

Vysoká škola strojní a
textilní v Liberci

Katedra: textilních a oděvních
strojů

Fakulta: s t r o j n í

Školní rok: 1987/88

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Miloslava A d a m c e
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: Náhon napínacího sušicího a fixačního stroje
NSF-Elitex 4580.3

Zásady pro vypracování:

U současného stroje NSF-E 4580.3 nevyhovuje plně diferenciální náhon, proto navrhnete úpravu kinematického schématu náhonu, splňujícího následující podmínky:

1. Průměr hnacích kol transportních řetězů NSF 359,91 mm, osa otáčení vertikální.
 2. Rychlost transportních řetězů požadována v rozsazích $3-30 \text{ m.min}^{-1}$, $6-60 \text{ m.min}^{-1}$, $12,5-125 \text{ m.min}^{-1}$, $16-160 \text{ m.min}^{-1}$; moment působící na hřídel hnacích kol je 1,3 kNm.
 3. Náhon musí umožňovat nezávislou změnu polohy pohybujících se článků jednoho řetězu vůči druhému vpřed i vzad.
 4. Náhon odtahovacího válce o $\varnothing 166 \text{ mm}$ nesmí být ovlivňován změnou polohy článků řetězů vůči sobě.
 5. Hnací motor stejnosměrný, regulační rozsah 1:10, jmenovité otáčky; 3 000 ot/min., z provozních důvodů musí být převod od motoru zabudován do bočnice NSF.
 6. Relativní rychlost posunu článků řetězů $0,05 \text{ m.min}^{-1}$.
- Dále určete výkony hnacích elektromotorů, pevnostní sestavu a zakreslete sestavu nového uspořádání náhonu stroje NSF ELITEX 4580.3.

Pevnostní výpočty ozubených převodů a výkonů elmotorů
Rozsah grafických prací: Sestavný výkres náhonu stroje.

Rozsah průvodní zprávy: 10 stran strojopisu formátu A 4

Seznam odborné literatury:

Konstrukční výkresová dokumentace stroje NSF Elitex
4580.3 k. p. Elitex Chrastava

Kol.: Pokroky vědy a techniky v textilním průmyslu
(zušlechťování). SNTL, Praha, 1982.

Bohatý, J.; Pajgrt, F.: Mychanická technologie zušlechťo-
vání pro 3. a 4. ročník, SNTL, Praha 1977.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Miroslav Kvapil

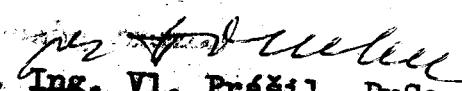
Konzultant: Ing. Jindřich Dörre, Elitex-KVÚ Liberec

Datum zadání diplomové práce: 30. 9. 1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10. 5. 1988


Prof. Ing. Vl. Prášil, DrSc.

Vedoucí katedry


Prof. Ing. Vl. Prášil, DrSc.

Děkan

Liberec

25. 9.

87

V

dně

10

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 a oděvní stroje

Katedra textilních a oděvních strojů

Název diplomové práce: Náhon napínacího sušicího
a fixačního stroje NSF - Elitex 4580.3 .

autor: Miloslav Adamec

Vedoucí práce: Ing. Miroslav Kvapil

Konzultant: Ing. Jindřich Dörre - Elitex Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran 61
Počet příloh a tabulek .. 6
Počet obrázků 21
Počet výkresů 6
Počet modelů 0

V 108/885
Stroj textilní sušicí -
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 6
PSČ 461 17

KTS/TJ

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

V Liberci dne 6.5.1988

Miloslav Adamec

O B S A H

1. Úvod - Popis hlavních částí NSF - Elitex 4580.3
2. Návrh kinematického schema umožňující urychlení
 - 2.1. Princip urychlení
 - 2.2. Technické požadavky
3. Výpočty
 - 3.1. Výkonu hlavního motoru
 - 3.2. Rozdělení převodů
 - 3.3. Urychlení
 - 3.4. Veličin u dílčích převodů
 - 3.5. Řemenových převodů
 - 3.5.1 Řem. převod mezi hlavním motorem a přev. skříní Albox
 - 3.5.2 Řem. převod mezi hlavním motorem a el. hřídelí
 - 3.5.3 Rozměry řemenic
 - 3.6. Řetězových převodů
 - 3.6.1 Řetěz. převod mezi Alboxem a průběžnou hřídelí
 - 3.6.2 Řetěz. převod mezi průběžnou hřídelí a odtahovacím válcem
 - 3.6.3 Geometrie řetězových převodů
 - 3.7. Předběžný návrh rozměrů
 - 3.8. Návrh a pevnostní kontrola ozubených kuž. kol
 - 3.8.1 Hlavní převod
 - 3.8.2 Převod umožňující urychlení
 - 3.9. Návrh a kontrola ložisek
 - 3.10. Kontrola průběžného hřídele
 - 3.11. Volnoběžné válečkové spojky
 - 3.12. Hlavních motorů pro různé rozsahy rychlostí transportních řetězů
4. Nové koncepce uspořádání pohonu
5. Závěr
6. Použitá literatura

1. ÚVOD

Napínací a sušicí stroj je určen pro rozpínání, sušení, a egalisování lehkých a středních druhů tkanin, úpletů a netkaných textilií. NSF 4580.3 je navíc vybaven přídatným zařízením, umožňující fixaci těchto materiálů.

Rozsah použití stroje:	plošná hmotnost
bavlna, len, přírodní hedvábí	40 - 450 g/m ²
ovčí vlna , stříž	100 - 500 g/m ²
polyamidy	20 - 300 g/m ²
PES	100 - 400 g/m ²

NSF 4580.3 je rovinný stroj s horizontálním uspořádáním na řetězu, tryskovým sušicím systémem stavebnicové konstrukce, řetězem s klapkovými, jehlovými nebo kombinovanými články, parním a elektrickým, případně nepřímým olejovým vytápěním.

Vlastní NSF se skládá z funkčních skupin:

1. vstupní konstrukce
2. kompenzátor
3. automatický vyrovnávač útku
4. podlaha
5. vstupní skříň: a/ první tažný válec
b/ válcový vyrovnávač útku
c/ rozšiřovací válec
d/ tažný válec s předstihovým zař.
e/ zaváděcí zař.
f/ mazání řetězu
6. zaváděcí ramena, na nich jsou upevněny tyto skupiny
a/ napínání řetězu
b/ rozvírače okrajů
c/ zaváděcí přístroje

- d/ najehlovací zař.
- e/ zař. pro otevírání klapek
- f/ zař. pro zvedání držáků jehlových
cestiček
- g/ hlídače najehlení
- h/ hlídače úhlu ramen
- i/ napařovací zař.

- 7. vedení řetězu
- 8. přestavovací ústrojí s šířkovou stupnicí
- 9. sušící komora
- 10. odsávací ventilátory
- 11. výstupní skříně
- 12. ovládací panely stroje
- 13. ovládací prvky
- 14. ovladač
- 15. přístrojová skříň

Pro vypracování konstrukčního návrhu náhonu je důležitá současná konstrukce výstupních skříní, v kterých jsou umístěny náhonové mechanismy přestavovacího ústrojí, odtahového válce, navíječe a hydraulický obvod pro zvedání ramen velkonábalu a šanžírovacího zařízení.

Mezi výstupními skříněmi je do základu zakotven hlavní náhonový elektromotor a elektromotor pro elektrický nříděl. Na skříních jsou upevněny konzoly pro uchycení kombinovaného skladače s velkonábalem a navíječe s rozšiřovačem.

Skříně jsou propojeny nosníkem, na kterém jsou posuvně uloženy hlavní náhonové převodové skříně pro pohon řetězu.

Hlavní náhon je proveden stejnosměrným motorem přes řemenový převod, hlavní průběžnou hřídel uloženou mezi výstupními skříněmi a pomocí převodových skříní posuvně uložených na spojovacím nosníku mezi výstupními skříněmi. Na převodových skříních je uložena výstupní část vedení řetězu a řetězová kola pro pohon řetězu. Od stejnosměrného el. motoru je dále odvozen náhon vstupních skříní. Na přání zákazníka může být náhon stroje proveden přes dva diferenciály, které umožní zrychlení nebo zpomalení jedné strany řetězu proti straně druhé. Tato koncepce je však příliš hlučná a nevyhovuje plně podmínkám, které se kladou na provoz NSF v praxi.

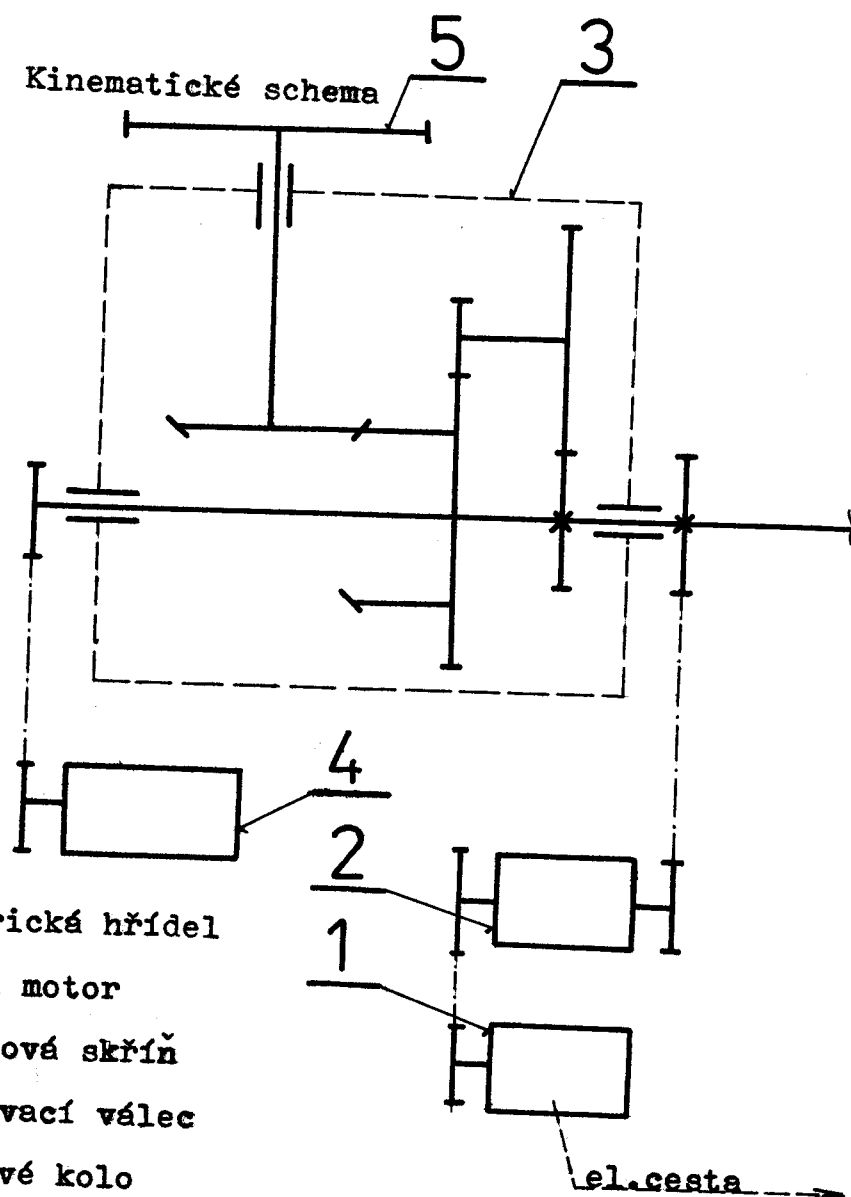
Odtahovací válec má náhon odvozen od hlavního náhonu stroje přes převodovou skřín a řemenový variátor, který umožňuje jemné nastavení jeho obvodové rychlosti.

Pro náhon navíječů a skladače slouží stejnosměrný el. motor, zabudovaný do levé výstupní skříně. Převod na funkční části navíječů je proveden pomocí převodové skříně a řetězových převodů.

Současné kinematické schema pohonu NSF 4580.3 je na obr. 1.

Stroj se v současné době vyrábí bez diferenciálů, které by umožňovaly regulaci rychlostí řetězů vůči sobě, v k. p. Elitex Chrastava.

obr.1 - Kinematické schema



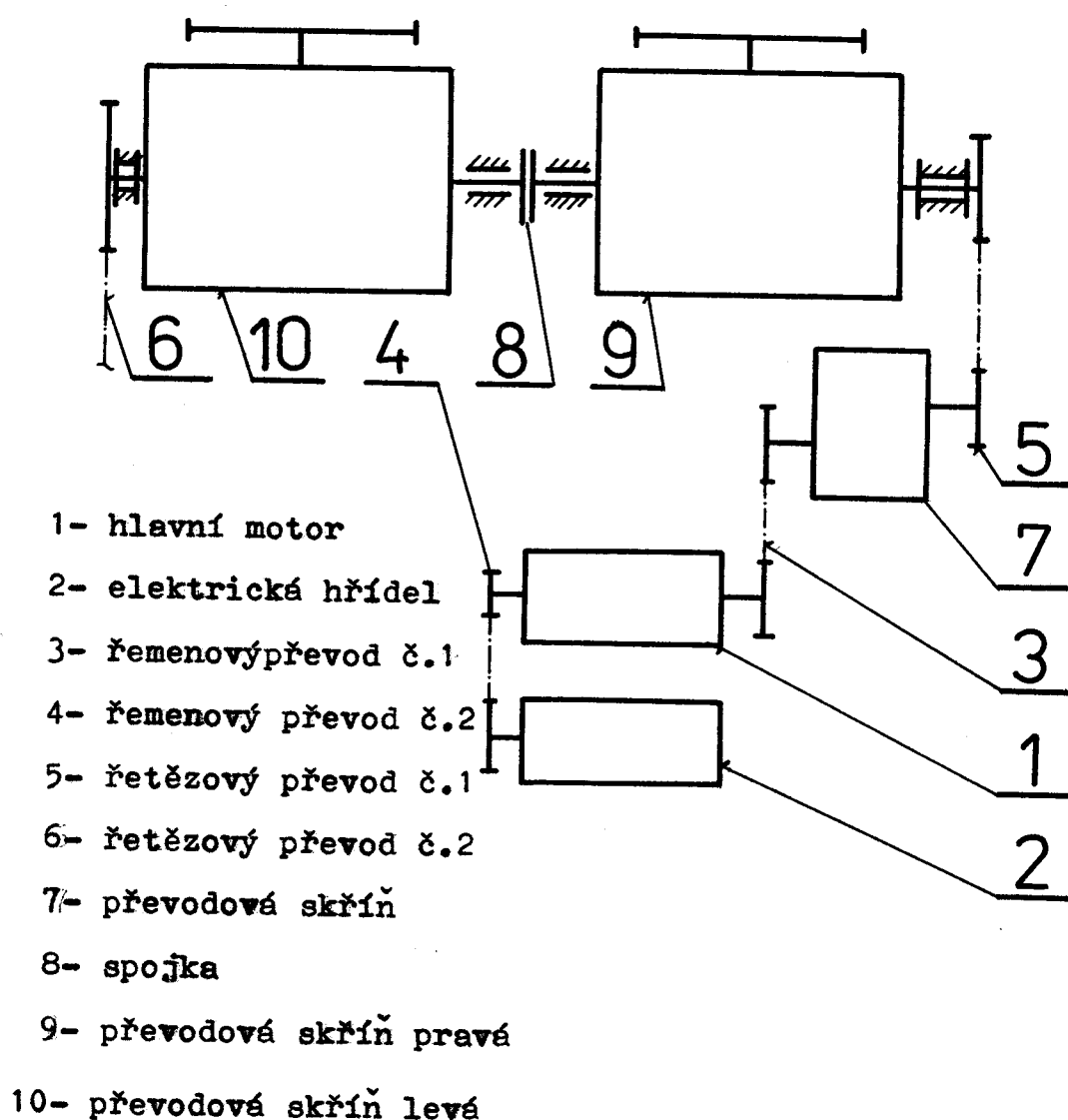
- 1- elektrická hřídel
- 2- hlavní motor
- 3- převodová skříň
- 4- odtahovací válec
- 5- řetězové kolo

Převodová skříň obsahuje 3 páry ozubených kol.

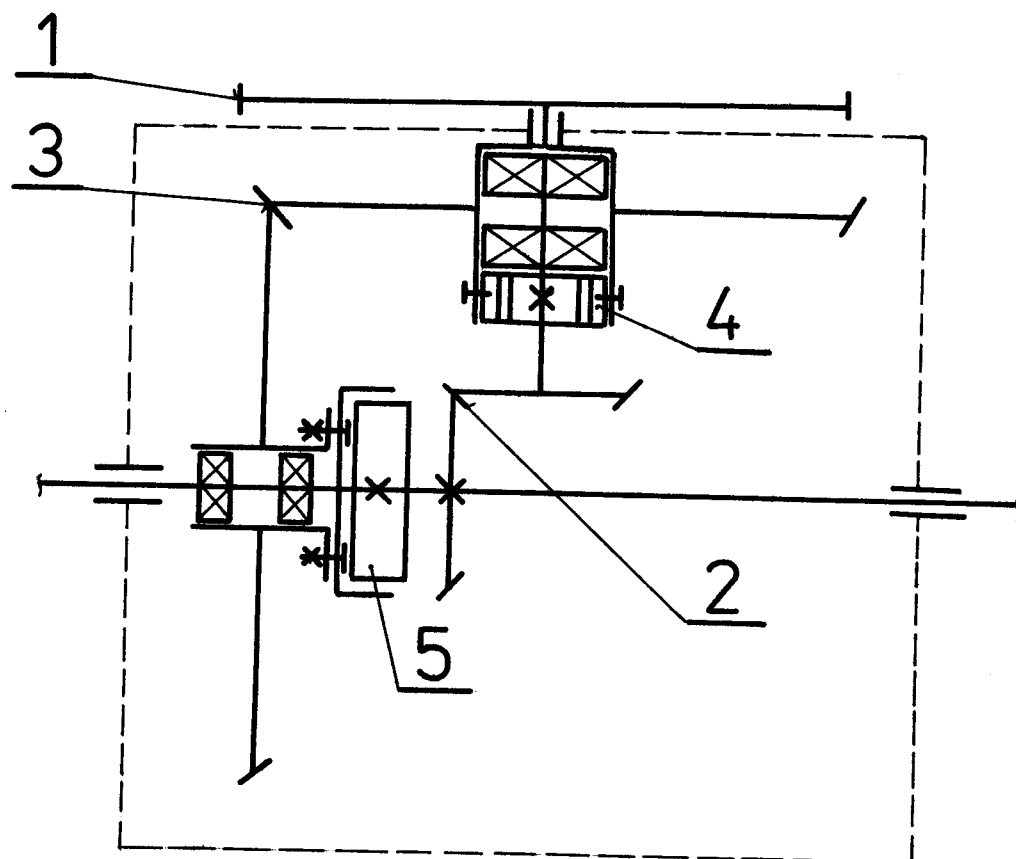
2. NÁVRH KINEMATICKÉHO SCHEMA UMOŽŇUJÍCÍ URYCHLENÍ

Při návrhu kinematického schéma vycházím ze stávající konstrukce NSF 4580.3. Pohon bude zajišťovat stejnosměrný derivační motor. Otáčky motoru se sníží na požadovanou hodnotu řemenovým převodem, převodovou skříní, řetězovým převodem a jedním párem ozubeného soukolí. Urychlení se provede v převodové skříní s vystupujícím hřídelem na řetězové kolo. Náhon stroje je na obr.2, převodová skříně, v níž se provádí vlastní urychlení, na obr.3.

obr.2 - Návrh pohonu



obr.3 - Kinematické schema převodové skříně levé



1-řetězové kolo

2-pár ozubených kuželových kol č.1

3-pár ozubených kuželových kol č.2 /urychlující/

4-volnoběžná válečková spojka

5-elektromagnetická spojka

2.1 -

Princip urychlení:

Při provozu stroje se otáčí hlavní hřídel , která je umístěna napříč stroje.Pevně s ní je spojen pastorek ozubeného kuželového soukolí č.1 a hnací část elektromagnetické spojky.Hřídel hnaného kola ozubeného kuželového soukolí č.1 je pevně spojena s hnanou částí volnoběžné válečkové spojky.

