{Max}} = 2 M_j$$

$$M_{\text{Max}} = 85,35 \text{ Nm}$$

Momentová charakteristika

$$M_M = \frac{M_{\text{Max}}}{\omega_M} \cdot \omega \quad (39)$$

4.7 ODVOZENÍ VÝPOČTOVÝCH VZTAHŮ

a) Úhlové zrychlení ε_s na motoru a moment setrvačnosti I_s celé soustavy. (Redukováno na $\omega = 137,44 \text{ s}^{-1}$)

$$M_{BS} + M_M = I_s \varepsilon_s \quad (40)$$

Po dosazení momentové charakteristiky do vztahu (40) a jeho úpravě dostaneme diferenciální rovnici.

$$MBS + \frac{Max}{\omega_m} \cdot \omega = I_s \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (41)$$

$$\int_0^t dt = \int_0^{\omega_m} \frac{I_s \cdot d\omega}{MBS + \frac{Max}{\omega_m} \cdot \omega} \quad (42)$$

Po integraci

$$I_s = \frac{t \cdot Max}{\omega_m \cdot \ln(1 + \frac{Max}{MBS})} \quad [kg \cdot m^2] \quad (43)$$

Dosazením MBS, Max, t do vztahu (43) získáme I_s .

$$I_s = 0,4765 \text{ kg} \cdot m^2$$

Dosazením MBS, I_s , Max a $\omega_m = 137,44$ získáme ϵ_s (40)

$$\epsilon_s = 245,928 \text{ rad/s}^2$$

- b) Zjištění momentu pasivních odporů na hřídeli stavitelné řemenice dle vztahu (38) pro $P = 300 \text{ W}$ a $\omega_N = 124 \text{ rad/s}$.
 ϵ_p dle vztahu (30) dosazením I_p .

$$MBP = 241 \text{ Nm}$$

$$\epsilon_p = 57,09 \text{ rad/s}^2$$

Protože známe ϵ_s celé soustavy, můžeme pomocí známých převodů zjistit ϵ_s pro kteroukoliv úhlovou rychlost.
 Tzn. na kterémkoliv členu soustavy.

Pro $\omega_N = 124$

$$\epsilon_s = \frac{\omega_N}{\omega_m} \cdot \epsilon_s \quad [\text{rad/s}^2] \quad (44)$$

$$\epsilon_s = 221,9 \text{ rad/s}^2$$

Dosazením ω_M , ε_S do vztahu (44) získáme ε'_S .

Dosazením známých veličin do vztahů (31, 32) získáme moment přenášení řemene a maximální výkon přenášený řemenem.

$$M_{\check{r}} = 6,97 \text{ Nm}$$

$$P_{\check{r}} = 863,4 \text{ W}$$

c) Kontrola šířky řemene

Návrh šířky řemene se provádí v programu pomocí koef. bezpečnosti, které zohledňují jak dynamické síly, tak velikosti setrvačných hmot. Pokud známe maximální přenášený výkon při zastavení, můžeme volit koeficient bezpečnosti roven jedné.

Poněvadž tyto hodnoty jsou zjištěny, kontrolu je možno provést.

$$F = \frac{P_{\check{r}}}{\pi \cdot n_1 D^2} \quad [N] \quad (45)$$

$$b = \frac{F}{z \cdot p \cdot h_z} \quad [mm] \quad (46)$$

$$n_1 = 19,73 \quad \text{ot/s}$$

$$h_z = 1,5$$

$$z = 6$$

$$p = 1,196 \quad \text{MPa}$$

$$\text{Dle vztahu } F = 289,9 \text{ N}$$

$$\text{Dle vztahu } b = 26,9 \text{ mm}$$

Volený řemen o šířce 30 mm vyhovuje. Koeficient bezpečnosti pro přenos špičkových výkonů je 1,115.

5. ZÁVĚR

V první části diplomové práce je provedena analýza celé situace a i rozbor problému náhonu podavačů a navrhnout konstrukčně nový způsob přenosu výkonů a změny jejich převodů. Při výběru bylo vycházeno z několika alternativ, ze kterých se jako nejvhodnější jevílo řešení s použitím tří výměnných řemenic s napínací kladkou, která má za úkol eliminovat délkové rozdíly vzniklé při změně převodu.

