

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
NOSITEL ŘÁDU PRÁCE

Fakulta strojní

Odbor 23-21-8

Výrobní stroje a zařízení

zaměření

Sklářské a keramické stroje
Katedra sklářství a keramiky

VKLÁDÁNÍ VÝROBKU DO PÁSOVÝCH
CHLADICÍCH PECÍ

Petr C e c h
DP 116/87

Vedoucí práce: Ing. Jan Cibulka, CSc. VSST Liberec
Konzultant: Ing. Zděnek Janda k. p. Kavalier Sázava

Rozsah práce:

Počet stran	47
Počet obrázků	13
Počet tabulek	1
Počet výkresů	4

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní

Katedra: sklářských a keramických strojů Školní rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Petra Čecha

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: Vkládání výrobků do pásových chladicích pecí

Zásady pro vypracování:

Ve sklárnách Kavalier Sázava je laboratorní sklo přesunováno z dopravního pásu do chladicí pece. Vkládání výrobků do chladicí pece přenášením vhodným mechanismem by bylo odstraněno nebezpečí znečištění dna zkorodovaným pasem a bylo by přesně definována poloha výrobků pro další manipulaci.

Ve své práci proveďte

- rozbor možností provedení vkládacího mechanismu
- výběr vhodné varianty
- konstrukční zpracování mechanismu
- technicko-ekonomické zhodnocení navrženého zařízení

VYPRACOVÁNÍ
1987
STROJNÍ
FAKULTA

Rozsah grafických prací: cca 40 stran textu doložených potřebnými výpočty
Rozsah průvodní zprávy: a výkresovou dokumentací

Seznam odborné literatury:

Podklady

- Výkresová dokumentace pece, dopravníku a předmětů manipulace poskytnutá sklárnou Kavalier Sázava

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Cibulka, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 1.10. 1986

Termín odevzdání diplomové práce: 11.5. 1987

L.S.

Doc. Ing. Jaroslav Belda, CSc.
Vedoucí katedry

Doc. Ing. Ján Alaxín, CSc.
Děkan

V Liberci dne 1.10. 1986

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

V Liberci 11. května 1987

Petr Čech

Petr Čech

O B S A H

Strana:

Seznam použitých značek a symbolů	6
1. Úvod	10
2. Průzkum současného stavu	11
3. Návrh mechanismu	13
3.1 Návrh mechanismu přenašeče	13
3.2 Návrh úchopového mechanismu.....	13
4. Výpočet navrženého mechanismu	15
4.1 Návrh pohonu	15
4.2 Silové poměry mechanismu.....	16
4.3 Řetězové převody	18
4.3.1 Výpočet řetězu	18
4.3.2 Geometrie řetězového převodu	20
4.3.3 Silové poměry v převodu	21
4.4 Hřídele a ložiska	22
4.4.1 Výpočet hřídele poz. 35 a jeho uložení	22
4.4.2 Výpočet hřídele poz. 36 a jeho uložení	26
4.4.3 Výpočet hřídele poz. 34 a jeho uložení	29
5. Výpočet úchopového mechanismu	32
5.1 Mechanická konstrukce úchopového mechanismu	32
5.1.1 Výpočet úchopové síly	32
5.1.2 Kontrola navrženého mechanismu.	33

5.2	Pneumatický obvod čelistí	40
5.2.1	Výpočet pneumatického válce ...	40
5.2.2	Pneumatický obvod	41
6.	Úprava roztečí baněk	42
7.	Pracovní cyklus mechanismu, popis funkce ..	43
8.	Technicko-ekonomické zhodnocení	45
9.	Závěr	46

Seznam použitých značek a symbolů

n_1	- otáčky hnacího hřídele	/ot s ⁻¹ /
n_2	- otáčky mechanismu	/ot s ⁻¹ /
ϵ	- zrychlení mechanismu	/s ⁻² /
a	- tečné zrychlení	/m s ⁻² /
t_r	- čas rozběhu	/s/
m	- hmotnost	/kg/
g	- tíhové zrychlení	/m s ⁻² /
F_h	- hnací síla	/N/
M_h	- hnací moment	/Nm/
M	- moment potřebný na motoru	/Nm/
r	- délka kliky	/m/
i	- převodové číslo	
P	- výkon	/W/
Y	- součinitel rázu	
y	- korekční součinitel rázu	
K_1	- součinitel výkonu pro $Y = 1$	
K	- součinitel výkonu	
ρ	- součinitel provedení řetězu	
P_d	- diagramový výkon	/W/
t	- rozteč řetězu	/mm/
S	- plocha kloubu	/mm ² /
F_{pt}	- síla při přetržení	/kN/
m	- hmotnost jednoho metru řetězu	/kg/
D_r	- průměr roztečné kružnice řetězového kola	/mm/
v	- rychlost řetězu	/m s ⁻¹ /
F_r	- tažná síla v řetězu	/N/
F_c	- odstředivá síla v řetězu	/N/