Pokud chceme rovnoměrný chod obou řetězů, nepřivádíme do elektromagnetických spojek elektrický proud, spojky zůstávají rozepnuty.Kroutící moment se přenáší z průběž-

né hřídele na pár ozubených kol č.1 . Pevné spojení hřídele hnaného kola s nnanou částí volnoběžné válečkové spojky zapříčiní sepnutí spojky. Hnaná část válečkové spojky je pevně spojena s nnaným kolem kuželového ozubeného soukolí č.2 a s hřídelem řetězového kola, na které se přenáší požadovaný krouticí moment.

Při urychlení levého /pravého/ řetězu přivedeme do levé /pravé/ elektromagnetické spojky elektrický proud. Spojka se sepne a přivede do záběru pár ozubených kuželových kol č.2 . Převod tohoto soukolí je navržen oproti páru č.1 do rychla tzn., je menší než převod č.1 . Vyšší otáčky hnaného kola páru č.2 umožní rozpojení volnoběžné válečkové spojky a otáčky řetězového kola jsou odvozeny od ozubeného soukolí č.2 .

Pokud je třeba urychlení ukončit, vypne se přívod elektrického proudu do el. mag. spojky, volnoběžná spojka se sepne a pohyb řetězového kola je znovu odvozen od ozubeného páru kuželových kol č.1 .

2.2 - Technické požadavky

- při velkých hodnotách urychlení je nebezpečí vzniku rázů, které mohou mít vliv na životnost a spolehlivost strojního zařízení
- rychlost urychlení je závislá na rychlosti sepnutí spojky
- urychlení je závislé na rychlosti pohonu. Při regulaci hlavního motoru 1 : 10 je i urychlení 1 : 10 . Z technologického hlediska to nemá vliv na kvalitu textilie. Vyrovnání útku se provádí v poměru k rychlosti, než dosud používané konstantní urychlení při různých rychlostech.

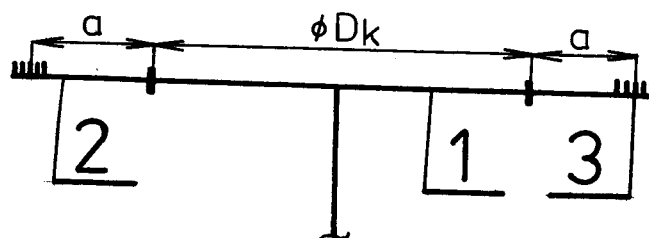
3. VÝPOČTY

3.1 Výpočet výkonu hlavního motoru

Pro výpočet je rozhodující průměr řetězového kola upraveného o dva krajní úseky a , tj. vzdálenost středu jehliček od roztečného průměru řetězového kola, obr.4.

obr.4 - Úprava průměru řetězového kola

- 1- řetězové kolo
- 2- řetěz
- 3- jehličky



Průměr upraveného kola:

$$D = D_k + 2 \cdot a \quad / \text{mm} / \quad / 1 /$$

dáno: $D_k = 359,91 \text{ mm}$, $a = 116 \text{ mm}$

dosazením hodnot do vzorce / 1 / dostaneme:

$$D = 359,91 + 2 \cdot 116 = 591,91 \text{ mm}$$

Otáčky řetězového kola:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad / \text{s}^{-1} / \quad / 2 /$$

Výpočet provádím pro maximální požadovanou rychlost $v = 160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

dáno: $v = 160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 2,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $D = 591,91 \text{ mm}$

dosazením hodnot do vzorce / 2 / dostaneme:

$$n = \frac{2,6}{\pi \cdot 0,59191} = 1,434 \text{ s}^{-1}$$

Výkon na řetězovém kole:

$$P = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad /W/ \quad / 3 /$$

$$\text{dáno: } M_k = 1300 \text{ Nm} , n = 1,434 \text{ s}^{-1}$$

dosazením hodnot do vzorce / 3 / dostaneme:

$$P = 1300 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1,434 = 11713 \text{ W}$$

Celková účinnost strojního zařízení:

$$\eta_c = \eta_{oz.}^z \cdot \eta_{lož.}^w \cdot \eta_{řet.}^v \cdot \eta_{řem.}^s \cdot \eta_{př.} \quad / 4 /$$

$$\text{dáno: } z = 2 , w = 8 , v = 2 , s = 2$$

$$\eta_{oz.} = 0,99 , \eta_{lož.} = 0,995 , \eta_{řet.} = 0,98 , \eta_{řem.} = 0,98$$

$$\eta_{př.} = 0,95 \dots / \text{Albox - katalog výrobce} /$$

dosazením hodnot do vzorce / 4 / dostaneme:

$$\eta_c = 0,99^2 \cdot 0,995^8 \cdot 0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,95 = 0,83$$

Celkový výkon hlavního el. motoru se skládá z výkonů na obou řetězových kolech, výkonu na odtahovacím válci a výkonu na elektrické hřídeli.

Celkový teoretický výkon:

$$P_{Cteor} = 2 \cdot P + P_{ov} + P_{eh} \quad / 5 /$$

$$\text{dáno: } P = 11713 \text{ W} , \text{ volím } P_{ov} = P_{eh} = 3000 \text{ W}$$

dosazením hodnot do vzorce / 5 / dostaneme:

$$P_{Cteor} = 2 \cdot 11713 + 3000 + 3000 = 29426 \text{ W}$$

Celkový skutečný výkon:

$$P_{Csk} = \frac{P_{Cteor}}{\eta_c} \quad /W/ \quad / 6 /$$

$$\text{dáno: } P_{Cteor} = 29426 \text{ W} , \eta_c = 0,83$$

dosazením hodnot do vzorce / 6 / dostaneme:

$$P_{Csk} = \frac{29426}{0,83} = 35665 \text{ W}$$

Vzhledem k tomu, že účinnost neodpovídá praktickým zkušenostem, volím motor MB 160 L1 - tj. stejnosměrný derivační motor s regulací 1 : 10 o výkonu $P = 30 \text{ kW}$ a otáčkách $n = 3060 \text{ min}^{-1}$.

3.2 Rozdělení převodů

Celkový převod mezi hlavním motorem a řetězovým kolem je dán poměrem otáček.

$$i_c = \frac{n_m}{n} \quad / 7 /$$

$$\text{dáno: } n_m = 3060 \text{ min}^{-1} = 51 \text{ s}^{-1}, \quad n = 1,434 \text{ s}^{-1}$$

dosazením hodnot do vzorce / 7 / dostaneme:

$$i_c = \frac{51}{1,434} = 35,561$$

Rozdělení převodů na jednotlivé složky je znázorněno na obr.5.

obr.5 - Rozdělení převodů

i_1 ...převod ozub.kuž. koly

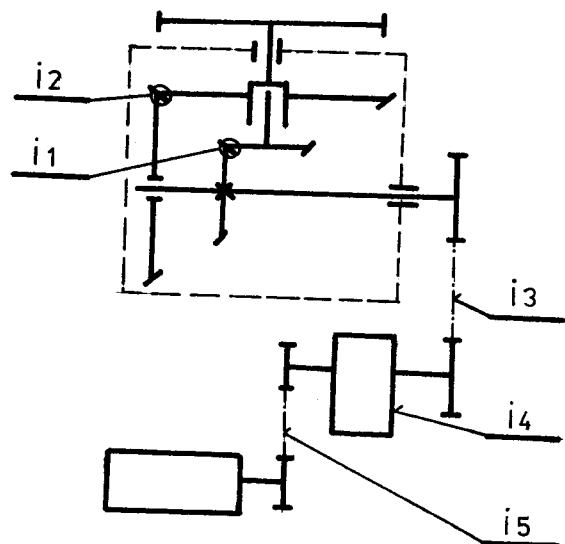
i_2 ...převod ozub.kuž. koly

/ urychlení /

i_3 ...řetězový převod

i_4 ...převodová skříň - Albox

i_5 ...řemenový převod



Volím hodnoty jednotlivých převodů:

běžný provoz

$$i_1 = 1,7$$

urychlení

$$i_2 = 1,694$$

ostatní převody jsou pro oba případy stejné

$$i_3 = 1,2, \quad i_4 = 8, \quad i_5 = 2,179$$

3.3 Výpočet urychlení

Převodový poměr:

$$i_{cu} = i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \quad / 8 /$$

$$\text{dáno: } i_2 = 1,694, i_3 = 1,2, i_4 = 8, i_5 = 2,179$$

dosazením hodnot do vzorce / 8 / dostaneme:

$$i_{cu} = 1,694 \cdot 1,2 \cdot 8 \cdot 2,179 = 35,445$$

Otáčky:

$$n_u = \frac{n_m}{i_{cu}} \quad /s^{-1}/ \quad / 9 /$$

$$\text{dáno: } n_m = 51 \text{ s}^{-1}, i_{cu} = 35,445$$

dosazením hodnot do vzorce / 9 / dostaneme:

$$n_u = \frac{51}{35,445} = 1,439 \text{ s}^{-1}$$

Výpočet obvodových rychlostí a rozdílu obvodových rychlostí řetězového kola:

$$v_u = \pi \cdot D \cdot n_u \quad /ms^{-1}/ \quad / 10 /$$

$$v = \pi \cdot D \cdot n \quad /ms^{-1}/ \quad / 11 /$$

$$\Delta v = v_u - v \quad /ms^{-1}/ \quad / 12 /$$

$$\text{dáno: } D = 0,59191 \text{ m}, n_u = 1,439 \text{ s}^{-1}, n = 1,434 \text{ s}^{-1}$$

dosazením hodnot do vzorce / 10 /, / 11 / a výsledků do vzorce / 12 / dostaneme:

$$v_u = \pi \cdot 0,59191 \cdot 1,439 = 2,676 \text{ ms}^{-1} = 160,536 \text{ m.min}^{-1}$$

$$v = \pi \cdot 0,59191 \cdot 1,434 = 2,667 \text{ ms}^{-1} = 160,012 \text{ m.min}^{-1}$$

$$\Delta v = 2,676 - 2,667 = 0,009 \text{ ms}^{-1} = 0,524 \text{ m.min}^{-1}$$

Při rychlosti pohybu jednoho řetězu $v = 160 \text{ m.min}^{-1}$, urychluje se druhý řetěz o $\Delta v = 0,524 \text{ m.min}^{-1}$. Pokud bychom regulovali otáčky hlavního motoru v rozsahu

1 : 10, mění se též urychlení v rozsahu hodnot

$$0,0524 \text{ m.min}^{-1} \div 0,524 \text{ m.min}^{-1}.$$

3.4 Výpočet veličin u dílčích převodů

Výpočet je proveden dle vzorců / 2 / , / 3 / a / 8 /.

tab.1 - Přehled hodnot

název	převod	krouticí moment /N.m/	otáčky /s ⁻¹ /
řetěz. kolo	--	$M_k = 1300$	$n = 1,434$
kuž.ozub. kolo	$i_1 = 1,7$	$M_1 = 764,7$	$n_1 = 2,438$
řetěz. převod	$i_3 = 1,2$	$M_3 = 637,3$	$n_3 = 2,925$
převodová skříň Albox	$i_4 = 8$	$M_4 = 79,7$	$n_4 = 23,403$
řemen. převod	$i_5 = 2,179$	$M_5 = 36,6$	$n_5 = 51$

3.5 Výpočet řemenových převodů

3.5.1 Řemenový převod mezi hlavním motorem a převodovou skříň Albox

Výpočet je proveden dle literatury / 1 /.

dáno: $P = 30 \text{ kW}$, $n_5 = 51 \text{ s}^{-1}$, $i_5 = 2,179$

Výpočtové průměry řemenic:

$$D_p = i_5 \cdot d_p \cdot / 1 - \eta / \quad / \text{mm} / \quad / 12 /$$

Výpočtový výkon:

$$P_v = P \cdot c_2 \quad / \text{kW} / \quad / 13 /$$

Předběžná volba osové vzdálenosti:

$$0,7 \cdot / D_p + d_p / < A \quad / \text{mm} / \quad / 14 /$$

$$2 \cdot / D_p + d_p / > A \quad / \text{mm} / \quad / 15 /$$

Úhel opásání na malé řemenici:

$$\alpha_d = \pi - \beta \quad / \text{rad} / \quad / 16 /$$

$$\beta = 2 \cdot \arcsin \frac{D_p - d_p}{2 \cdot A} \quad / 17 /$$

Výpočtová délka řemene:

$$L_p = 2A \cdot \cos \frac{\beta}{2} + 0,5 \pi / D_p + d_p / + \beta / D_p - d_p / \quad / \text{mm} / \quad / 18 /$$

Skutečná vzdálenost os:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} \quad / \text{mm} / \quad / 19 /$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 / D_p + d_p / \quad / 20 /$$

$$q = 0,125 / D_p - d_p / ^2 \quad / 21 /$$

dosazením hodnot do vzorců / 12 / - / 21 / dostaneme:

$$d_p = 160 \text{ mm volím dle obr.75 / str.187 -lit. /1/}$$

$$v = 0,01 \text{ tab.40 / str.180}$$

$$D_p = 345,154 \text{ mm}$$

$$\text{předběžně volím } A = 840 \text{ mm}$$

$$\beta = 0,2209 \text{ rad}$$

$$\alpha_d = 2,921 \text{ rad}$$

$$L_p = 2514,4 \text{ mm}$$

$$L_p = 2500 \text{ mm volím dle tab.46 / str.190}$$

$$q = 4285,25 \text{ mm}$$

$$p = 426,474 \text{ mm}$$

$$A = 847,89 \text{ mm}$$

c_2 - součinitel provozního zatížení

$$c_2 = 1,1 \text{ volím dle tab.43 / str.189}$$

c_1 - součinitel úhlu opásání

$$c_1 = 0,97 \text{ volím dle tab.42 / str.190}$$

c_3 - součinitel délky řemene

$$c_3 = 0,94 \text{ volím dle tab.46 / str.185}$$

P_r - jmenovitý výkon

$$P_r = 12,0 \text{ kW volím dle tab.50 / str.195}$$

Počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} \quad / 22 /$$

dosazením hodnot do vzorce / 22 / dostaneme:

$$z = \frac{30 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,97 \cdot 0,94} = 3,02$$

volím 3 řemeny SPB o $L_p = 2500$ mm

3.5.2 Řemenový převod mezi hlavním motorem a motorem elektrické hřídele

Pro elektrickou hřídel, která bude zajišťovat synchronizaci otáček na vstupu stroje s výstupem, volím motor s kotvou kroužkovou H 112 M 04.

parametry motoru: $P_k = 3$ kW , $n_k = 1360$ min⁻¹

Převodový poměr:

$$i_6 = \frac{n_5}{n_k} \quad / 23 /$$

dáno: $n_5 = 51$ s⁻¹ , $n_k = 1360$ min⁻¹ = 22,6 s⁻¹

dosazením hodnot do vzorce / 23 / dostaneme:

$$i_6 = \frac{51}{22,6} = 2,25$$

dosazením hodnot do vzorců / 12 / - / 21/ dostaneme:

$d_p = 63$ mm volím dle obr.75 / str.187 - lit./1/

$\gamma = 0,01$ tab.40 / str.180

$D_p = 140,332$ mm

předběžně volím $A = 360$ mm

$\beta = 0,215$ rad

$\mathcal{L}_d = 2,926$ rad

$L_p = 1056,0$ mm

$L_p = 1000$ mm volím dle tab.46 / str.190

$q = 747,530$ mm

$p = 170,090$ mm

$A = 337,969$ mm

$c_2 = 1$ volím dle tab.43 / str.189

$c_1 = 0,94$ volím dle tab.42 / str.190

$c_3 = 1,06$ volím dle tab.46 / str.185

$P_r = 1,09$ volím dle tab.50 / str.195

dosazením hodnot do vzorce / 22 / dostaneme:

$$z = \frac{3 \cdot 1}{1,09 \cdot 0,94 \cdot 1,06} = 2,76$$

volím 3 řemeny průřezu Z o $L_p = 1000$ mm

3.5.3 Rozměry řemenic

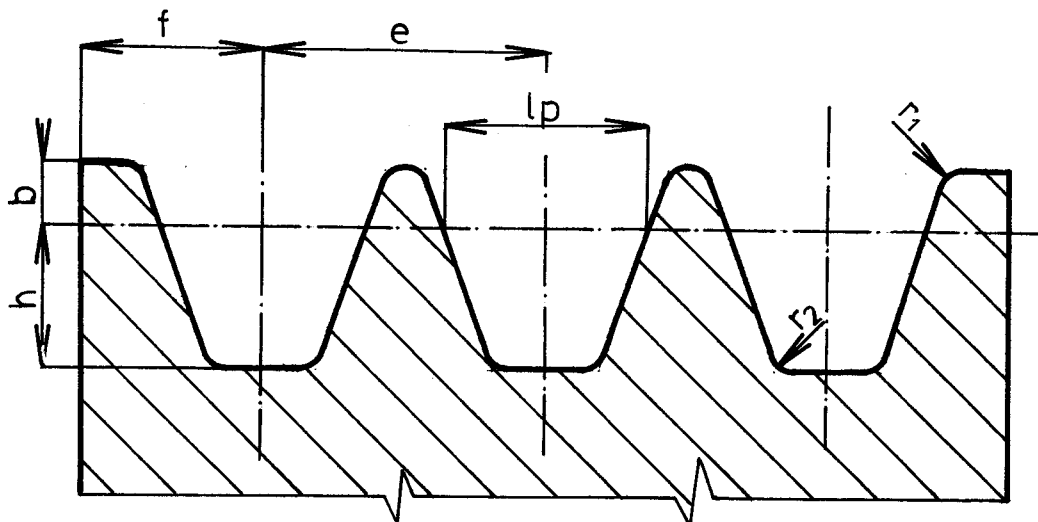
Vychází z rozměrů profilu drážek, tab.2 .

tab.2 - Profil drážek řemenice pro klínové řemeny
/mm/

průřez řemenice	l_p	b_{min}	h_{min}	e	f	r_1	r_2
SPB	14	3,5	14	$19 \pm 0,4$	$12 \begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	1	1,6
Z	8,5	2,5	7	$12 \pm 0,3$	$8 \begin{smallmatrix} +1 \\ - \end{smallmatrix}$	0,5	1

	d_p	D_p
SPB	160	345,154
Z	63	140,332

obr. 6 -



3.6 Výpočet řetězových převodů

3.6.1 Řetězový převod mezi převodovou skříní Albox a průběžnou hřídelí

Výpočet je proveden dle literatury / 1 /.