Pro toto řešení byl zpracován program, který značně usnadní návrh celého převodu a navíc vybere vhodný řemen z katalogu ozubených řemenů. Provede optimalizace převodů a zobrazí celý problém na obrazovce.

V další části práce je uvedena analýza dynamiky soustav s výpočtem dynamických momentů setrvačnosti a to jak pro celou soustavu, tak i pro skupinu 36 podavačů. Z tohoto vyplývá, že můžeme na základě rozběhových charakteristik zjistit vzájemné působení dvou soustav, při brždění či rozběhu, z hlediska dynamiky při extrémních přenášených výkonech, a tím můžeme zjistit potřebné momenty, které řemen přenáší, z čehož odvodíme i potřebnou tloušťku řemene.

U tohoto řešení nebyl brán ohled na výrobní náročnost, ta totiž zůstala zhruba stejná, ale hlavní důraz byl kladen na snížení hlučnosti, zvýšení životnosti, odstranění domazávání.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A PODKLADŮ

- (1) PRÁŠIL L., OLEHLOVÁ M. : Části strojů a mechanismů
- (2) BRADSKÝ Z., VRZALA R. : Mechanika III
- (3) Návod pro obsluhu interlok. plet. stroje "METEX"
- (4) Katalog ozubených řemenů

Recenze diplomové práce

Název práce: Rekonstrukce náhonu podávání pro velkopřeměrový pletací stroj METEX
Práci vypracoval: Josef V a c u l í k
Recenzi provedl: Ing. Jaroslav K o p a l , CSc

Úkolem předložené diplomové práce je popsání a analýza současného způsobu náhonu podávání stroje METEX s návrhem nového řešení, včetně potřebných výpočtů a ekonomického rozboru.

Hned ze začátku diplomové práce je zřejmé, že nejsou splněny všechny body zadání. Podle obsahu práce na str. 5, kde chybí uvedení stránek, není řešen bod zadání 4, t.j. ekonomický rozbor. Nebo se snad diplomant domnívá, že celou záležitost odbyl posledním odstavcem kapitoly 5, že u řešení nebyl brán zřetel na výrobní náročnost, která zůstala zhruba stejná.

Po stručném úvodu je provedena v kapitole 2. analýza současného náhonu. Analýza je provedena na 2,5 stránce velmi nedostatečným způsobem. Z rozboru vyplývá, že zkušení konstruktéři, kteří stroj navrhovali, vytvořili zcela špatný návrh, který diplomant řeší suverénně, a proč se tedy zabývat hlubší analýzou. Diplomant se rozhodl pro ozubený řemen, který má všechny přednosti, a tím je celá záležitost vyřešena. Domnívám se, že na obdobnou myšlenku přišli ve VVÚ ZVS Arno také, a jistě je vedlo něco k tomu, proč dané řešení nepoužili.

Osobně vím, že se zajišťováním ozubených řemenů z Gumáren Zubří jsou značné problémy.

Diplomant se ani okrajově nezabýval způsobem a požadavky na podávání nití pletacího stroje, ke kterému slouží analyzovaný náhon. Při jeho rychlých rozhodnutích mohl třeba změnit celý systém podávání nití a bylo by tečné řešit náhon ozubeným řemenem.

Hodnotím kladně, že pro vlastní řešení výpočtů použil diplomant osobního počítače, ale tvrzení, že výpočty jsou složité a

časově náročné pro uvažované řešení, je poněkud přehnané. Uvádím to proto, že počítače se u nás poslední dobou stávají módou a bohužel v některých případech i brzdou. Při "hraní" se s počítači za každou cenu vznikly našemu hospodářství již nemalé škody, o čemž se lze přesvědčit i při sledování denního tisku.

Vyjadřování diplomanta i v ostatních částech práce, včetně jeho závěrů, jsou trochu neobvyklá; viz např. na str. 26 větu: "První slušné hodnoty odpovídají osové".....