Skutečný provozní výkon:

$$P_d = \frac{P}{k_1 \cdot y \cdot \omega \cdot \varphi} \quad / \text{KW} / \quad / 24 /$$

Kontrola řetězu:

Rychlost řetězu:

$$v = z_1 \cdot t \cdot n_3 \quad / \text{m.s}^{-1} / \quad / 25 /$$

Celková tažná síla v řetězu:

$$F_t = \frac{P}{v} + m \cdot v^2 \quad / \text{N} / \quad / 26 /$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu:

$$k_s = \frac{F_{dt}}{F_t \cdot Y} \geq 7 \quad / 27 /$$

Počet článků řetězu:

$$X = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot x} \right]^2 \cdot \frac{t}{a} \quad / 28 /$$

Osová vzdálenost řetězových kol: /mm/

$$a = \frac{t}{8} \left[2X - z_1 - z_2 + \sqrt{4X^2 - z_1^2 - z_2^2 - K(z_2 - z_1)^2} \right] \quad / 29 /$$

dáno: $i_3 = 1,2$, $n_3 = 2,925 \text{ s}^{-1}$, $P = 30 \text{ kW}$

dosazením hodnot do vzorců / 24 / - / 29 / dostaneme:

z_1 volím 20 zubů

k_1 - součinitel výkonu

$k_1 = 0,92$ volím dle tab.25 / str.155

Y - korekční součinitel rázu

$Y = 1$ volím dle tab.26 / str.155

y - součinitel rázu

$y = 1$ volím dle tab.26 / str. 155

ω - součinitel mazání

$\omega = 1$ volím dle tab.27 / str.155

3.6.2 Řetězový převod mezi průběžnou hřídelí a odtahovacím válcem

Řetězový převod odtahovacího válce není ovlivněn regulací jednoho transportního řetězu vůči druhému. Zpětný pohyb transportních řetězů není u NSF 4580.3 konstrukčně vyřešen, chybí najížděcí plochy pro nahřlovací ústrojí.

Obvodová rychlost odtahovacího válce musí být stejně velká jako rychlost zpracovávané textilie. S ohledem na různé druhy textilie je provedena regulace obvodové rychlosti odtahovacího válce variátorem, který je však členem jiné konstrukční skupiny.

Obvod odtahovacího válce:

$$\sigma_{ov} = \pi \cdot D_{ov} \quad / \text{mm} / \quad / 32 /$$

Otáčky odtahovacího válce:

$$n_{ov} = \frac{v}{\sigma_{ov}} \quad / \text{s}^{-1} / \quad / 33 /$$

Převodový poměr:

$$i_{ov} = \frac{n_{ov}}{n_1} \quad / 34 /$$

dáno: $D_{ov} = 166 \text{ mm}$, $n_1 = 2,438 \text{ s}^{-1}$, $v = 160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

výpočet provádím pro max. požadovanou rychlost
dosazením hodnot do vzorců / 32 / - / 34 / dostaneme:

$$\sigma_{ov} = 512,5 \text{ mm}$$

$$n_{ov} = 5,113 \text{ s}^{-1}$$

$$i_{ov} = 2,097 \approx 2,1 \quad \text{nepřesnosti v převodovém poměru se doladí variátorem}$$

dosazením výsledků do vzorců / 24 / - / 31 / dostaneme

dáno: $P = 3 \text{ kW}$, $k_1 = 1,1$ volím dle tab.25 / str.155

$Y = 1$ volím dle tab.26 / str.155

$y = 1$ volím dle tab.26 / str.155

$\omega = 1$ volím dle tab.27 / str.155

$\varphi = 1$ volím dle tab.27 / str.155

$z_1 = 20$ volím

$P_d = 2,72$ kW

Podle obr.64 / str.150 volím řetěz 12B - 2 ČSN 023311

$v = 0,929$ m.s⁻¹

$F_t = 3232,1$ N

$k_s = 38,3$

$X = 136$ článků

$a = 997,89$ mm

$S = 179$ mm² volím dle tab.22 / str.152

$p = 26,95$ MPa volím dle tab.30 / str.158

$\lambda_1 = 0,82$ volím dle tab.31 / str.158

$p_p = 18,1$ MPa

$p_d = 22,1$ MPa

$18,1 < 22,1 \Rightarrow$ navržený řetěz vyhovuje

3.6.3 Geometrie řetězových převodů

Vychází z rozměrů válečkových řetězů, tab.3 .

tab.3 - Rozměry válečkových řetězů /mm/

Řetěz	rozteč t	b_1	d_1	e	z_1	z_2
20 B	31,75	19,56	19,05	36,45	20	24
12 B	19,05	11,68	12,07	19,46	20	24

Obecný výpočet rozměrů řetězových kol je proveden

v tab.4 .

Hodnota x pro výpočet průměru roztečné kružnice

v tab.5 .

tab.4 - Výpočet řetězových kol

veličina - označení		vzorec pro výpočet
válečku nebo pouzdra	d_1	tab.3
vnitřní šířka řetězu	b_1	tab.3
rozteč řetězu	t	tab.3
počet zubů řetěz. kola	z	tab.3
ϕ roztečné kružnice	D_t	$D_t = t \cdot x$
ϕ patní kružnice	D_f	$D_f = D_t - d_1$
ϕ hlavové kružnice	D_a	$D_a = D_t + 0,6 \cdot d_1$
vzdálenost středů kružnic dna zubu	u	$u = 0,02 \cdot t$
poloměr dna zubu	R_1	$R_1 = 0,503 \cdot d_1$
poloměr přechodové kružnice	R_2	$R_2 = 1,3 \cdot d_1$
úhel boku zubu	β	$\beta = 60^\circ$
max. ϕ náboje kola	D_n	$D_n = D_t - 2 \cdot f$
rozdíl poloměrů $R_n - R_t$	f	$f = 0,7 \cdot t$
rozteč řad víceřadých řetězů	e	tab.3
poloměr zaoblení zubu	R_3	$R_3 = 1,5 \cdot d_1$
zaoblení zubu	c	$c = 0,15 \cdot d_1$
šířka zubu	B_1	$B_1 = 0,9 \cdot b_1$

tab.5 - Hodnota x pro výpočet průměru roztečné kružnice

	$i_3 = 1,2$		$i_{ov} = 2,1$	
z	$z_1 = 20$	$z_2 = 24$	$z_1 = 20$	$z_2 = 24$
x	6,3925	7,6613	6,3925	7,6613

dosazením hodnot do tab.4 dostaneme rozměry řetězových kol - tab.6

tab.6 - Výsledné rozměry

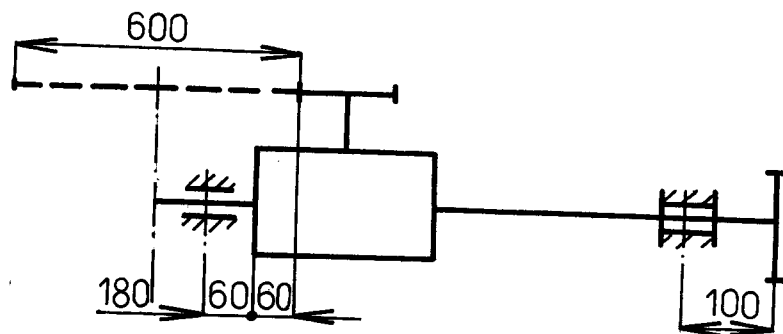
veličiny /mm/	$i_3 = 1,2$		$i_{ov} = 2,1$	
	kolo 1	kolo 2	kolo 1	kolo 2
D_t	202,962	243,246	121,777	254,918
D_f	183,912	224,196	109,707	242,848
D_a	214,392	254,676	129,019	262,160
R_1	9,582		6,070	
u	0,635		0,381	
R_2	24,765		15,691	
α	60°		60°	
f	22,225		13,335	
R_3	28,575		18,105	
D_n	158,512	198,796	95,107	228,248
B_1	17,604		10,512	
B_2	--		29,972	
B_3	90,504		--	

3.7 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH ROZMĚRŮ

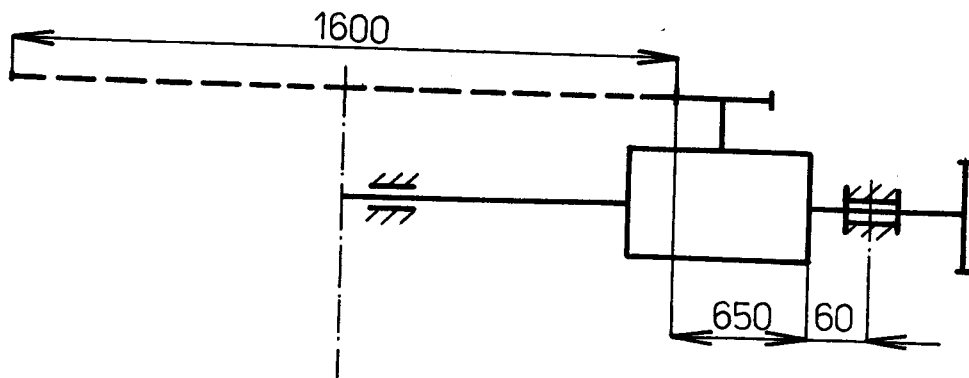
NSF 4580.3 se vyrábí v různých šířkových modifikacích. Podle druhu zpracovávané textilie umožňuje nastavení šířky transportních řetězů od 600 - 1200 mm do 600 - 2400 mm. Pro maximální požadovanou rychlost zboží $160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ volím druh NSF se stavěcí šířkou 600 - 1600 mm.

Návrh rozměru je proveden pro nejmenší šířku zboží obr.7 a největší šířku zboží obr.8 .

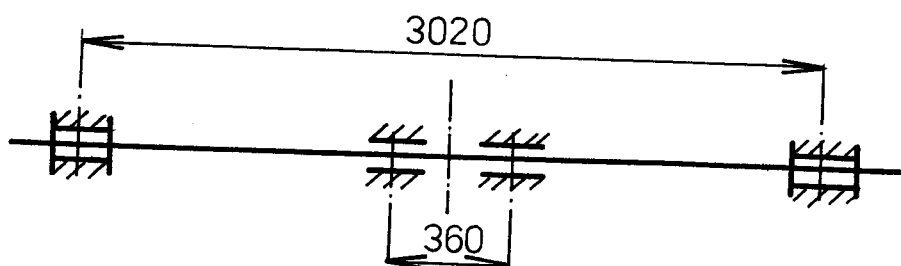
obr. 7 - Nejmenší šířka zboží



obr. 8 - Největší šířka zboží



obr. 9 - Vzdálenosti ložisek



3.8 NÁVRH A PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUB. KUŽELOVÝCH KOL

Výpočet je proveden podle literatury / 1 /.

Schema převodové skříně je na obr.3.

Výpočet úhlů roztečných kuželů δ_1 a δ_2 :

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} \quad / 35 /$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 \quad / 36 /$$

Virtuální počet zubů:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad / 37 /$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \quad / 38 /$$

Skutečný provozní počet cyklů:

$$N_1 = L_h \cdot 3600 \cdot n_1 \quad / 39 /$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_1} \quad / 40 /$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{s_{Fmin}} \cdot Y_{s1} \cdot Y_R \cdot Y_X \quad /MPa/ \quad / 41 /$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim2}}{s_{Fmin}} \cdot Y_{s2} \cdot Y_R \cdot Y_X \quad /MPa/ \quad / 42 /$$

Časovaná pevnost pro skutečný počet cyklů:

$$\sigma_{FN1} = \sigma_{Flim1} \cdot k_{RF1} \quad /MPa/ \quad / 43 /$$

$$\sigma_{HN1} = \sigma_{Hlim1} \cdot k_{RH1} \quad /MPa/ \quad / 44 /$$

$$\sigma_{FN2} = \sigma_{Flim2} \cdot k_{RF2} \quad /MPa/ \quad / 45 /$$

$$\sigma_{HN2} = \sigma_{Hlim2} \cdot k_{RH2} \quad /MPa/ \quad / 46 /$$

Poměr přípustného napětí a součinitele tvaru zubu:

$$P_{PN1} = \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} \quad /MPa/ \quad / 47 /$$

$$P_{PN2} = \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} \quad /MPa/ \quad / 48 /$$

Modul ozubení:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot k_F \cdot M_1 \cdot Y_{F1}}{m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP1}}} \quad / \text{mm} / \quad / 49 /$$

Přepočet m_m na m_e :

$$m_e = m_m / 1 + \frac{\varphi_m}{z_1^2 + z_2^2 / 0,5} \quad / \text{mm} / \quad / 50 /$$

Rozměry kuželových kol:

$$D_1 = m_e \cdot z_1 \quad / \text{mm} / \quad / 51 /$$

$$D_2 = m_e \cdot z_2 \quad / \text{mm} / \quad / 52 /$$

$$D_{v1} = z_{v1} \cdot m_m \quad / \text{mm} / \quad / 53 /$$

$$D_{v2} = z_{v2} \cdot m_m \quad / \text{mm} / \quad / 54 /$$

$$L_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad / \text{mm} / \quad / 55 /$$

$$b_w = \varphi_m \cdot m_m \quad / \text{mm} / \quad / 56 /$$

$$\varphi_L = \frac{b_w}{L_e} \quad / 57 /$$

$$m_m = m_e \cdot / 1 - 0,5 \cdot \varphi_L / \quad / \text{mm} / \quad / 58 /$$

$$D_m = D_e \cdot / 1 - 0,5 \cdot \varphi_L / \quad / \text{mm} / \quad / 59 /$$

Upřesnění součinitele přidavných zatížení:

$$k_F = k_I \cdot k_w \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha} \quad / 60 /$$

Srovnávací ohybové napětí v patě zubu:

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot M_2}{D_m} \quad / \text{N} / \quad / 61 /$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon v} \cdot Y_{\beta} \cdot K_F \quad / \text{MPa} / \quad / 62 /$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_m} \cdot Y_{F2} \cdot Y_{\varepsilon v} \cdot Y_{\beta} \cdot K_F \quad / \text{MPa} / \quad / 63 /$$

Součinitel bezpečnosti:

$$s_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{S1} \cdot Y_R \cdot Y_X \quad / 64 /$$

$$s_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_{S2} \cdot Y_R \cdot Y_X \quad / 65 /$$

Srovnávací napětí:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{K_H \cdot F_{tm}}{b_w \cdot D_{v1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \cdot Z_M \cdot Z_{Hv} \cdot Z_{\varepsilon v} \quad / \text{MPa} / \quad / 66 /$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku:

$$s_{H1} = \frac{\sigma_{HN1}}{\sigma_H} \quad / 67 /$$

3.8.1 Hlavní převod

dáno: $i_1 = 1,7$, $M_1 = 764,7 \text{ Nm}$, $M_k = 1300 \text{ Nm}$
 $n_1 = 2,438 \text{ s}^{-1}$, $L_h = 25000 \text{ hod}$... volím

Dosazením hodnot a mezivýsledků do vzorců

/ 35 / - / 67 / dostaneme:

PASTOREK - ČLEN 1

KOLO - ČLEN 2

a/ Výpočet momentů, volba počtu zubů a typu soukolí

$$M_1 = 764,7 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_k = 1300 \text{ Nm}$$

zvoleno $z_1 = 20$ zubů

$$z_2 = 34 \text{ zubů}$$

$$\delta_1 = 30^\circ 27' 56''$$

$$\delta_2 = 59^\circ 32' 04''$$

$$z_{v1} = 23,204$$

$$z_{v2} = 67,058$$

Zvoleno soukolí typu N - tj. $x_1 = x_2 = 0$

b/ Stanovení přípustného napětí σ_{FP}

Volba materiálu:

$$16 \text{ 420}$$

$$42 \text{ 2905}$$

zušlechťený na $R_m = 930 \text{ MPa}$ zušlechťený na $R_m = 750 \text{ MPa}$

voleno dle tab.14 / str.110

Časované pevnosti pro $N = 5 \cdot 10^7$ cyklů:

Pevnost v ohybu a dotyku volena dle tab.14 / str.110

$$\sigma_{Flim1} = 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim2} = 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 1490 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 1320 \text{ MPa}$$

$$N_1 = 2,19 \cdot 10^8 \text{ cyklů}$$

$$N_2 = 1,29 \cdot 10^8 \text{ cyklů}$$

Redukční součinitel: volen dle obr.47 / str.111

$$k_{RF1} = 0,95$$

$$k_{RF2} = 0,99$$

$$k_{RH1} = 0,92$$

$$k_{RH2} = 0,97$$

Časovaná pevnost pro skutečný počet cyklů:

$$\sigma_{FN1} = 285 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FN2} = 257,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN1} = 1370,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN2} = 1280,4 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu: volen dle obr.51 / str.114

$$Y_{S1} = 1,08$$

$$Y_{S2} = 1,03$$

Z obr.52 / str.116 zvolen souč. drsnosti pro pastorek

a kolo $Y_R = 1,1$, dále jsou zvoleny - souč. velikosti

$Y_X = 0,99$ - ČSN 01 4648 a souč. bezpečnosti $s_{Fmin} = 1,5$.

Pro tyto hodnoty přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP1} = 235,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP2} = 194,4 \text{ MPa}$$

c/ Výpočet modulu ozubení a ostatních základních parametrů ozubení

Součinitel tvaru zubu: volen dle obr.54 / str.118

$$Y_{F1} = 2,7$$

$$Y_{F2} = 2,3$$

Poměr přípustného napětí a souč. tvaru zubu:

$$P_{PN1} = 87,1 \text{ MPa}$$

$$P_{PN2} = 84,5 \text{ MPa}$$

Z tohoto poměru plyne, že pro výpočet je rozhodující hnané kolo - člen 2.

Voleno: $\varphi_m = b_w / m_m = 10$, souč. přidavných zatížení

$k_F = 1,4$ dle empirie, Pro $\beta = 0$ - souč. sklonu zubu

$Y_B = 1$ dle ČSN 01 4686, $m_{tm} = m_{nm} = m_m$ a dále souč.

vlivu záběru $Y_{\varepsilon v} = 1$ dle ČSN 01 4686.

Modul ozubení:

$$m_m \geq 5,02 \text{ mm}$$

Přepočet m_m na m_e :

$$m_e = 6,29 \text{ mm}$$

Zvolen modul ozubení $m_e = 6 \text{ mm}$

Rozměry kuželových kol:

$$D_1 = 120 \text{ mm}$$

$$D_2 = 204 \text{ mm}$$

$$D_{v1} = 116,484 \text{ mm}$$

$$D_{v2} = 333,631 \text{ mm}$$

$$Le = 118,338 \text{ mm}$$

$$b_w = 50,2 \text{ mm} \text{ upraveno na } b_w = 50 \text{ mm}, \text{ pak}$$

$$\varphi_L = 0,423$$

$$m_m = 4,731 \text{ mm}$$

$$D_{m2} = 160,854 \text{ mm}$$

d/ Konečná kontrola na ohyb

Upřesnění souč. přidavných zatížení:

$$k_F = 1,166$$

Voleno:

$$k_I = 1 \quad \text{tab.16 / str.120} \quad \text{..provozní součinitel}$$

$$k_w = 1,06 \quad \text{obr.55 / str.123} \quad \text{.. souč. vnitřních dyn. sil}$$

$$k_{F\beta} = 1,1 \quad \text{obr.57 / str.125} \quad \text{.. souč. nerovnoměrnosti zatížení zubů podél styčných čar}$$

$$k_{F\alpha} = 1 \quad \text{obr.58 / str.126} \quad \text{.. souč. podílu zatížení jednotlivých zubů}$$

Srovnávací ohybové napětí v patě zubu:

$$F_{tm} = 16164 \text{ N}$$

$$\sigma_{F1} = 202,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = 172,7 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$s_{F1} = 1,74$$

$$s_{F2} = 1,69$$

Kontrola na ohyb vyhovuje,

$$s_{F1} > s_{Fmin} \quad a \quad s_{F2} > s_{Fmin}$$

e/ Kontrola zubů na dotyk

Srovnávací napětí:

$$\sigma_H = 792,3 \text{ MPa}$$

Voleno:

$$k_H = k_F = 1,166$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{67,058}{23,204} = 2,91$$

$$Z_M = 215,9 \quad \text{tab.20 / str.131 .. souč. materiálu}$$

$$Z_{Hv} = 1,76 \quad \text{obr.62 / str.132 .. souč. tvaru zubů}$$

$$Z_{\epsilon v} = 1 \quad \text{ČSN 01 4686 .. souč. součtové délky stykových čar}$$

Za předpokladu , $Z_L = Z_V = Z_R = 1$ je součinitel bezpečnosti ν dotyku:

$$s_{H1} = 1,72$$

$$s_{H2} = 1,62$$

Kontrola na dotyk vyhovuje.

3.8.2 Převod umožňující urychlení

dáno: $i_2 = 1,694$, $M_1 = 764,7 \text{ Nm}$, $n_1 = 2,438 \text{ s}^{-1}$,

$L_h = 25000$ hod ... volím

Dosazením hodnot a mezivýsledků do vzorců

/ 35 / - / 67 / dostaneme:

PASTOREK - ČLEN 3

KOLO - ČLEN 4

a/ Výpočet momentů, volba počtu zubů a typu soukolí

$$M_3 = M_1 = 764,7 \text{ Nm} \quad M_4 = i_2 \cdot M_3 = 1,694 \cdot 764,7 = 1295,7 \text{ Nm}$$

$$\text{zvoleno } z_3 = 72 \text{ zubů} \quad z_4 = i_2 \cdot z_3 = 1,694 \cdot 72 = 122 \text{ zubů}$$

$$\delta_3 = 30^\circ 32' 51''$$

$$\delta_4 = 59^\circ 27' 09''$$

$$z_{v3} = 83,603$$

$$z_{v4} = 240,038$$

Zvoleno soukolí typu N - tj. $x_1 = x_2 = 0$

b/ Stanovení přípustného napětí σ_{FP}

Volba materiálu:

42 2905

42 2905

zušlechtěný na $R_m = 750$ MPa zušlechtěný na $R_m = 750$ MPa
voleno dle tab.14 / str.110

Časované pevnosti pro $N = 5 \cdot 10^7$ cyklů:

Pevnost v ohybu a dotyku volena dle tab.14 / str.110

$$\sigma_{Flim3} = 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim4} = 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 1320 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim4} = 1320 \text{ MPa}$$

Skutečný provozní počet cyklů pro $L_h = 25000$ hod :

$$N_3 = 2,19 \cdot 10^8 \text{ cyklů}$$

$$N_4 = 1,29 \cdot 10^8 \text{ cyklů}$$

Redukční součinitel: volen dle obr.47 / str.111

$$k_{RF3} = 0,95$$

$$k_{RF4} = 0,99$$

$$k_{RH3} = 0,92$$

$$k_{RH4} = 0,97$$

Časovaná pevnost pro skutečný počet cyklů:

$$\sigma_{FN3} = 247 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FN4} = 257,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN3} = 1214,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN4} = 1280,4 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu: volen dle obr.51 / str.114

$$Y_{S3} = 1,025$$

$$Y_{S4} = 1,01$$

Z obr.52 / str.116 zvolen souč. drsnosti pro pastorek
a kolo $Y_R = 1,1$, dále jsou zvoleny - souč. velikosti
 $Y_X = 1$ - ČSN 01 4648 a souč. bezpečnosti $s_{Fmin} = 1,4$.

Pro tyto hodnoty přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP3} = 209,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP4} = 206,3 \text{ MPa}$$

c/ Výpočet modulu ozubení a ostatních základních parametrů ozubení

Součinitel tvaru zubu: volen dle obr.54 / str.118

$$Y_{F3} = 2,26$$

$$Y_{F4} = 2,21$$

Poměr přípustného napětí a souč. tvaru zubu:

$$P_{PN3} = 92,7 \text{ MPa}$$

$$P_{PN4} = 93,4 \text{ MPa}$$

Z tohoto poměru plyne, že pro výpočet je rozhodující pastorek - člen 3.

Voleno: $\varphi_m = b_w / m_m = 5$, souč. přidavných zatížení $k_F = 1,4$. Pro $\beta = 0$ - souč. sklonu zubu $Y_\beta = 1$ dle ČSN 01 4686, $m_{tm} = m_{nm} = m_m$ a dále souč. vlivu záběru $Y_{\varepsilon v} = 1$ dle ČSN 01 4686.

Modul ozubení:

$$m_m = 3,98 \text{ mm}$$

Přepočet m_m na m_e :

$$m_e = 4,12 \text{ mm}$$

Zvolen modul ozubení $m_e = 4 \text{ mm}$

Rozměry kuželových kol:

$$D_3 = 288 \text{ mm}$$

$$D_4 = 488 \text{ mm}$$

$$D_{v3} = 334,412 \text{ mm}$$

$$D_{v4} = 960,152 \text{ mm}$$

$$L_e = 283,323 \text{ mm}$$

$$b_w = 19,9 \text{ mm} \text{ upraveno na } b_w = 20 \text{ mm}, \text{ pak}$$

$$\varphi_L = 0,071$$

$$m_m = 3,86 \text{ mm}$$

$$D_{m3} = 277,835 \text{ mm}$$

d/ Konečná kontrola na ohyb

Upřesnění souč. přidavných zatížení:

$$k_F = 1,404$$

Voleno:

$$k_I = 1 \quad \text{tab.16 / str.120 ..provozní součinitel}$$

$$k_w = 1,08 \quad \text{obr.55 / str.123 ..souč. vnitřních dyn. sil}$$

$$k_F = 1,3 \quad \text{obr.57 / str.125 ..souč. nerovnoměrnosti zatížení zubů podél styčných čar}$$

$$k_F = 1 \quad \text{obr.58 / str.126 ..souč. podílu zatížení jednotlivých zubů}$$

Srovnávací ohybové napětí v patě zubu:

$$F_{tm} = 5505 \text{ N}$$

$$\sigma_{F3} = 219,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = 214,6 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$s_{F3} = 1,43$$

$$s_{F4} = 1,45$$

Kontrola na ohyb vyhovuje

$$s_{F3} > s_{Fmin} \quad \text{a} \quad s_{F4} > s_{Fmin}$$

e/ Kontrola zubů na dotyk

Srovnávací napětí:

$$\sigma_H = 559,5 \text{ MPa}$$

Voleno:

$$k_H = k_F = 1,404$$

$$u_v = \frac{z_{v4}}{z_{v3}} = \frac{240,038}{83,603} = 2,871$$

$$Z_M = 266,8 \text{ MPa tab.20 / str.131 ..souč. materiálu}$$

$$Z_{Hv} = 1,68 \quad \text{obr.62 / str.132 ..souč. tvaru zubů}$$

$$Z_{\epsilon v} = 1 \quad \text{ČSN 01 4648 ..souč. součtové délky stykových čar}$$

Za předpokladu, $Z_L = Z_v = Z_R = 1$ je součinitel bezpečnosti v dotyku:

$$s_{H3} = 2,17$$

$$s_{H4} = 2,28$$

Kontrola na dotyk vyhovuje.

Pastorek urychlujícího převodu je volen tak, aby byl rozměrově větší, než je elektromagnetická spojka.

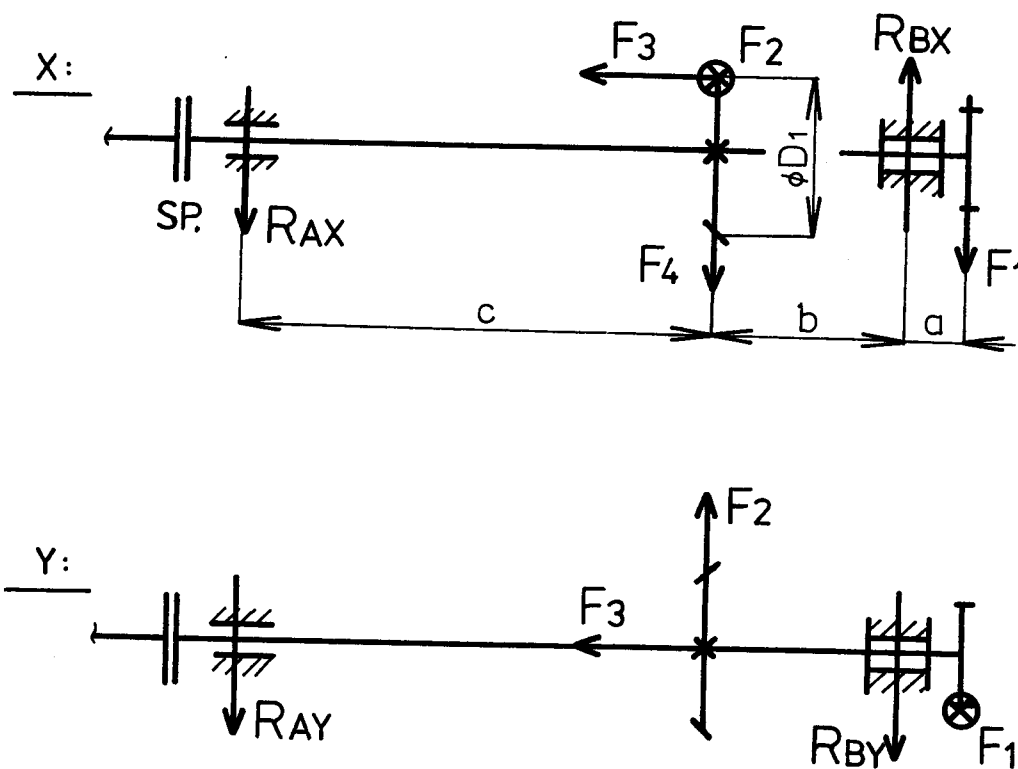
3.9 NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK

Výpočet je proveden pro největší šířku zboží, kde silové poměry jsou nejméně výhodné.

a/ Návrh ložisek na průběžné hřídeli

V návrhu není zahrnuto přesné rozložení sil v řetězu.

obr. 10 - Silové poměry



Pro šířku zpracovávané textilie 1600mm jsou zvoleny rozměry:

$$a = 100 \text{ mm} \quad b = 250 \text{ mm} \quad c = 1330 \text{ mm}$$

Obvodová síla na kuželovém kole:

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_1}{D_1} \quad /N/ \quad / 68 /$$

Axiální síla na kuželovém kole:

$$F_3 = F_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad /N/ \quad / 69 /$$

Radiální síla na kuželovém kole:

$$F_4 = F_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad /N/ \quad / 70 /$$

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = \frac{F_4 \cdot c + F_1 \cdot (a + b + c) - F_3 \cdot \frac{D_1}{2}}{b + c} \quad /N/ \quad / 71 /$$

$$R_{AX} = R_{BX} - F_1 - F_4 \quad /N/ \quad / 72 /$$

$$R_{BY} = \frac{F_2 \cdot c}{c + b} \quad /N/ \quad / 73 /$$

$$R_{AY} = F_2 - R_{BY} \quad /N/ \quad / 74 /$$

Výsledné síly v místech ložisek:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad /N/ \quad / 75 /$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} \quad /N/ \quad / 76 /$$

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{\text{ekv}} = X_0 \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad /N/ \quad / 77 /$$

dáno: $a = 100 \text{ mm}$, $b = 250 \text{ mm}$, $c = 1330 \text{ mm}$

$$M_1 = 764,7 \text{ Nm} \quad , \quad D_1 = 120 \text{ mm} \quad , \quad \delta_1 = 30^\circ 27' 56''$$

$$F_t = F_1 = 16192 \text{ N}$$

dosazením hodnot a mezivýsledků do vzorců / 68 / - / 77 /
dostaneme:

Složky sil na kuželovém kole:

$$F_2 = 12745 \text{ N}$$

$$F_3 = 2352 \text{ N}$$

$$F_4 = 3998,3 \text{ N}$$

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = 20493,2 \text{ N}$$

$$R_{AX} = 302,9 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 10728,3 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 2016 \text{ N}$$

Výsledné síly v místech ložisek:

$$R_A = 2038,6 \text{ N}$$

$$R_B = 23131,5 \text{ N}$$

Pro určení ložisek je v dalším výpočtu uvažována větší ze sil - $R_B = 23131,5 \text{ N}$. Další výpočet je proveden dle literatury / 2 /.

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{ekv} = 27928,8 \text{ N}$$

voleno:

$$X = 1 \quad \text{str.141} \quad \dots \text{radiální součinitel}$$

$$Y = 1,6 \quad \text{str.141} \quad \dots \text{axiální součinitel}$$

$$F_R = R_B = 23131,5 \text{ N} \dots \text{radiální složka zatížení ložiska}$$

$$F_A = F_3 = 2352 \text{ N} \quad \dots \text{axiální složka zatížení ložiska}$$

$$V = 1 \quad \text{str.141} \quad \dots \text{rotační součinitel}$$

Pro $L_h = 10000$ hod a $n_1 = 2,438 \text{ s}^{-1}$ je z tab.3 / str.15

$$\text{poměr } \frac{C}{F_{ekv}} = 3,75$$

Základní dynamická únosnost:

$$C = 3,75 \cdot F_{ekv} \quad /N/ \quad \quad \quad / 78 /$$

dosazením hodnot do vzorce / 78 / dostaneme:

$$C = 104733 \text{ N}$$

Podle katalogu valivých ložisek je voleno ložisko

soudečkové dvouráde 22310 JB $d = 50 \text{ mm}$, $D = 110 \text{ mm}$

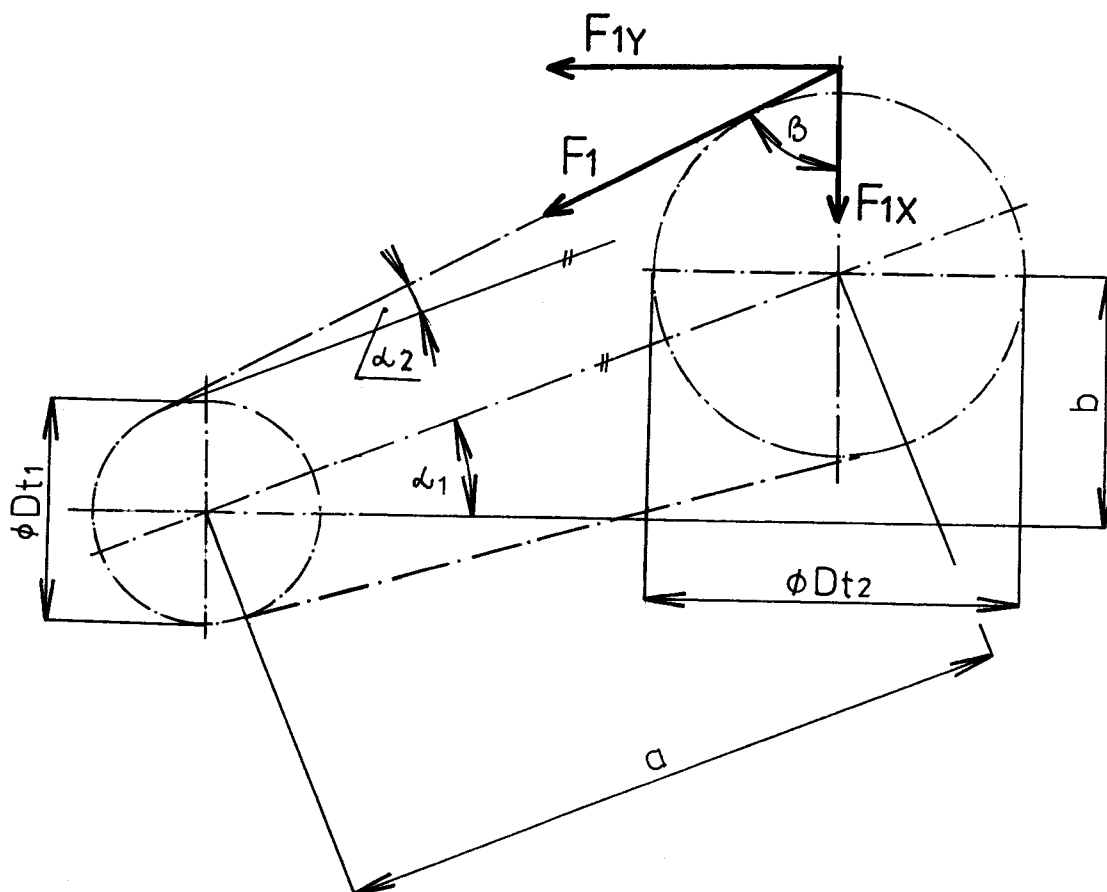
$$B = 40 \text{ mm} , C1 = 143000 \text{ N}$$

$C1 > C$ - ložisko vyhovuje.

b/ Kontrola ložisek

Do výpočtu je zahrnuto rozložení sil v řetězu, které je na obr. 11.

obr. 11 - Rozložení sil v řetězu



Obecný výpočet potřebných úhlů:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{b}{a} \quad / 79 /$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{D_{t2} - D_{t1}}{2 \cdot a} \Rightarrow \alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{D_{t2} - D_{t1}}{2 \cdot a} \quad / 80 /$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha_1 - \alpha_2$$

Výpočet složek síly F_1 :

$$F_{1X} = F_1 \cdot \cos \beta \quad / 81 /$$

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \sin \beta \quad / 82 /$$

dáno: $a = 888,77 \text{ mm}$..osová vzdálenost řetězových kol

$b = 710 \text{ mm}$..plyne z konstrukce hlavního náhonu

$D_{t1} = 202,962 \text{ mm}$, $D_{t2} = 243,246 \text{ mm}$.. průměry řetěz. kol

$F_1 = 16192 \text{ N}$

dosažením hodnot a mezivýsledků do vzorců / 79 / -/ 82 /
dostaneme:

$$\alpha_1 = 53^\circ 01' 16''$$

$$\alpha_2 = 1^\circ 17' 54''$$

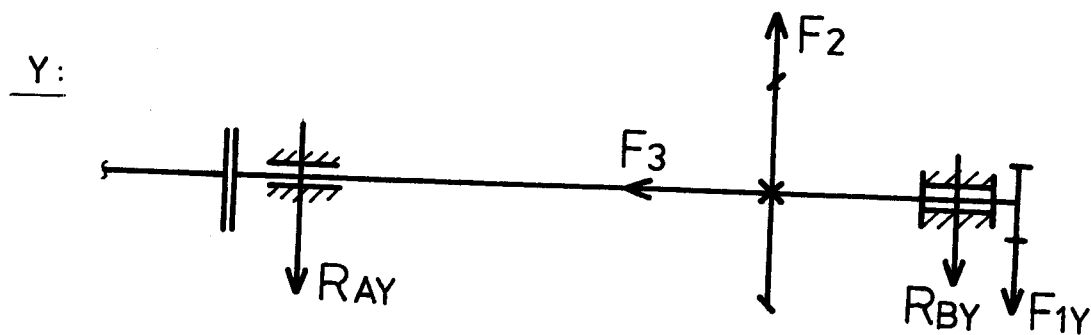
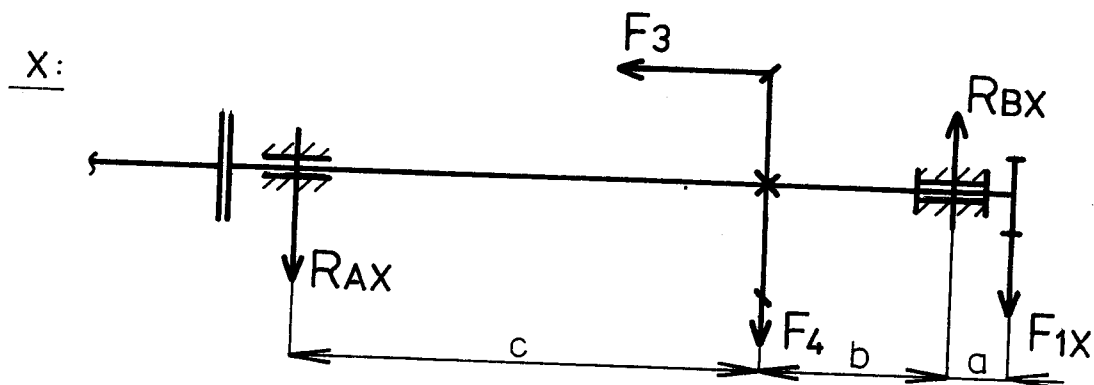
$$\beta = 33^\circ 40' 50''$$

$$F_{1Y} = 9444,2 \text{ N}$$

$$F_{1X} = 13152,5 \text{ N}$$

Silové poměry se zahrnutím rozkladu sil jsou na obr. 12.