Nelze však popřít, že 2. a 3. bod zadání diplomant ve své podstatě splnil.

Domnívám se však, že stejně jako se věnoval programu počítače, měl se stejnou péčí provést celou výkresovou dokumentaci. Rozpiska je provedena pod veškerou úroveň. K výkresům chybí jakýkoliv popis. Způsob kótování roztečného průměru otvorů a navíc bez tolerance na výkresu pos. 3 neodpovídá konstrukčním zvyklostem a na výkrese pos. 1 tento průměr chybí vůbec. K čemu tak přesná tolerance na výkresu 10 - 1 pos. 1 $\varnothing 22 H6$. Tak bych mohl pokračovat dále.

Z celé diplomové práce nabývám dojem, že nejdůležitější prací pro diplomanta bylo využití počítače a na ostatní mu jaksi nezbýl čas. V první řadě je však třeba splnit přehledně a jasně zadání úkoly.

Je skutečností, že náročnost řešeného úkolu, tak jak ho diplomant pojal a zúžil, nebyla skutečně velká. Tím více mě překvapuje, že vynechal bod č. 4 t.j. ekonomický rozbor. Je docela možné, že by výsledky rozboru nebyly v tomto případě podstatné, ale škola zřejmě věděla, proč tento bod předepisuje. Konstruktor při řešení musí mít rentabilitu návrhu stále na mysli, musí ji dovést vyčíslit, a k tomu měl zřejmě využít poslední bod zadání.

Celkové hodnocení

Předložená diplomová práce, až na bod 4, splňuje zadání a odpovídá pojetím práce úrovni posluchače vysoké školy, který má však trochu mezery v technickém kreslení.

Námětově lze použít výsledky práce v praxi. Zpracování práce má v jednotlivých částech různou úroveň i co do pečlivosti. Práce dělá dojem, jako by nebyla provedena jednou rukou.

Přestože diplomová práce splňuje zadání, hodnotím vzhledem k vážným připomínkám její úroveň a zpracování klasifikačním stupněm

d o b ř e

V Liberci 6.6. 1988

Ing. Jaroslav Kopal, CSc

1	ŘEMENICE $\phi 50-35$ ČSN 42 55.10	11 600	TS-3	1
1	PŘÍRUBA 2x60x60 ČSN 4253 10.21	11 373.1	TS-2	2
4	ŠROUB M3x10 ČSN 021151.15			3

J. VACULÍK

VŠST.

LIBEREC ŘEMENICE PEVNÁ

TS-K-02

1	ŘEMENICE $\phi 100-35$ ČSN 42 55 10.10	11 600	11 600	75-1	1
1	ŘEMENICE $\phi 50-35$ ČSN 42 55 10.10	11 600	11 600	75-02	2
1	PERO 7 ϕ 7 $\times$ 5 $\times$ 20 ČSN 02 25 62				3
1	ŘEMEN 272213030				4
1	PERO 78 $\times$ 15 $\times$ 130 ČSN 42 53 10.12	10 340.0	10 340.0		5
4	ŠROUB M6 $\times$ 60 ČSN 02 11 31.20				6
1	KRYT P/8 $\times$ 500 $\times$ 600 ČSN 42 53 10.21	11 373.1	11 373.1		7
1	KRYT P/8 $\times$ 500 $\times$ 600 ČSN 42 53 10.21	11 373.1	11 373.1		8
1	NAPÍNAČ				9
1	PŘÍLOŽKA 78 $\times$ 20 $\times$ 40 ČSN 42 53 10.12	10 340.0	10 340.0		10
2	ŠROUB M8 $\times$ 20 ČSN 02 11 03.52				11