obr. 12 - Silové poměry



Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = \frac{F_4 \cdot c + F_{1X} \cdot /a + b + c/ - F_3 \cdot \frac{D_1}{2}}{b + c} \quad /N/ \quad / 83 /$$

$$R_{AX} = R_{BX} - F_4 - F_{1X} \quad /N/ \quad / 84 /$$

$$R_{BY} = \frac{F_2 \cdot c - F_{1Y} \cdot /c + b/}{b + c} \quad /N/ \quad / 85 /$$

$$R_{AY} = F_2 - R_{BY} - F_{1Y} \quad /N/ \quad / 86 /$$

dáno: $a = 100 \text{ mm}$, $b = 250 \text{ mm}$, $c = 1330 \text{ mm}$

$F_2 = 12745 \text{ N}$, $F_3 = 2352 \text{ N}$, $F_4 = 3998,3 \text{ N}$

$F_{1Y} = 9444,2 \text{ N}$, $F_{1X} = 13152,5 \text{ N}$

dosazením hodnot do vzorců / 83 / - / 84 / dostaneme:

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = 16696,3 \text{ N}$$

$$R_{AX} = - 454,5 \text{ N} \text{ ..síla má opačný smysl než na obr. 12}$$

$$R_{BY} = 1284,2 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 2016,6 \text{ N}$$

dosazením výsledků do vzorců / 75 / a / 76 / dostaneme:

Výsledné síly v místech ložisek:

$$R_A = 2067,2 \text{ N}$$

$$R_B = 16745,6 \text{ N}$$

Pro další výpočet je uvažována větší z obou sil

$$R_B = 16745,6 \text{ N.}$$

Trvanlivost ložisek:

$$L_{hs} = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \quad /hod/ \quad / 87 /$$

dáno: soudečkové dvouřadé ložisko 22310 JB

$$X = 1, Y = 1,6, F_A = F_3 = 2352 \text{ N}, V = 1,$$

$$F_R = R_B = 16745,6 \text{ N}, m = 10/3 \text{ ..mocnitel}$$

$$n_1 = 2,438 \text{ s}^{-1}, C1 = 143000 \text{ N}, L_h = 10000 \text{ hod}$$

dosazením hodnot do vzorce / 77 / dostaneme:

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{\text{ekv}} = 20508,8 \text{ N}$$

dosazením do vzorce / 87 / dostaneme:

Trvanlivost ložisek:

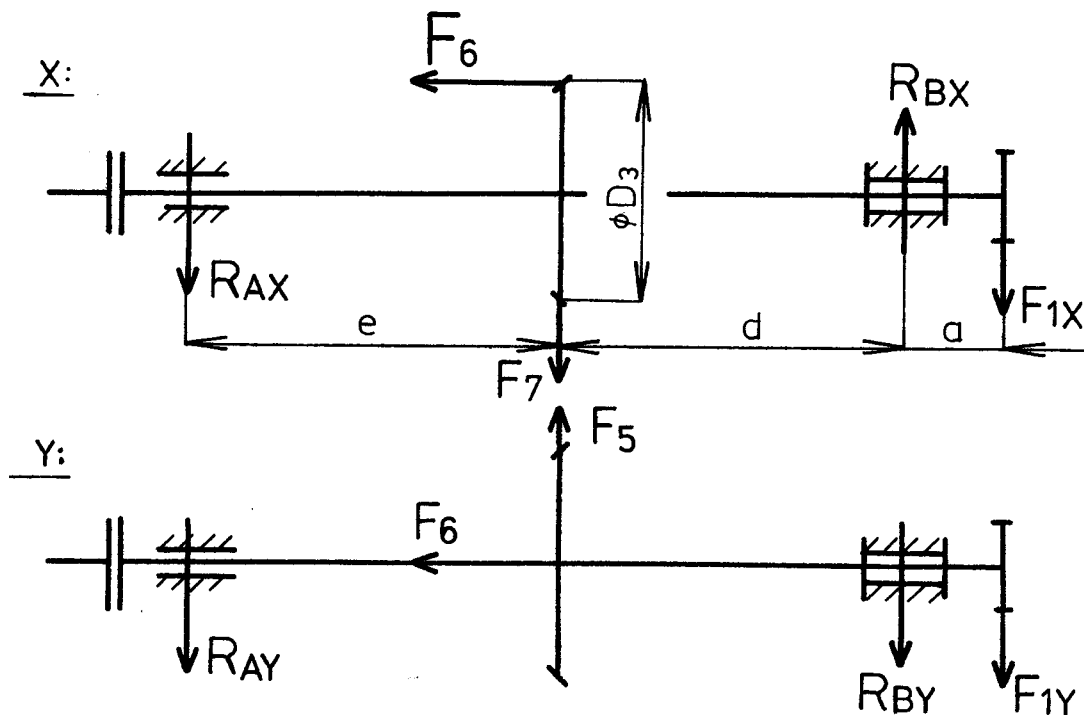
$$L_{h_s} = 69162,4 \text{ hod}$$

$$L_{h_s} > L_h \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje.}$$

Kontrola ložisek při urychlování

Sílové poměry při urychlování jsou na obr. 13.

obr. 13 - Sílové poměry



Obvodová síla na urychlovacím kuželovém kole:

$$F_5 = \frac{2 \cdot M_1}{D_3} \quad /N/ \quad / 88 /$$

Axiální síla na urychlovacím kuželovém kole:

$$F_6 = F_5 \cdot \operatorname{tg} \omega \cdot \sin \delta_3^v \quad /N/ \quad / 89 /$$

Radiální síla na urychlovacím kuželovém kole:

$$F_7 = F_5 \cdot \operatorname{tg} \omega \cdot \cos \delta_3^v \quad /N/ \quad / 90 /$$

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = \frac{F_7 \cdot e + F_{1X} \cdot /a + d + e/ - F_6 \cdot \frac{D_3}{2}}{d + e} \quad /N/ \quad / 91 /$$

$$R_{AX} = F_7 + F_{1X} - R_{BX} \quad /N/ \quad / 92 /$$

$$R_{BY} = \frac{F_5 \cdot e - F_{1Y} \cdot /a + d + e/}{d + e} \quad /N/ \quad / 93 /$$

$$R_{AY} = F_5 - R_{BY} - F_{1Y} \quad /N/ \quad / 94 /$$

dáno: $a = 100 \text{ mm}$, $d = 390 \text{ mm}$, $e = 1190 \text{ mm}$

$M_1 = 764,7 \text{ Nm}$, $D_3 = 288 \text{ mm}$, $\omega = 20^\circ$,

$\delta_3^v = 30^\circ 32' 51''$, $F_{1Y} = 9444,2 \text{ N}$, $F_{1X} = 13152,5 \text{ N}$

dosazením hodnot do vzorců / 88 / - / 94 / dostaneme:

Složky sil na kuželovém kole:

$$F_5 = 5310,4 \text{ N}$$

$$F_6 = 982,4 \text{ N}$$

$$F_7 = 1664,6 \text{ N}$$

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = 15149 \text{ N}$$

$$R_{AX} = -332 \text{ N} \dots \text{síla má opačný smysl než na obr. 13}$$

$$R_{BY} = -6042,3 \text{ N} \dots \text{síla má opačný smysl než na obr. 13}$$

$$R_{AY} = 1908,5 \text{ N}$$

dosazením výsledků do vztahu / 75 / a / 76 / dostaneme:

Výsledné síly v místech ložisek:

$$R_A = 1937,2 \text{ N}$$

$$R_B = 16309,6 \text{ N}$$

Pro další výpočet používám větší ze sil - $R_B = 16309,6 \text{ N}$.

dáno: $X = 1$, $Y = 1,6$, $F_R = R_B = 16309,6 \text{ N}$,

$$V = 1$$
 , $F_A = F_G = 982,4 \text{ N}$

dosazením hodnot do vztahu / 77 / dostaneme:

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{ekv} = 17881 \text{ N}$$

dáno: $C1 = 143000 \text{ N}$, $F_{ekv} = 17881 \text{ N}$, $n_1 = 2,438 \text{ s}^{-1}$

dosazením hodnot do vztahu / 87 / dostaneme:

Trvanlivost ložisek:

$$Lh_s = 108737,6 \text{ hod}$$

$$Lh_s > Lh \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje.}$$

Vzhledem k tomu, že druhá polovina hřídele, která je s první spojena spojkou BKN 200 - 50 x 50 ON 02 6432.11, je méně namáhána, není proveden další výpočet ložisek na průběžné hřídeli a ložiska jsou volena stejná 22310.

c/ Kontrola vnitřních ložisek v převodové skříní

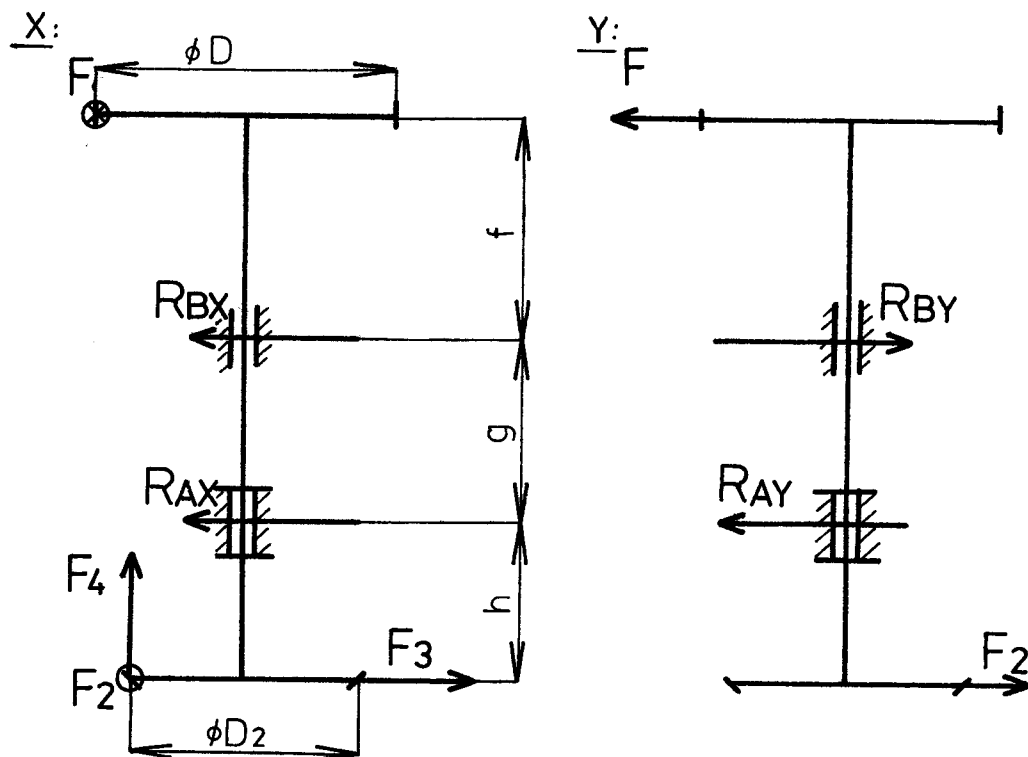
Silové poměry jsou znázorněny na obr.14.

Obvodová síla na řetězovém kole:

$$F = \frac{M_k}{D} \quad /N/$$

/ 95 /

obr. 14 - Silové poměry



složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = \frac{F_4 \cdot \frac{D_2}{2} - F_3 \cdot h}{g} \quad /N/ \quad / 96 /$$

$$R_{AX} = F_3 - R_{BX} \quad /N/ \quad / 97 /$$

$$R_{BY} = \frac{F_2 \cdot h + F \cdot f + g}{g} \quad /N/ \quad / 98 /$$

$$R_{AY} = R_{BY} - F + F_2 \quad /N/ \quad / 99 /$$

dáno: $M_k = 1300 \text{ Nm}$, $D = 591,91 \text{ mm}$

dosazením hodnot do vzorce / 95 / dostaneme:

Obvodová síla na řetězovém kole:

$$F = 2196,3 \text{ N}$$

dáno: ze zákona akce a reakce jsou dosazeny síly

$$F_4 = 3998,3 \text{ N} , F_2 = 12745 \text{ N} , F_3 = 2352 \text{ N}$$

dáno: $D_2 = 204 \text{ mm}$, $f = 95 \text{ mm}$, $g = 90 \text{ mm}$, $h = 70 \text{ mm}$
dosazením hodnot do vzorců / 96 / - / 99 / dostaneme:

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = - 1013,6 \text{ N} \text{ ..síla má opačný smysl než na obr.14}$$

$$R_{AX} = 3365,7 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 14427,4 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 24976 \text{ N}$$

dosazením výsledků do vztahu / 75 / a / 76 / dostaneme:

Výsledné síly v místech ložisek:

$$R_A = 25201,8 \text{ N}$$

$$R_B = 14463 \text{ N}$$

Ložisko v místě A

dáno: volím kuželíkové ložisko jednořadé 50110 E ,
 $X = 1$, $Y = 0$, $V = 1$, $F_R = R_A = 25201,8 \text{ N}$,
 $F_A = F_4 = 3998,3 \text{ N}$, $C1 = 88000 \text{ N}$, $m = 10/3$
hodnoty jsou voleny dle lit. / 2 / - str.169

dosazením hodnot do vztahu / 77 / dostaneme:

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{\text{ekv}} = 25201,8 \text{ N}$$

dáno: $C1 = 88000 \text{ N}$, $F_{\text{ekv}} = 25201,8 \text{ N}$, $m = 10/3$,
 $n = 1,434 \text{ s}^{-1}$, $Lh_A = 10000 \text{ hod}$

dosazením hodnot do vztahu / 87 / dostaneme:

Trvanlivost ložiska:

$$Lh = 12511,7 \text{ hod}$$

$$Lh > Lh_A \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje.}$$

Ložisko v místě B

dáno: volím kuželíkové ložisko jednořadé 32209 E

$$X = 1, Y = 0, V = 1, F_R = R_B = 14463 \text{ N},$$

$$F_A = 0, C1 = 65000 \text{ N}, m = 10/3$$

hodnoty jsou voleny dle lit. / 2 / - str.169

dosazením hodnot do vzťahu / 77 / dostaneme:

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{ekv} = 18337,4 \text{ N}$$

dáno: $C1 = 65000 \text{ N}$, $F_{ekv} = 18337,4 \text{ N}$, $m = 10/3$,

$$n = 1,434 \text{ s}^{-1}, Lh_B = 10000 \text{ hod}$$

dosazením hodnot do vzťahu / 87 / dostaneme:

Trvanlivost ložiska:

$$Lh = 13154,3 \text{ hod}$$

$$Lh > Lh_B \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje.}$$

d/ Kontrola ložisek umožňující urychlení

Sílové poměry jsou znázorněny na obr.15.

Složky sil v místech ložisek:

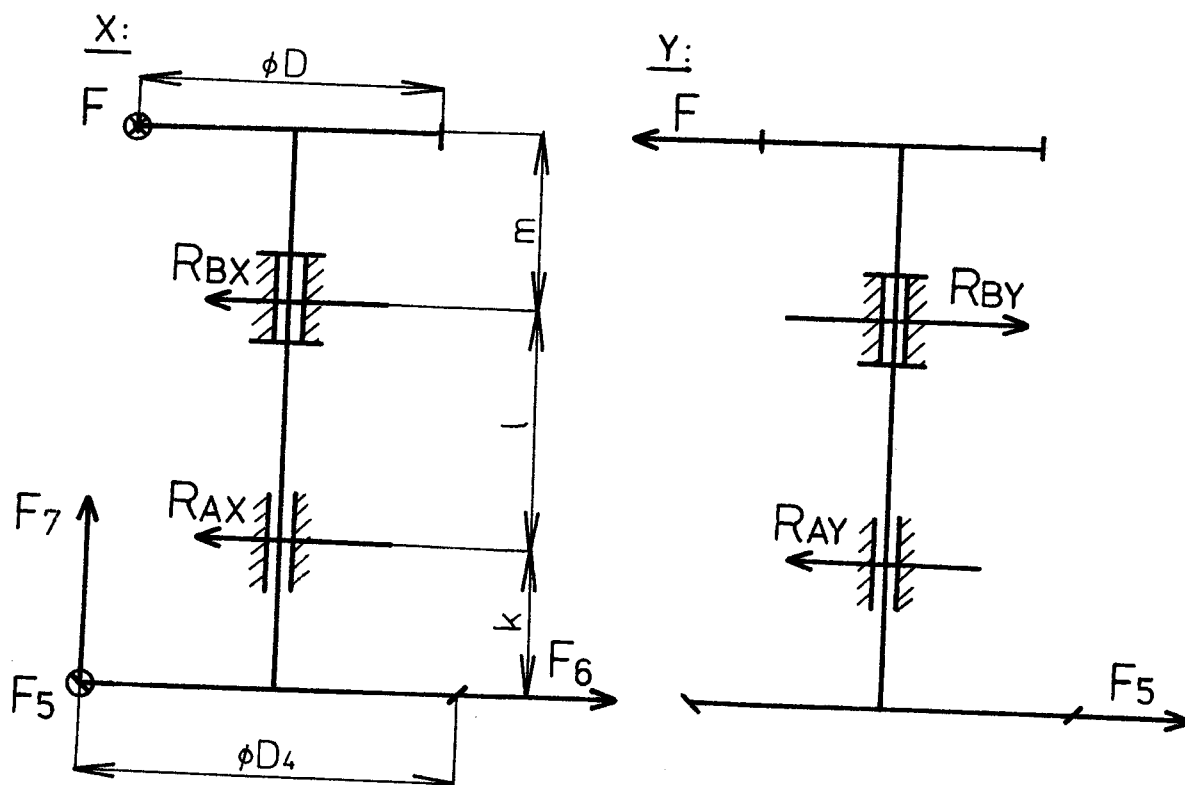
$$R_{BX} = \frac{F_7 \cdot \frac{D_4}{2} - F_6 \cdot k}{1} \quad /N/ \quad / 100 /$$

$$R_{AX} = F_6 - R_{BX} \quad /N/ \quad / 101 /$$

$$R_{BY} = \frac{F_5 \cdot k + F_5/m + 1}{1} \quad /N/ \quad / 102 /$$

$$R_{AY} = R_{BY} + F_5 - F \quad /N/ \quad / 103 /$$

obr. 15 - Silové poměry



dáno: $D_4 = 488 \text{ mm}$, $k = 45 \text{ mm}$, $l = 70 \text{ mm}$, $m = 55 \text{ mm}$

ze zákona akce a reakce jsou dosazeny síly

$F_5 = 5310,4 \text{ N}$, $F_6 = 982,4 \text{ N}$, $F_7 = 1664,6 \text{ N}$

dosazením hodnot do vzorců / 100 / - / 103 / dostaneme:

Složky sil v místech ložisek:

$$R_{BX} = 5170,8 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 7335,8 \text{ N}$$

$$R_{AX} = -4188,4 \text{ N} \text{ ..síla má opačný smysl než na obr.15}$$

$$R_{AY} = 10449,9 \text{ N}$$

dosazením výsledků do vztahu / 75 / a / 76 / dostaneme:

Výsledné síly v místech ložisek:

$$R_A = 11258 \text{ N}$$

$$R_B = 8975 \text{ N}$$

Ložisko v místě A

dáno: volím kuličkové ložisko jednořadé 6030 ,
 $X = 1$, $Y = 0$, $V = 1$, $F_R = R_A = 11258 \text{ N}$,
 $F_A = 0$, $C1 = 96500 \text{ N}$, $m = 3$

hodnoty jsou voleny dle lit. / 2 / - str.88
dosazením hodnot do vztahu / 77 / dostaneme:

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{\text{ekv}} = 11258 \text{ N}$$

dáno: $C1 = 96500 \text{ N}$, $F_{\text{ekv}} = 11258 \text{ N}$, $m = 3$,
 $n_u = 1,439 \text{ s}^{-1}$, $Lh_A = 10000 \text{ hod}$

dosazením hodnot do vztahu / 87 / dostaneme:

Trvanlivost ložiska:

$$Lh = 121572,4 \text{ hod}$$

$$Lh > Lh_A \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje.}$$

Životnost ložiska nebude využita, ale z konstrukčních důvodů ložisko 6030 maximálně vyhovuje.