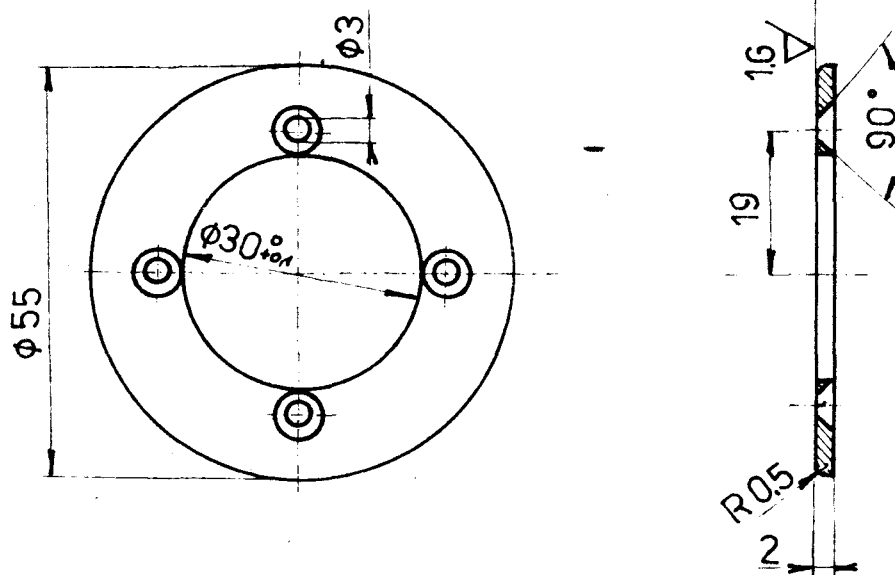
J. VACULÍK

VŠST

LIBEREC

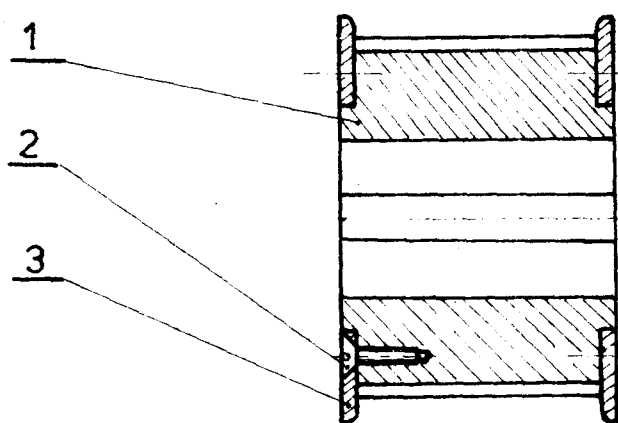
NÁHON PODÁVÁNÍ

TS-K-01

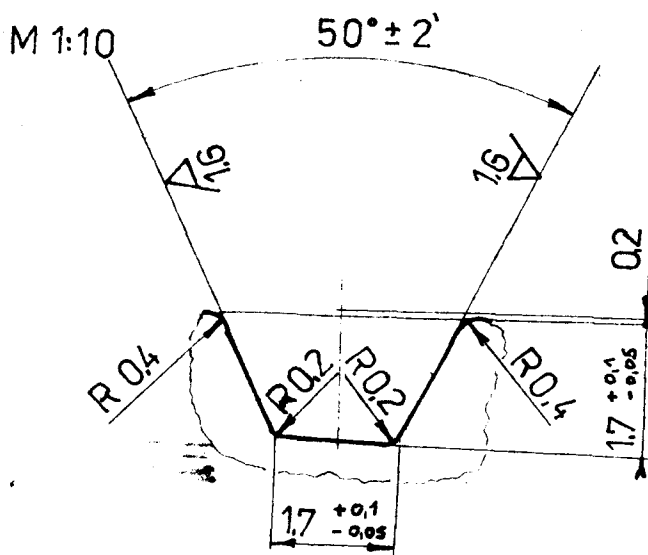


NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1.45°

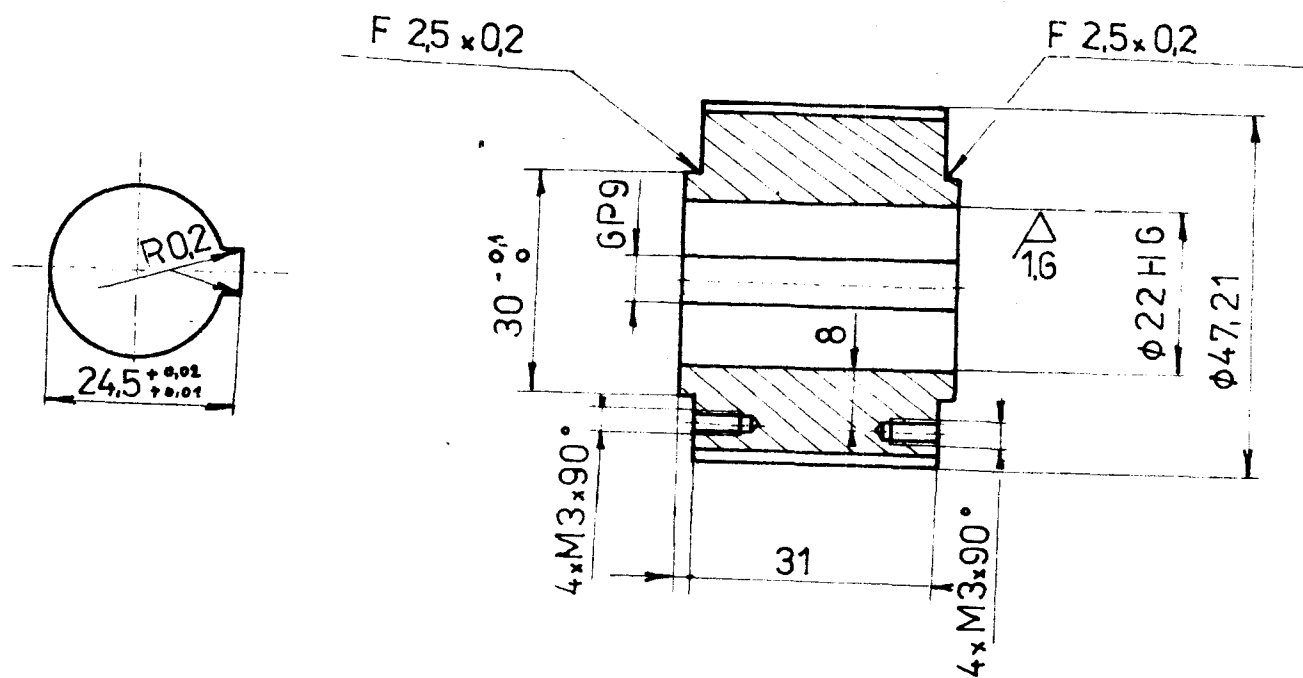
2 P 2x 60x60		ČSN42531021		11 373.1		001		TS-2		3	
Název - Rozměr		Podotovar		Mat. konečný		Mat. výchozí		Č. váha		Hr.váha	
Číslo výkresu		Pos.		Číslo výkresu		Pos.		Číslo výkresu		Pos.	
Poznámka				Celková č. váha kg							
Měřítko 1:1	Kreslil J. VACULIK		Čís. sním.	Změna		Datum	Podpis	Index změny	x		
	Přezkoušel								x		
	Norm. ref.								x		
	Výr. projednal			Schválil					x		
		Dne		Č. transp.				x			
Typ		Skupina		Starý výkres		Nový výkres					
Název		PŘÍRUBA		Počet listů		List					



								TS-02		2
Průměr mm	Název - Rozměr	Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Trída Ost.	Č. váha	Hl.váha	Číslo výkresu	Pos.	
Poznámka					Celková č. váha kg					
Měřítko 1:1	Kreslil J. VACULÍK		Čís. sním.	Změna			Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel									x
	Norm. ref.									x
	Výr. projednal	Schválil	Č. transp.							x
		Dne								x
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres				
Název ŘEMENICE PEVNÁ										
				Počet listů		List				