Ložisko v místě B

dáno: volím kuličkové ložisko jednořadé 6214 ,
 $X = 1$, $Y = 0$, $V = 1$, $F_R = R_B = 8975 \text{ N}$,
 $F_A = F_7 = 1664,6 \text{ N}$, $C1 = 48000 \text{ N}$, $m = 3$

hodnoty jsou voleny dle lit. / 2 / - str.86
dosazením hodnot do vztahu / 77 / dostaneme:

Ekvivalentní síla pro určení ložiska:

$$F_{\text{ekv}} = 8975 \text{ N}$$

dáno: $C1 = 48000 \text{ N}$, $F_{\text{ekv}} = 8975 \text{ N}$, $m = 3$,
 $n_u = 1,439 \text{ s}^{-1}$, $Lh_B = 10000 \text{ hod}$

dosazením hodnot do vztahu / 77 / dostaneme:

Trvanlivost ložiska:

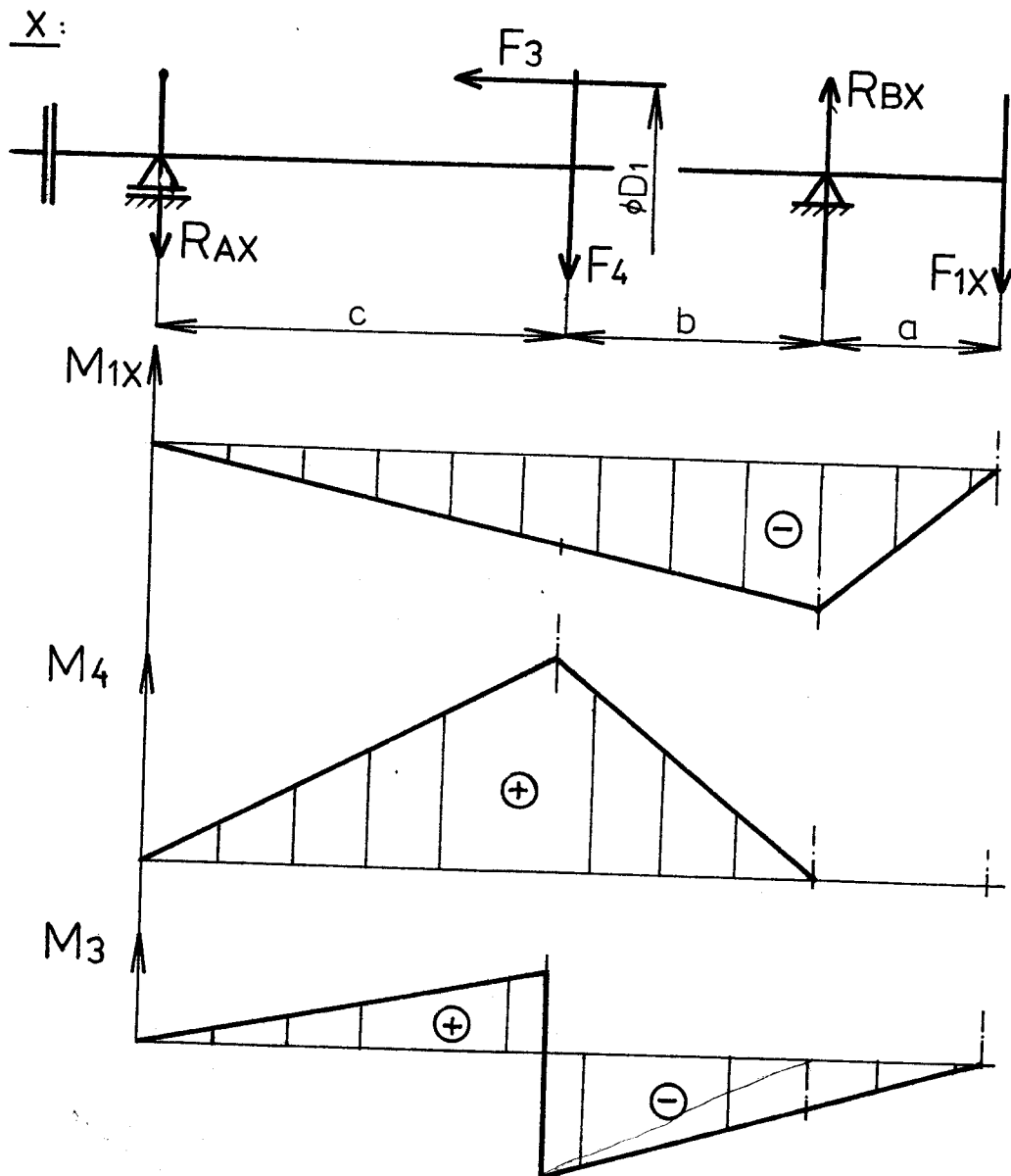
$$L_h = 29529,6 \text{ hod}$$

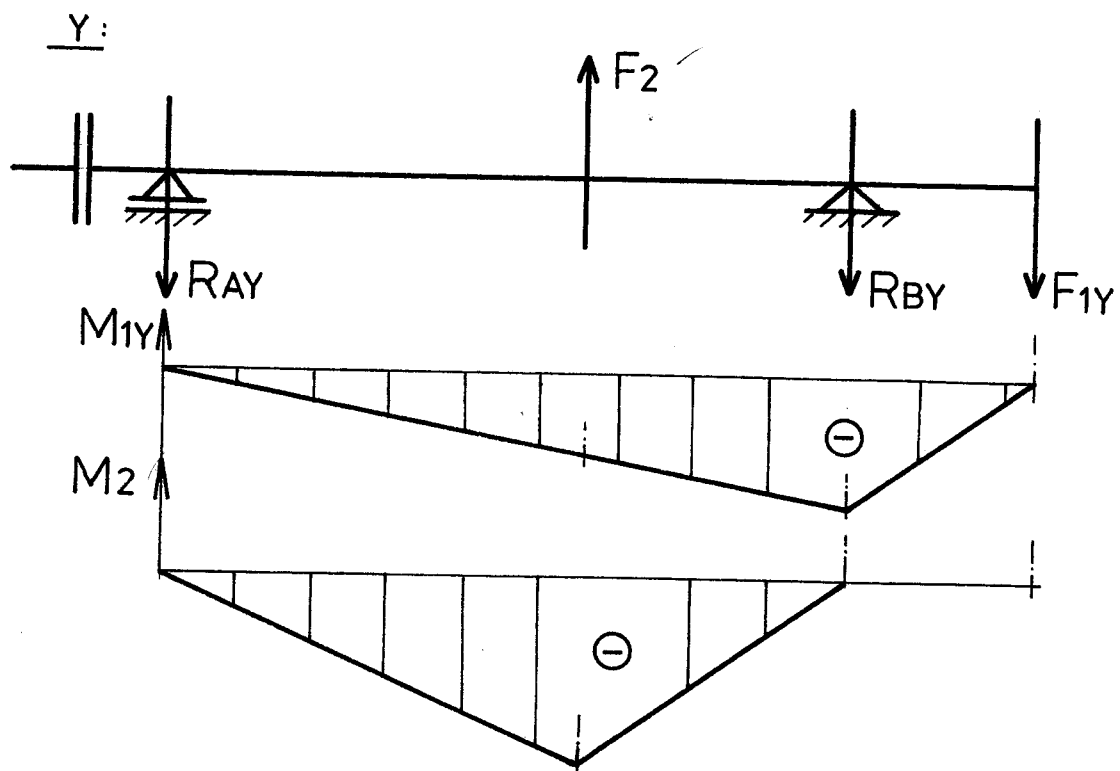
$$L_h > L_{h_B} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje.}$$

3.10 KONTROLA PRUBĚŽNÉHO HŘÍDELE

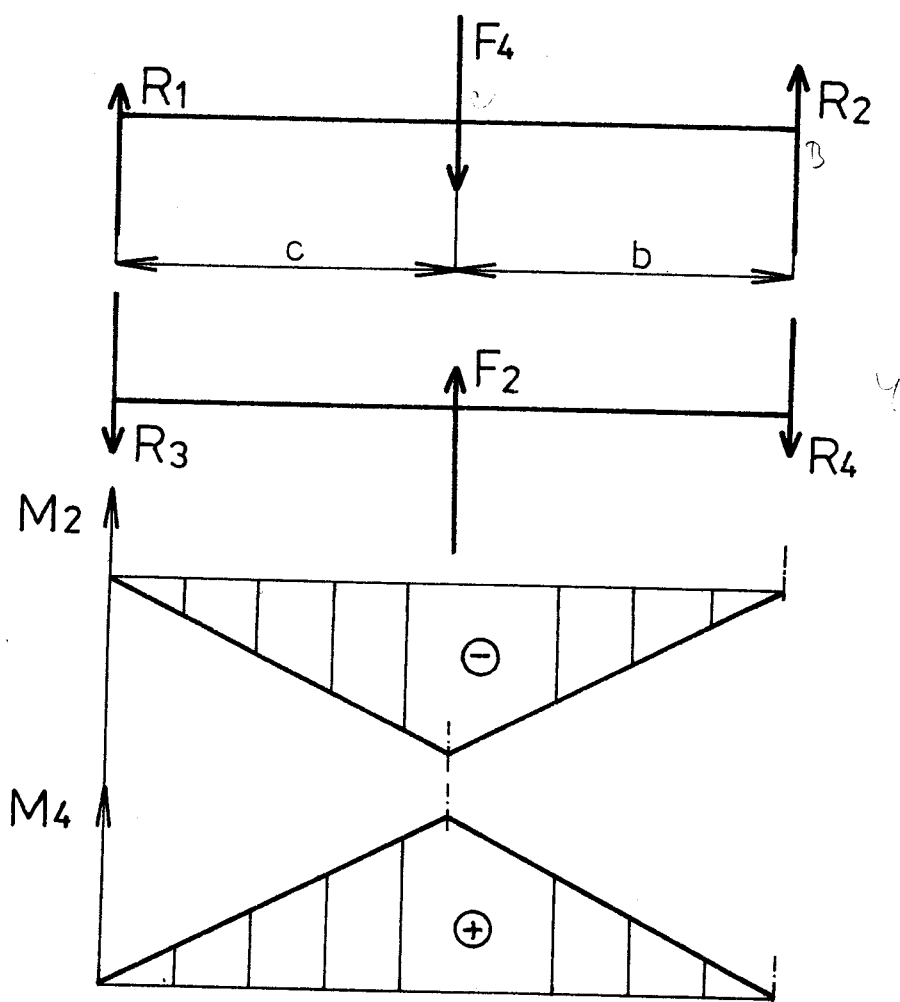
Při grafickém znázornění a početním řešení je použita superpoziční metoda. Silové poměry na průběžném hřídeli a momentové obrazce jsou znázorněny na obr.16.

obr. 16 - Momentové obrazce silových poměrů

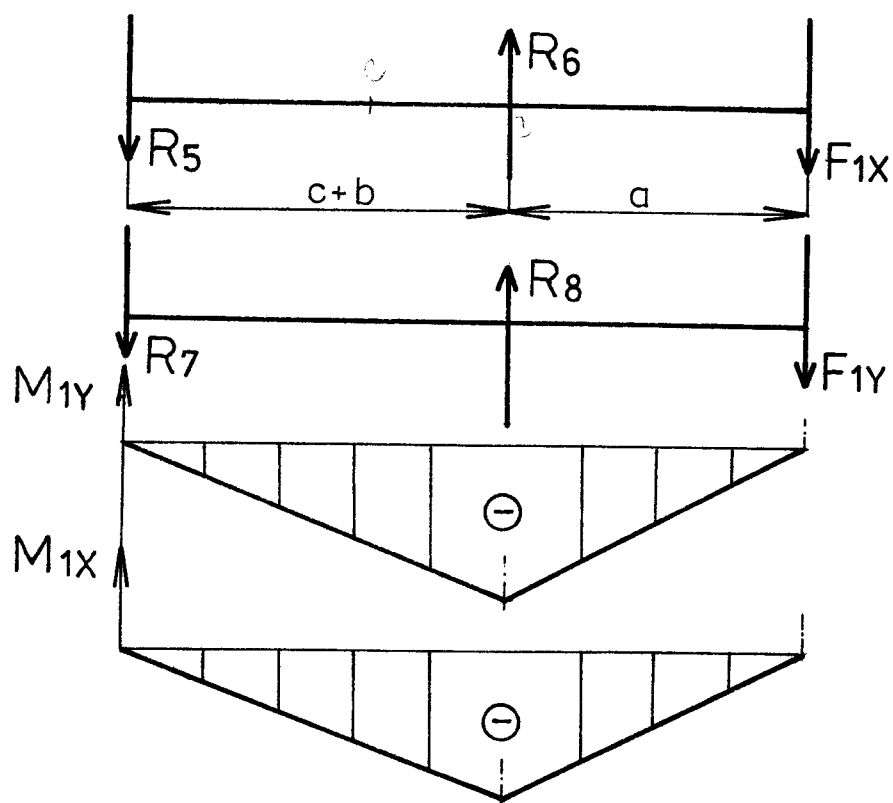




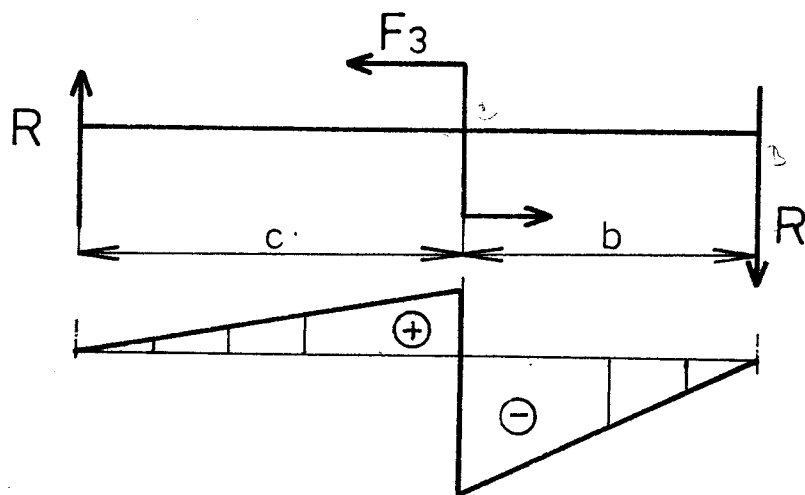
obr. 17 - Silové poměry u F_4 a F_2



obr. 18 - Silové poměry u F_{1X} a F_{1Y}



obr. 19 - Silové poměry u F_3



Výpočet reakcí od sil F_4 , F_2 , F_{1X} , F_{1Y} a F_3

$$R_1 = \frac{F_4 \cdot b}{c + b} \quad /N/ \quad / 104 /$$

$$R_2 = F_4 - R_1 \quad /N/ \quad / 105 /$$

$$R_3 = \frac{F_2 \cdot b}{c + b} \quad /N/ \quad / 106 /$$

$$R_4 = F_2 - R_3 \quad /N/ \quad / 107 /$$

$$R_6 = \frac{F_{1X} \cdot /a + b + c/}{b + c} \quad /N/ \quad / 108 /$$

$$R_5 = R_6 - F_{1X} \quad /N/ \quad / 109 /$$

$$R_8 = \frac{F_{1Y} \cdot /a + b + c/}{b + c} \quad /N/ \quad / 110 /$$

$$R_7 = R_8 - F_{1Y} \quad /N/ \quad / 111 /$$

$$R = \frac{F_3 \cdot D_1}{2 \cdot /b + c/} \quad /N/ \quad / 112 /$$

Výpočet momentů v místě ozubeného kola /označeno - C/
a místě reakce R_B /označeno - B/.

místo B:

$$M_{1Xmax} = F_{1X} \cdot a \quad /Nm/ \quad / 113 /$$

$$M_{1Ymax} = F_{1Y} \cdot a \quad /Nm/ \quad / 114 /$$

$$M_{3/a/} = R \cdot a \quad /Nm/ \quad / 115 /$$

místo C:

$$M_{1X/c/} = R_5 \cdot c \quad /Nm/ \quad / 116 /$$

$$M_{1Y/c/} = R_7 \cdot c \quad /Nm/ \quad / 117 /$$

$$M_{2\max} = R_3 \cdot c \quad /Nm/ \quad / 118 /$$

$$M_{4\max} = R_1 \cdot c \quad /Nm/ \quad / 119 /$$

$$M_{3/+} = R \cdot c \quad /Nm/ \quad / 120 /$$

$$M_{3/-} = R \cdot b \quad /Nm/ \quad / 121 /$$

Součet dílčích momentů:

rovina X - místo B

$$M_{BX} = - M_{1X\max} - M_{3/a} \quad /Nm/ \quad / 122 /$$

- místo C

$$M_{CX1} = M_{4\max} - M_{1X/c} + M_{3/+} \quad /Nm/ \quad / 123 /$$

$$M_{CX2} = M_{4\max} - M_{1X/c} - M_{3/-} \quad /Nm/ \quad / 124 /$$

rovina Y - místo C

$$M_{CY} = - M_{1Y/c} - M_{2\max} \quad /Nm/ \quad / 125 /$$

- místo B

$$M_{BY} = - M_{1Y\max} \quad /Nm/ \quad / 126 /$$

Výsledné momenty v místech C a B:

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2} \quad /Nm/ \quad / 127 /$$

$$M_B = \sqrt{M_{BX}^2 + M_{BY}^2} \quad /Nm/ \quad / 128 /$$

dáno: $F_{1X} = 13152,5 \text{ N}$, $F_{1Y} = 9444,2 \text{ N}$, $F_2 = 12745 \text{ N}$,
 $F_3 = 2352 \text{ N}$, $F_4 = 3998,3 \text{ N}$, $D_1 = 120 \text{ mm}$,
 $a = 100 \text{ mm}$, $b = 250 \text{ mm}$, $c = 1330 \text{ mm}$

dosazením hodnot do vzorců / 104 / - / 112 / dostaneme:

Reakce od zadaných sil:

$$R_1 = 632,6 \text{ N}$$

$$R_2 = 3365,7 \text{ N}$$

$$R_3 = 2016,6 \text{ N}$$

$$R_4 = 10728,4 \text{ N}$$

$$R_6 = 13984,9 \text{ N}$$

$$R_5 = 832,4 \text{ N}$$

$$R_8 = 4251,4 \text{ N}$$

$$R_7 = 253,1 \text{ N}$$

$$R = 89,3 \text{ N}$$

dosazením výsledků do vzorců / 113 / - / 121 / dostaneme:

Díleční momenty od sil a reakcí:

$$M_{1Xmax} = 1315,3 \text{ Nm}$$

$$M_{1Ymax} = 944,4 \text{ Nm}$$

$$M_{3/a/} = 8,9 \text{ Nm}$$

$$M_{1X/c/} = 1107,1 \text{ Nm}$$

$$M_{1Y/c/} = 336,6 \text{ Nm}$$

$$M_{2max} = 2682,1 \text{ Nm}$$

$$M_{4max} = 841,4 \text{ Nm}$$

$$M_{3/+ /} = 118,8 \text{ Nm}$$

$$M_{3/- /} = 22,3 \text{ Nm}$$

dosazením výsledků do vzorců / 122 / - / 126 / dostaneme:

Součet dílčích momentů:

$$M_{BX} = 1324,2 \text{ Nm}$$

$$M_{CX1} = - 146,9 \text{ Nm}$$

$$M_{CX2} = - 288,0 \text{ Nm}$$

Protože $M_{CX2} > M_{CX1} \Rightarrow$ pro další výpočet platí -

$$M_{CX2} = M_{CX} \cdot$$

$$M_{CY} = - 3018,7 \text{ Nm}$$

$$M_{BY} = - 944,4 \text{ Nm}$$

dosazením výsledků do vzorců / 127 / - / 128 / dostaneme

Výsledné momenty v místech C a B:

$$M_C = 3032,4 \text{ Nm}$$

$$M_B = 1626,5 \text{ Nm}$$

Kontrola hřídele je provedena v místě C, kde je průřez hřídele ztenčen drážkou pro pero.

Kontrola hřídele na krut:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad / \text{MPa} / \quad / 129 /$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (d - h)^3}{16} \quad / \text{m}^3 / \quad / 130 /$$

dáno: $M_k = 1958,4 \text{ Nm}$..moment na řetěz. kole průběžné hřídele

$d = 55 \text{ mm}$, $h = 6,2 \text{ mm}$.. pro pero 16h7×10×1200
určeno ze strojnických tabulek

materiál volím 14 260.7 .. $R_m = 1309 \text{ MPa}$,

$$\tau_{Dk} = 250 \text{ MPa} , \quad \sigma_{Do} = 500 \text{ MPa}$$

dosazením hodnot do vzorců / 129 / - / 130 / dostaneme:

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = 2,28 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\tau_k = 85,9 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \Rightarrow \text{hřídel na krut vyhovuje.}$$

Kontrola hřídele na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad / \text{MPa} / \quad / 131 /$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (d - h)^3}{32} \quad / \text{m}^3 / \quad / 132 /$$

dáno: $M_o = M_c = 3032,4 \text{ Nm}$, $d = 55 \text{ mm}$, $h = 6,2 \text{ mm}$,
 $\sigma_{Do} = 500 \text{ MPa}$

dosazením hodnot do vzorců / 131 / - / 132 / dostaneme:

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = 11,41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_o = 256,8 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa} \Rightarrow \text{hřídel na ohyb vyhovuje.}$$

Kontrola hřídele na současné namáhání krutem a ohybem
a na únavu materiálu:

Při výpočtu vycházím z literatury / 1 /.

Mez únavy na ohyb:

$$\sigma_c = 0,43 \cdot \sigma_p \cdot \eta_o \cdot v_o \quad / \text{MPa} / \quad / 133 /$$

Mez únavy na krut:

$$\tau_c = 0,25 \cdot \sigma_p \cdot \eta_k \cdot v_k \quad / \text{MPa} / \quad / 134 /$$

Součinitel vlivu velikosti:

$$v_o = v_k = 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot c}{d}} \quad / 135 /$$

Bezpečnost v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_o} \quad / 136 /$$

Bezpečnost v krutu:

$$k_\tau = \frac{\tau_c}{\tau_k} \quad / 137 /$$

Celková bezpečnost:

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad / 138 /$$

dáno: materiál hřídele - 14 260.7 .. $R_m = \sigma_p = 1509$ MPa ,

$\eta_o = 0,9$..souč. vlivu jakosti povrchu pro ohyb

$\eta_k = 0,95$..souč. vlivu jakosti povrchu pro krut

η_o a η_k - lit. / 1 / - obr.22 / str.42

$c = 0,035$..materiálová konst. tab.3 / str.39

dosazením hodnot do vzorců / 133 / - / 134 / dostaneme:

Meze únavy:

$\sigma_c = 604,8$ MPa

$\tau_c = 371,2$ MPa

dosazením výsledků do vzorců / 135 / - / 137 / dostaneme:

Součinitel vlivu velikosti:

$v_o = v_k = v = 1,0357$

Bezpečnosti v ohybu a krutu:

$k_\sigma = 2,355$

$k_\tau = 4,321$

dosazením výsledků do vzorce / 138 / dostaneme:

Celkovou bezpečnost:

$k = 2,06 \Rightarrow$ navržená hřídel silovým účinkům vyhovuje.

3.11 VOLNOBĚŽNÁ VÁLEČKOVÁ SPOJKA

Výpočet a konstrukce volnoběžné válečkové spojky /dále jen spojky/ je proveden podle ON 02 6405.

Použití:

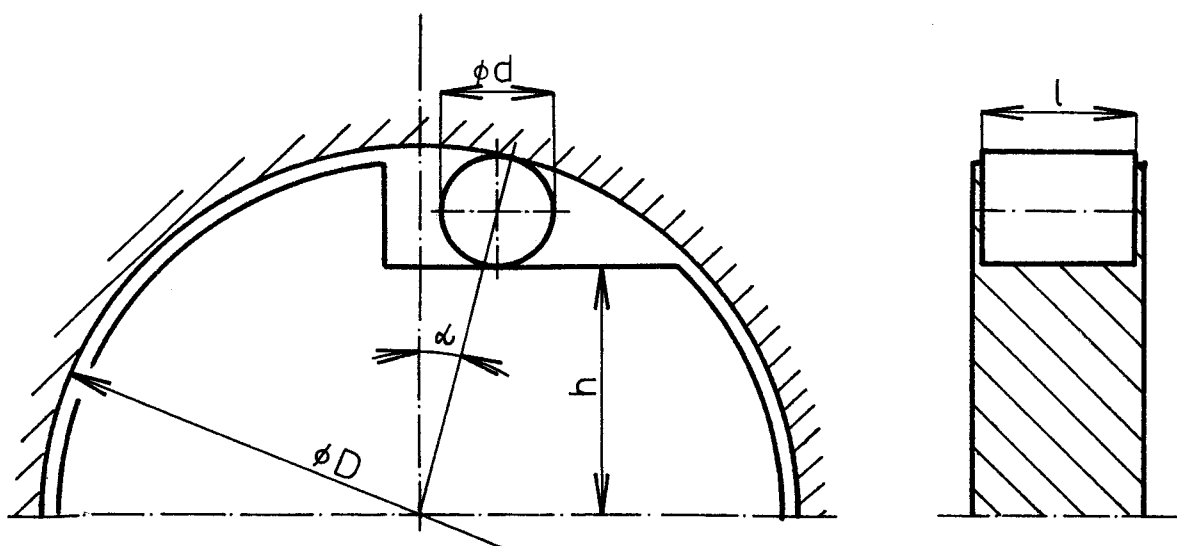
Spojka se používá v případech, kdy je třeba jedním směrem předávat krouticí moment a druhým směrem musí spojka dovolovat volné protáčení.

Funkce:

Mezi náběhy různě konstrukčně provedenými na vnitřním kotouči a vnitřní kruhové části vnějšího kotouče jsou při otáčení sevřeny válečky a vyvozeným třením je přenášen krouticí moment. Při otáčení opačným směrem se válečky uvolní a spojka se volně protáčí.

Spojky jsou obvykle konstruovány tak, že jsou zabudované do další skupiny, takže většinou netvoří zcela samostatný celek. Doporučuje se spojku přibližně jednou za půl roku vyčistit a mírně namazat řídkým nelepavým olejem.

obr. 20 - Schema spojky



VÝPOČET VELIKOSTI SPOJKY

Výpočet dle ON 02 6405 je proveden ve starých jednotkách.

Průměr válečku:

$$d = \frac{1200}{\sigma_{dov}} \cdot \frac{M_k}{z \cdot D \cdot \psi \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad / \text{cm} / \quad / 139 /$$

Délka válečku:

$$l = \psi \cdot d \quad / \text{cm} / \quad / 140 /$$

Koordináta opěrné plochy:

$$h = \frac{1}{2} // D - d / \cdot \cos \alpha - d / \quad / \text{cm} / \quad / 141 /$$

Dovolенý kroutící moment:

$$M_{dov} = \frac{1,43 \cdot \sigma_{dov}^2 \cdot z \cdot D \cdot l \cdot d \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{E} \quad / \text{kpcm} / \quad / 142 /$$

dáno: $M_k = 1300 \text{ Nm} \approx 13000 \text{ kpcm}$

dovolенý měrný tlak styčných součástí	při tvrdosti součástí 60 HRC $\sigma_{dov} = 15000 \text{ kp/cm}^2$
vnitřní průměr vnějšího kotouče	zvolen dle M_k , konstr. podmínek $D = 22 \text{ cm}$
úhel záběru válečků	Závislý na souč. tření. V lit. doporučeno pro ocelové kalené součástky $\alpha = 7^\circ$
vztah délky a průměru válečku	obvyčejně $\psi = 1,5$

dosazením hodnot do vzorce / 139 / dostaneme:

Průměr válečku:

$d = 2,43 \text{ cm}$ volím dle rozměrové řady válečků $d_v = 2,5 \text{ cm}$

dosazením výsledku do vzorců / 140 / - / 141 / dostaneme

Délka válečku:

$$l = 3,75 \text{ cm}$$

Koordináta opěrné plochy:

$$h = 8,48 \text{ cm}$$

dáno: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$.. modul
pružností , $M_k = 13000 \text{ kpcm}$

dosazením hodnot do vzorce / 142 / dostaneme:

Dovolенý kroutící moment:

$$M_{\text{dov}} = 13\,504,1 \text{ kpcm}$$

$$M_{\text{dov}} > M_k \Rightarrow \text{navržená spojka vyhovuje.}$$

Základní přiřazení součástí:

Vnější kotouč $D = 220 \text{ mm}$

Vnitřní kotouč - provedení 16

Váleček $25 \times 36 \text{ mm}$

Počet válečků 7

Držák válečku - velikost 12

Tlačná pružina - velikost $7,3/1 \times 32 \text{ mm}$

Kámen - velikost $32 \times 36 \text{ mm}$

3.12 Výpočet hlavních hnacích motorů pro různé rozsahy rychlostí transportních řetězů:

K výpočtu byly použity vztahy / 2 / - / 6 /.

dáno: $D = 591,91 \text{ mm}$, $M_k = 1300 \text{ Nm}$, $P_{ov} = P_{eh} = 3000 \text{ W}$,

$$\eta = 0,83$$

dosazením hodnot dostaneme:

$v \text{ /m/min/}$	3 - 30	6 - 60	12,5 - 125	16 - 160
$n \text{ /1/min/}$	16,133	32,266	67,221	86,043
$P \text{ /W/}$	2196,3	4392,6	9151,2	11713,6
$P_{Cteor} \text{ /W/}$	10392,6	14785,2	24302,4	29426
$P_{Csk} \text{ /W/}$	12521,2	17813,5	29280	35665
volen motor	MO 160M-T	MO 160 L2-T	MB 160L1	
$P_m \text{ /kW/}$	9,6 kW	14,7 kW	30 kW	
$n_m \text{ /1/min/}$	3290	2990	3060	

Navržené motory jsou zvoleny s ohledem na praktickou účinnost strojního zařízení, která je větší než účinnost teoreticky vypočtená. Tyto motory Elitex Chrastava běžně používá.

4. NOVÉ KONCEPCE USPOŘÁDÁNÍ POHONU

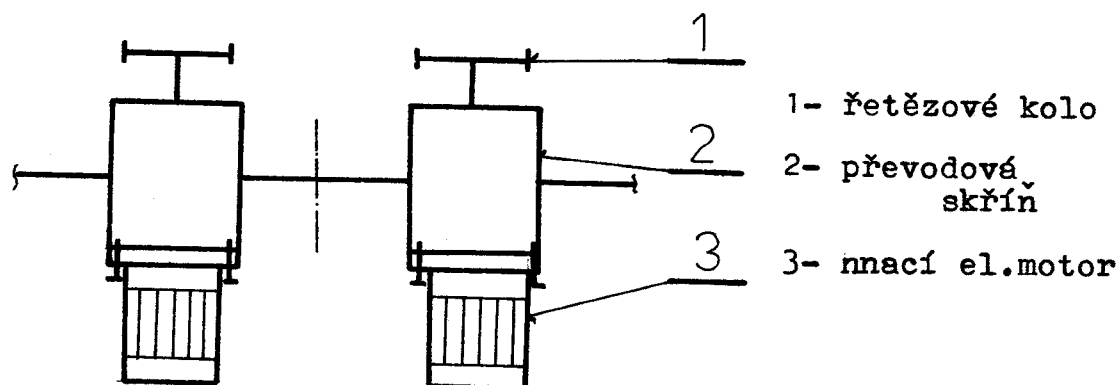
Prudký rozvoj elektrotechniky a elektroniky zaznamenaný v posledních letech zapříčinil, že výrobci textilních strojů vybavují své stroje moderní elektronikou, sloužící především pro kontrolní činnost. Tento trend není jenom módní, sloužící k získání obchodního partnera, ale má své nezastupitelné místo ve zvýšení kvality a produktivity práce.

Na mezinárodní výstavě textilních strojů v Paříži - ITMA 1987 se někteří výrobci napínacích sušicích a fixačních strojů představili s novým uspořádáním pohonu. Místo jednoho hlavního stejnosměrného motoru s regulací používají výrobci: AIR INDUSTRIE, BABCOCK, MONFORTS dvou samostatných menších motorů, který každý pohání svůj řetěz.

Konstrukce uspořádání:

Na příčném vedení je posuvně upevněna převodová skříň, u které vystupující hřídel je spojen s řetězovým kolem pohánějící transportní řetěz. Hnací regulační elektromotor je pevně spojen s převodovou skříní pomocí příruby a při přestavování šířky zpracovávané textilie se spolu s ní pohybuje.

obr. 21 - Kinematické schema pohonu



- Výhody: - rychlosti levého a pravého řetězu jsou naprosto synchronizované digitálním řídicím systémem
- úspora mechanických částí
 - zmenšené nároky na údržbu snížením mechanicky opotřebovatelných dílů
 - různé rychlosti řetězů lze dosáhnout pomocí ovládacího panelu
 - při vhodném výběru přídatného zařízení je možné bez nákladných doplňků připojení mikroprocesorového řízení

Touto koncepcí pohonu se k. p. Elitex Chrastava zabýval už dříve, ale nenašel dodavatele elektrického a elektronického vybavení NSF 4580.3 . Proto musel od vývoje ustoupit a realizoval svůj program výzkumu a vývoje v závislosti na vlastní výrobě a potvrzených dodavatelsko odběratelských smluv.

Pokud by se našel výrobce vyhovujících regulačních motorů, snímací, vyhodnocovací a regulační techniky a vyřešily by se otázky licenční politiky, mohly by se zkušenosti z ITMY 87 objevit ve výrobním plánu k. p. Elitex Chrastava.

5. ZÁVĚR

Diplomová práce řeší uspořádání náhonu napínacího sušicího a fixačního stroje NSF - Elitex 4580.3 .

Je zde vyřešena nezávislá změna polohy pohybujících se článků jednoho řetězu vůči druhému vpřed i vzad. Pohyb vzad je však technologicky nepřípustný, proto transportní řetěz nemá pro tento smysl pohybu najížděcí plochy.

Náhon odtahovacího válce je odvozen od průběžné hřídele, proto není ovlivněn změnou polohy článků řetězu vůči sobě.

Změna rychlosti transportních řetězů může být provedena pouze urychlením. Řídicí regulační systém by neměl přivádět elektrickou energii do obou urychlovačů, resp. elektromagnetických spojek, současně a tím urychlovat obě strany najednou. Urychlení zpočívá v záběru druhého ozubeného soukolí sepnutím el. magnetické spojky. Druhý pár ozubených kol má převod do rychla vůči prvému páru, kterým rozpojí volnoběžnou válečkovou spojku a přejímá úlohu hnacího páru ozubených kol. Urychlení končí přerušením dodávky el. proudu do urychlovače.

Technologickou výhodou je to, že urychlení probíhá v poměru k rychlosti řetězu. Ozubená kuželová kola mohou být výměnná a tím se může nastavovat poměr urychlení.

Touto konstrukcí se ušetří dva el. motory, dva diferenciály a složitější konstrukce svařence výstupního rámu. Hlavní elektromotor a převodová skříň Albox jsou součástí bočnice a dovolují snadný přístup do prostoru hlavního pohonu. Hluk chodu stroje by se měl snížit, protože ubylo ozubených soukolí v záběru, což by mělo přispět ke zlepšení pracovního prostředí obsluhy.