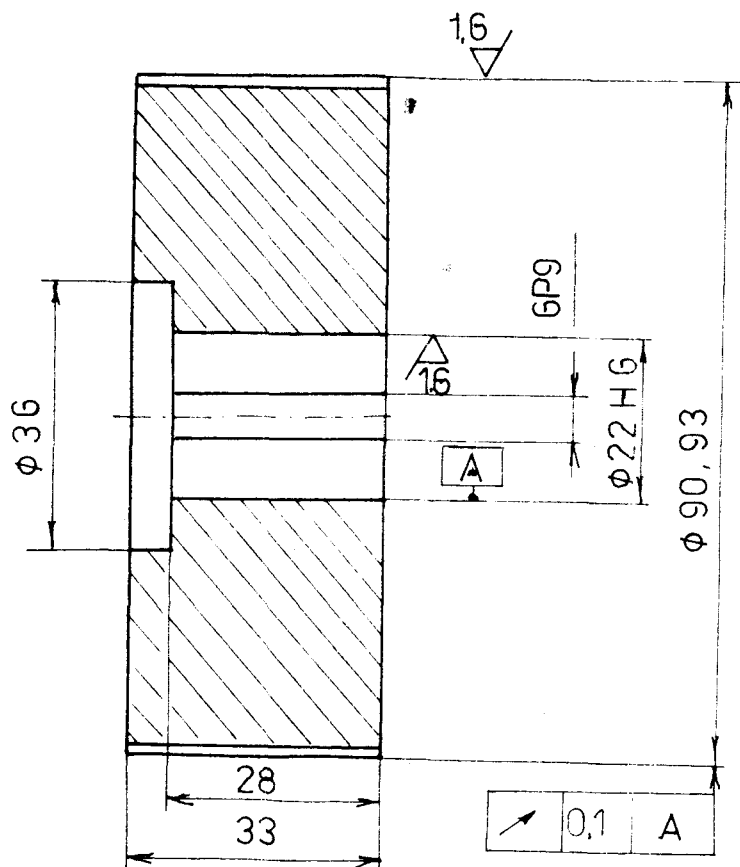
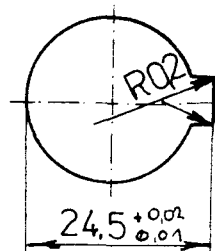
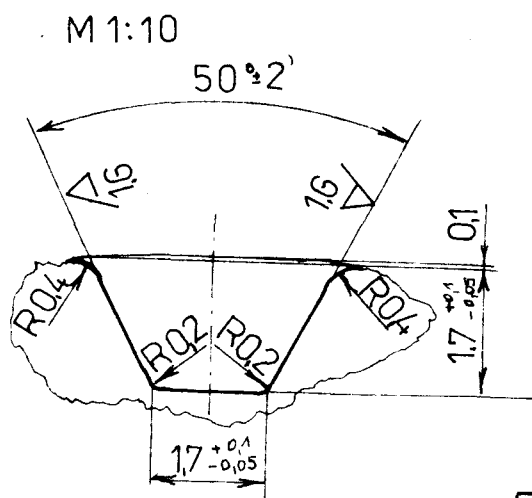
$\frac{3,2}{\Delta} (\checkmark)$



2 POČET ZUBŮ 24

1 NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ $1,45^\circ$

1	Ø50 - 35	ČSN42 5510,10	11600.0	0,01	TS-3		1		
Počít listů	Název - Rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Trans. Odb.	Č. váha	Hl. váha	Číslo v. kresla	Poz.
Poznámka				Celková č. váha kg					
Měřítko 1:1	Kreslil J. VACULÍK		Čís. sním.	Změna		Datum	Podpis	Prost. změny	
	Prozkoušel								
	Norm. ref.								
	Výr. projednal	Schválil	Č. transp.						
		Dne							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres			
Název ŘEMENICE PĚVNÁ									
		Počet listů							
		list							



2. POČET ZUBŮ 46
1. NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ $\times 145^\circ$

1	$\phi 100\ 35$	ČSN 425510.10	11600.0	p0.1		TS-1	1
Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Tržba Ocp.	Č. váha	Pos.
Poznámka			Celková č. váha kg				
Měřtko	Kreslil J. VACULÍK	Čís. sním.	Změna		Datum	Podpis	Index změny
1:1	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výr. projednal	Schválil	Č. transp.				x
	Dne						x
Typ		Skupina	Starý výkres		Nový výkres		
Název							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIPĚREC		ŘEMENICE VÝMĚNÁ					
Počet listů		List					