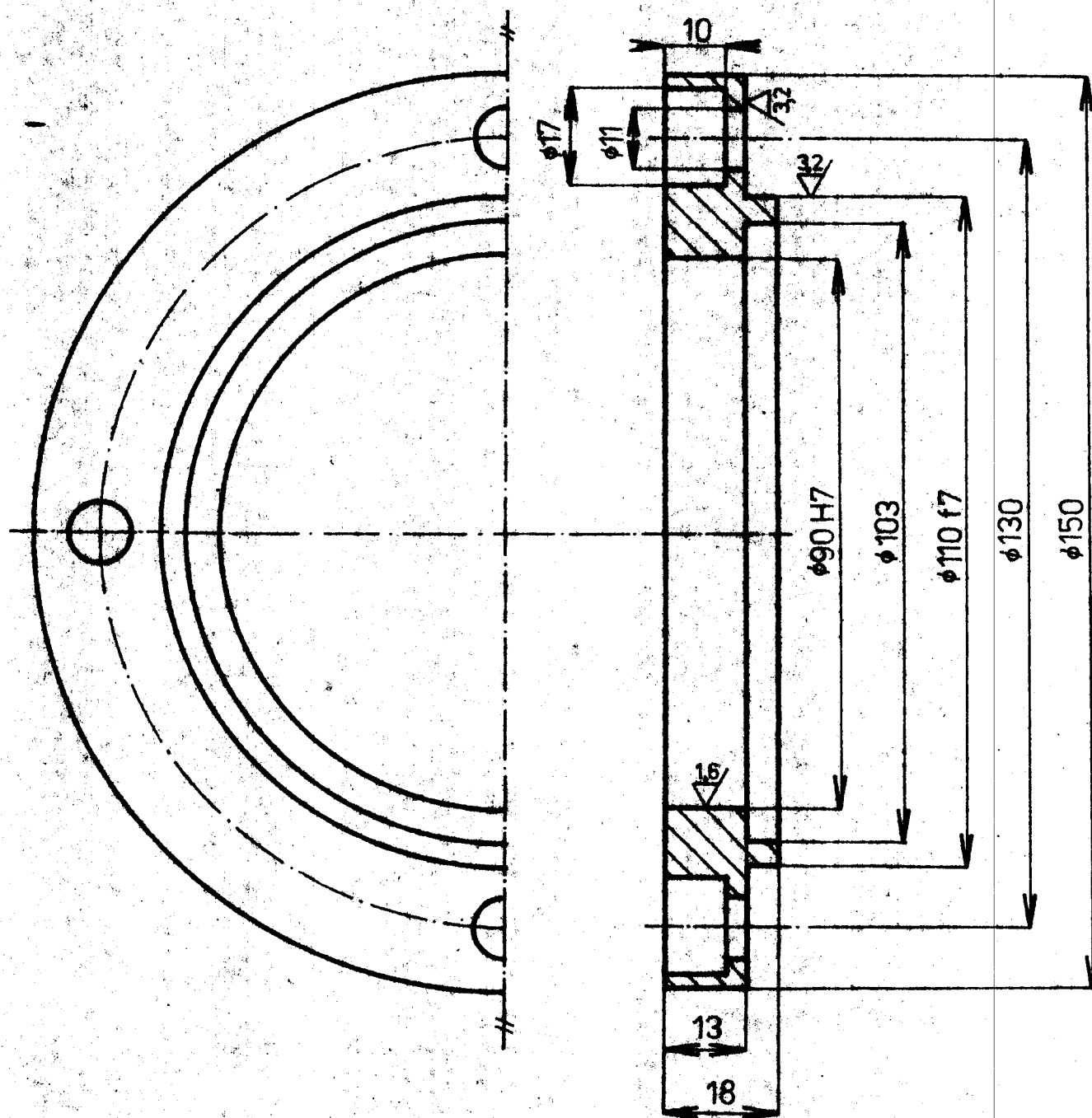
S E Z N A M L I T E R A T U R Y :

- / 1 / - Prášil, L. a kol. : Části strojů a mechanismů -
cvičení , VŠST , 1984
- / 2 / - Frohlich, J. a kol. : Valivá ložiska - katalog
SNTL , Praha 1980
- / 3 / - Bohatý, J. , Pajgrt, F. : Mechanická technologie
zušlechťování pro 3. a 4. ročník, SNTL, Praha
- / 4 / - Kol. : Pokroky vědy a techniky v textilním
průmyslu, SNTL, Praha 1982
- / 5 / - Konstrukční výkresová dokumentace stroje NSF
Elitex 4580.3 k. p. Elitex Chrastava

Chtěl bych tímto poděkovat s. Ing. Jindřichu Dörremu
z Elitexu Liberec a s. Jaroslavu Kulhavému technologo-
vi u NSF - Elitex 4580.3 v závodě Hedva Liberec za od-
borné rady, které mi poskytli v průběhu vypracování
diplomové práce.

Adamec, M.

V Liberci dne 16.4.1988



Ø150 - 20		ČSN425715	10 004	—	001	—	—	TS-02-01	70	
Název	Název - Rozměr	A - Intovar	Mat. i. nečny	Mat. výchozí	1000 Ode.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Ass.	
Rozměry				Celková č. váha kg						
Měřítko 1:1	Kreslil	ADAMEC, M		Čís. spín.		L. váha				
	Prozkoušel			Č. trans.						
	Norm. ref.									
	Výr. projednal	Schválil								
			Dne							21.3.1988
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ	Skupina		Starý výkres		Nový výkres			
		Název	VÍČKO		TS-04-03		Lm			
		Aut. kresl.								

Přerovské strojírný, n p,
750 53 Přerov

Vážení soudruzi,

jsem posluchačem čtvrtého ročníku SF VŠST v Liberci. Ve své diplomové práci používám ELS 63, jehož jste výrobcem.

Prosím Vás o poskytnutí několika informací.

Popis zařízení: u napínacího, sušícího a fixačního rámu, výrobce k.p. Elitex Chrastava, se zpracovaná látka uchopuje do dvou nekonečných řetězů. Není-li však útek kolmý na osnovu je třeba urychlit jeden řetěz vůči druhému. Doposud se šlo cestou klasického diferenciálu s přídatným motorem.

Moje řešení: pohon stroje je zajištěn jedním hlavním motorem $P = 30\text{kW}$, přes ALBOX, řetězovým převodem na centrální hnanou hřídel umístěnou napříč NSF. Pohání dvě převodové skříně z kterých vystupující hřídel je spojena s řetězovým kolem, které pohání nekonečný řetěz. Převodové skříně jsou umístěny na posuvném vedení a slouží mi zároveň jako diferenciály. Uvnitř jsou dva páry ozubených kol ELS 63 a volnoběžná válečková spojka.

Schema: viz. obr.č.1

Pro složitý odlitek skříně, volím umístění kartáčů tak, že je zašroubuji přímo do odlitku, aby se dotýkaly sběracího kroužku. Hladina oleje je však přesně v úrovni kartáče. Jiný způsob upevnění např. na nosiči uvnitř převodové skříně, je velmi náročný na výrobu a na vnitřní uspořádání.

Prosím o vyjádření k následujícím bodům:

1. může-li být dotyk kartáče se sběracím kroužkem přesně v úrovni hladiny při obvodové rychlosti ELS 63 $v_0 = 1,8 \text{ ms}^{-1}$
2. jaký druh oleje je možno použít, aby vyhovoval mazání a neovlivňoval životnost kartáče, přívod elektrického proudu atd.

Děkuji Vám předem za pochopení a pomoc a jsem

se soudružským pozdravem

Miloslav A d a m e c

Ještědská 616

460 07 LIBEREC 7

Příloha:



NÁRODNÍ PODNIK — 750 53 PŘEROV



NÁRODNÍ PODNIK — 750 53 PŘEROV

s. Miloslav A d a m e c
Ještědská 516

460 07 Liberec 7

VÁŠ DOPIS ZNAČKY / ZE DNE

NAŠE ZNAČKA
379/K1/88,

VYŘIZUJE / LINKA
Klusáková/458

PŘEROV
2. 2. 1988

VĚC

Váš dopis ze dne 10. ledna 1988

Na základě výše uvedeného dopisu, který jsme předali k vyjádření naší technické konstrukci sdělujeme:

1. Kartáč musí být umístěn v úrovni hladiny. Spojka může být ponořena v oleji max 1-2 cm max. průměru.
2. Pro tento typ spojek doporučujeme používat pro mazání a chlazení oleje o kinematické viskozitě 18.10^{-6} až $32.10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ ($2,6$ až $4,3^\circ \text{E}/50^\circ \text{C}$).

Podáváme Vám tuto informaci a jsme s pozdravem

F l e s a r Petr

TELEFON	BANKOVNÍ SPOJENÍ	IČO	DÁLNOPIŠ	TELEGRAMY	ŽEL. STANICE	NÁRODNÍ ZÁKL. KÓD	NAVŠTĚVNÍ DNY
53	SBČS Přerov, 205-831	008 311	Prerostroj	Prerostroj	Přerov, v. l. 123 12000	123 12000	čtvrtek, pátek
s provolbou			066313		320 příst. přednádr.		
0058			066333				
RCM 154 499 4			066497				

MTZ 43 87 - A

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Šroub M12x16	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	1
8	Šroub M12x20	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	2
4	ŠROUB M10x35	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	3
4	Šroub M10x40	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	4
2	Šroub M5 x 16	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	5
8	Šroub M6 x 10	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	6
4	Šroub M10x20	ČSN 021101	—	—	—	—	—	—	7
4	Šroub M6 x 16	ČSN 021151	—	—	—	—	—	—	8
4	Šroub M8 x 16	ČSN 021151	—	—	—	—	—	—	9
4	Šroub M10x25	ČSN 021143	—	—	—	—	—	—	10
8	Šroub M8 x 15	ČSN 021143	—	—	—	—	—	—	11
8	Šroub M8 x 25	ČSN 021143	—	—	—	—	—	—	12
4	Šroub M8 x 60	ČSN 021143	—	—	—	—	—	—	13
4	Šroub M10x16	ČSN 021185	—	—	—	—	—	—	14
8	Matice M10	ČSN 021401	—	—	—	—	—	—	15
5	Podložka 6	ČSN 021703	—	—	—	—	—	—	16
8	Podložka 6	ČSN 021740	—	—	—	—	—	—	17
8	Podložka 10	ČSN 021740	—	—	—	—	—	—	18
9	Podložka 12	ČSN 021740	—	—	—	—	—	—	19
4	Podložka 10,5 ADAMEC, M.	ČSN 021753	—	—	—	—	—	—	20

21.3.1988

VŠST

Liberec

URYCHLOVAČ

TS-02-01

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Kroužek 12x16	ČSN 029310	—	—	—	—	—	21
4	Kolík 10x30	ČSN 022150 11 600	—	—	001	—	—	22
4	Kolík 10x20	ČSN 022150 11 600	—	—	001	—	—	23
1	Kroužek 40	ČSN 022930	—	—	—	—	—	24
1	Kroužek 45	ČSN 022930	—	—	—	—	—	25
2	Kroužek 50	ČSN 022930	—	—	—	—	—	26
5	Kroužek 70	ČSN 022930	—	—	—	—	—	27
1	Kroužek 85	ČSN 022930	—	—	—	—	—	28
2	Kroužek 125	ČSN 022930	—	—	—	—	—	29
2	Kroužek 150	ČSN 022930	—	—	—	—	—	30
4	Kroužek 110	ČSN 022930	—	—	—	—	—	31
1	Pero 16e7x10x1200	ČSN 022562 11 600	—	—	001	—	—	32
1	Pero 20h9x12x140	ČSN 022562 11 600	—	—	001	—	—	33
1	Pero 14h9x9x80	ČSN 022562 11 600	—	—	001	—	—	34
1	Pero 20h9x12x50	ČSN 022562 11 600	—	—	001	—	—	35
1	Gufero 90x120x13	ČSN 029401	—	—	—	—	—	36
2	Gufero 70x90x13	ČSN 029401	—	—	—	—	—	37
1	Ložisko 6008	ČSN 024630	—	—	—	—	—	38
2	Ložisko 6014	ČSN 024630	—	—	—	—	—	39
2	Ložisko 7014	ČSN 024645	—	—	—	—	—	40

ADAMEC, M.

21.3.1988

VŠST
Liberec

URYCHLOVAČ

TS-02-01

Název součásti							
1	2	3	4	5	6	7	8
2	Ložisko 16014	ČSN 024630	—	—	—	—	41
1	Ložisko 6214	ČSN 024630	—	—	—	—	42
1	Ložisko 6030	ČSN 024630	—	—	—	—	43
1	Ložisko 30209E	ČSN 024720	—	—	—	—	44
1	Ložisko 50510E	ČSN 024720	—	—	—	—	45
1	Zátka 6	ČSN 027450	—	—	—	—	46
1	Kroužek 18x24	ČSN 029310	—	—	—	—	47
1	Podložka TR 90x9-5	ČSN 425715	11 523	—	001	—	48
1	Podložka TR 120x12-5	ČSN 425715	11 523	—	001	—	49
1	Rozpěrná trubka TR 90x8-30	ČSN 425715	11 523	—	001	—	50
1	Rozpěrná trubka TR 120x14-10	ČSN 425715	11 523	—	001	—	51
1	Rozpěrná trubka TR 90x10-25	ČSN 425715	11 523	—	001	—	52
1	Rozpěrná trubka TR 70x10-20	ČSN 425715	11 523	—	001	—	53
1	Kryt P2	ČSN 425301	11 373	—	007	—	54
1	Deska P6	ČSN 425310	10 340	—	007	—	55
1	Deska P8	ČSN 425310	10 340	—	007	—	56
1	Deska P20	ČSN 425310	10 340	—	007	—	57
1	Víčko ϕ 95-10	ČSN 425510	10 338	—	007	—	58
1	Hřídel ϕ 50-190	ČSN 425510	12 050	—	002	—	59
1	Hřídel ϕ 50-1100	ČSN 425510	14 260.7	—	021	—	60

ADAMEC, M.

Místo:

Název:

Výr. proložka

21.3.1988

VŠST

Liberec

URYCHLOVAČ

TS-02-01

1	2	3	4	5	6	7	8
1	Čepφ45-90	ČSN 425510	11 500	—	001	—	61
1	Tyč φ30-1100	ČSN 425510	11 600	—	001	—	62
							63
1	Válečková spojka	—	—	—	—	—	64
1	El.mag. spojka ELS 63	—	—	—	—	—	65
							66
1	Náboj		422905	—	024	—	67
1	Kroužek		422303	—	225	—	68
1	Víko		422303	—	225	—	69
2	Víčko		422303	—	225	—	70
						TS-04-03	
1	Ozubené kolo		16 420	—	071	—	71
1	Ozubené kolo		422905	—	024	—	72
1	Ozubené kolo		422905	—	024	—	73
1	Ozubené kolo		422905	—	024	—	74
						TS-03-04	
1	Deska		422303	—	225	—	75
1	Skříň		422420	—	212	—	76
1	Skříň		422420	—	212	—	77
1	Těsnění			—	—	—	78
1	Řetěz			—	—	—	79
							80

ADAMEC, M.

21.3.1988

VŠST

Liberec

URYCHLOVAČ

TS-02-01

1	2	3	4	5	6	7	8
8	Šroub M12x30	ČSN 021101	—	—	—	—	1
26	Šroub M12x22	ČSN 021101	—	—	—	—	2
14	Šroub M12x40	ČSN 021101	—	—	—	—	3
12	Šroub M16x40	ČSN 021101	—	—	—	—	4
4	Šroub M16x45	ČSN 021101	—	—	—	—	5
4	Šroub M16x55	ČSN 021101	—	—	—	—	6
4	Šroub M20x50	ČSN 021101	—	—	—	—	7
2	Šroub M20x55	ČSN 021101	—	—	—	—	8
4	Šroub M20x65	ČSN 021101	—	—	—	—	9
24	Šroub M6 x 20	ČSN 021143	—	—	—	—	10
16	Šroub M10x18	ČSN 021146	—	—	—	—	11
4	Šroub M8 x 12	ČSN 021185	—	—	—	—	12
1	Šroub M8 x 10	ČSN 021185	—	—	—	—	13
1	Šroub M6 x 8	ČSN 021185	—	—	—	—	14
1	Šroub M6 x 10	ČSN 021185	—	—	—	—	15
8	Šroub M6 x 12	ČSN 021131	—	—	—	—	16
20	Matice M12	ČSN 021401	—	—	—	—	17
18	Matice M16	ČSN 021401	—	—	—	—	18
10	Matice M20	ČSN 021401	—	—	—	—	19
2	Matice M12	ČSN 021403	—	—	—	—	20

ADAMEC, M.

16.4.1988

VŠST
Liberec

HLAVNÍ
NÁHON

TS-01-02

Počet kusů	Název - rozměr	ČSN	1	2	3	4	5	6	7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
16	Podložka 10,5	ČSN 021702	—	—	—	—	—	—	21
4	Podložka 17	ČSN 021702	—	—	—	—	—	—	22
6	Podložka 21	ČSN 021702	—	—	—	—	—	—	23
48	Podložka 12	ČSN 021740	—	—	—	—	—	—	24
16	Podložka 16	ČSN 021740	—	—	—	—	—	—	25
8	Podložka 20	ČSN 021740	—	—	—	—	—	—	26
									27
1	Pero 28e7x16x100	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	28
1	Pero 20e7x12x110	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	29
1	Pero 20e7x12x60	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	30
1	Pero 14e7x 9x80	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	31
1	Pero 12e7x 8x50	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	32
1	Pero 8e7x 7x40	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	33
1	Pero 8e7x 7x50	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	34
4	Pero 20e7x12x400	ČSN 022570	11 600	—	—	—	—	—	35
4	Pero 16e7x10x70	ČSN 022562	11 600	—	—	—	—	—	36
6	Gufero 50x80x13	ČSN 029401	—	—	—	—	—	—	37
2	Gufero 60x90x13	ČSN 029401	—	—	—	—	—	—	38
4	Ložisko 22310JB	ČSN 024705	—	—	—	—	—	—	39
2	Kroužek 50	ČSN 022930	—	—	—	—	—	—	40

ADAMEC, M.

16.4.1988

VŠST
Liberec

HLAVNÍ
NÁHON

TS-01-02

Počet kusů	Název - množství	Číslo	Číslo	Číslo	Číslo	Číslo	Číslo	Číslo
1	2							
								41
1	Větec řemenice 160 - SPB - 3	ČSN 023180	12 020	—	007	—	—	42
1	Větec řemenice 345,154-SPB-3	ČSN 023180	12 020	—	007	—	—	43
1	Větec řemenice 63 - Z - 3	ČSN 023180	12 020	—	007	—	—	44
1	Větec řemenice 140,332-Z-3	ČSN 023180	12 020	—	007	—	—	45
3	Řemen SPB-2500	ČSN 023110	—	—	—	—	—	46
3	Řemen Z-1000	ČSN 023110	—	—	—	—	—	47
1	Řetězové kolo		422306	—	225	—	—	48
1	Řetězové kolo		422306	—	225	—	—	49
1	Řetězové kolo		422306	—	225	—	—	50
								51
1	Řetěz 78 článků 20B-3	ČSN 023311	—	—	—	—	—	52
								53
								54
								55
1	Hřídel ø 60 - 1400	ČSN 426510	14 260.7	—	021	—	—	56
1	Hřídel ø 60 - 1380	ČSN 426510	14 260.7	—	021	—	—	57
1	Závitová tyč ø 32 - 3400	ČSN 426510	11 600	—	001	—	—	58
2	Kolejnice 2 R65 - 25	STSEV 1667-79	422540	—	235	—	—	59
2	Boční kryt P1,5x1000x1200	ČSN 425301	11 373	—	007	—	—	60

ADAMEC, M.

16.4.1988

VŠST
Liberec

HLAVNÍ
NÁHON

TS-01-02

Počet kusů	Název - popis	Polohová	Min. číslo	Max. číslo	Číslo	Číslo	Číslo	Číslo
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Motor MB 160 L1		—	—	—	—	—	61
1	Albox 165/200		—	—	—	—	—	62
1	Spojka BKN 200 - 50x50	ON 026432.11	—	—	—	—	—	63
1	Převodovka levá		—	—	—	—	—	64
1	Převodovka pravá		—	—	—	—	—	65
4	Vymezovací pásek P4x30x200	ČSN 425310	10 340	—	007	—	—	66
2	Nosič		—	—	—	—	—	67
2	Víčko ø 140 - 10	ČSN 425510	11 110	—	003	—	—	68
2	Víčko ø 140 -10	ČSN 425510	11 110	—	003	—	—	69
2	Ložiskové pouzdro		422303	—	225	—	—	70
2	Ložiskové pouzdro		422303	—	225	—	—	71
1	Levá bočnice		—	—	—	—	—	72
1	Pravá bočnice		—	—	—	—	—	73
1	Základní deska		—	—	—	—	—	74
								75

ADAMEC, M.

16.4.1988

VŠST
Liberec

HLAVNÍ
NÁHON

TS-01-02