ζ	- součinitel vlivu jakosti povrchu	
T	- třecí síla	/N/
N	- normálová síla	/N/
f	- koeficient tření	
N_{sk}	- úchopová síla	/N/
F_p	- síla v pístu	/N/
v	- rychlost hřebenu	/m s ⁻¹ /
F_t	- tečná síla	/N/
σ_F	- ohybové napětí	/MPa/
σ_{Flim}	- časová pevnost v ohybu	/MPa/
σ_{FP}	- porovnávací napětí ohybu	/MPa/
σ_H	- dotykové napětí	/MPa/
σ_{Hlim}	- časová pevnost v dotyku	/MPa/
σ_{Hp}	- porovnávací napětí dotyku	/MPa/
P_h	- Hertzův tlak	/MPa/
E_r	- modul pružnosti	/MPa/
Q_r	- redukovaný poloměr křivosti v místě dotyku	/mm/
b_w	- šířka ozubení	/mm/
m_n	- normál. modul	/mm/
Y_F	- součinitel tvaru zubu	
Y_ξ	- součinitel vlivu záběru profilu	
Y_β	- součinitel sklonu zubu	
K_F	- součinitel přídavných zatížení	
K_I	- provozní součinitel	
K_v	- součinitel vnitřních dynamických sil	
K_F	- součinitel podílu zatížení zubů v ohybu	
K_F	- součinitel nerovnoměrnosti zatíže- ní podél stykových čar v ohybu	

p_{s-}	- skutečný tlak v řetězu	/MPa/
p_d	- dovolený tlak v řetězu	/MPa/
k_s	- statistický součinitel bezpečnosti	
k_d	- dynamický součinitel bezpečnosti	
Z	- počet zubů	
X	- počet článků řetězu	
a	- skutečná osová vzdálenost	/mm/
D_f	- patní průměr	/mm/
D_a	- hlavový průměr	/mm/
F	- výsledná síla v kole	/N/
R_i	- reakce v uložení	/N/
σ_o	- napětí v ohybu	/MPa/
τ_k	- napětí v krutu	/MPa/
τ_{ks}	- skutečné napětí v krutu	/MPa/
W_k	- průřezový modul v krutu	/m ³ /
W_o	- průřezový modul v ohybu	/m ³ /
d	- průměr hřídele	/m/
M_o	- ohybový moment	/Nm/
L_h	- trvanlivost	/h/
F_L	- ekvivalentní zatížení ložiska	/N/
C	- dynamická únosnost ložiska	/N/
C_o	- statická únosnost ložiska	/N/
S_o	- bezpečnost	
V	- rotační součinitel	
X	- součinitel radiálního zatížení	
Y	- součinitel axiálního zatížení	
G_{co}^x	- mez únavy materiálu	/MPa/
V_r	- součinitel vlivu velikosti součásti při rovnoměrné napjatosti v průřezu	
V_o	- součinitel vlivu velikosti při nerovnoměrné napjatosti v průřezu	
β	- součinitel vrubu	

- Y_S - součinitel vrubu v oblasti patní
přechodové křivky
- Y_R - součinitel velikosti zubu
- Y_X - součinitel drsnosti v oblasti patní
přechodové křivky
- S_F - součinitel bezpečnosti na ohyb
- S_H - součinitel bezpečnosti na dotyk
- Z_M - součinitel materiálu
- Z_H - součinitel tvaru zubu
- Z_E - součinitel součtové délky stykových čar
- K_H - součinitel přídatných zatížení v dotyku
- Z_L - součinitel maziva
- Z_V - součinitel obvodové rychlosti
- Z_R - součinitel drsnosti boku zubů
- Z_X - součinitel velikosti
- K_H - součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél
stykových čar v dotyku
- K_H - součinitel podílu zatížení zubů v dotyku
- JIN - jednorázové investiční náklady /Kčs/
- $T_ú$ - doba úhrady /let/

1 ÚVOD

Tato diplomová práce vznikla na základě zadání koncernového podniku Kavalier Sázava, kde se vyrábí laboratorní a varné sklo a trubice.

Práce je zaměřena na vyřešení mechanismu pro ukládání výrobků do pásových chladicích pecí. Účelem práce je odstranit přesouvání výrobků, které způsobuje jejich špinění.

Po rozboru dosavadního stavu následuje vlastní konstrukční řešení s příslušnými výpočty. Nejprve je navržen pohon a zjištěny silové poměry mechanismu. Ze získaných údajů jsou dimenzovány konstrukční prvky celého mechanismu a výpočet a návrh úchopového mechanismu s pneumatickým obvodem. Na závěr je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení mechanismu na vkládání výrobků do chladicích pecí. Součástí práce jsou sestavné výkresy zařízení.

2 PRŮZKUM SOUČASNÉHO STAVU VÝROBY

V současné době se výrobky na pás chladicí pece posouvají. Na výstupu chladicí pece jsou výrobky v místě styku s pasem zašpiněné. Tyto výrobky zákazník reklamuje. Z toho důvodu bylo zadáno vyřešit přesun baněk tak, aby se dno baněk neposouvaly po pásu pece.

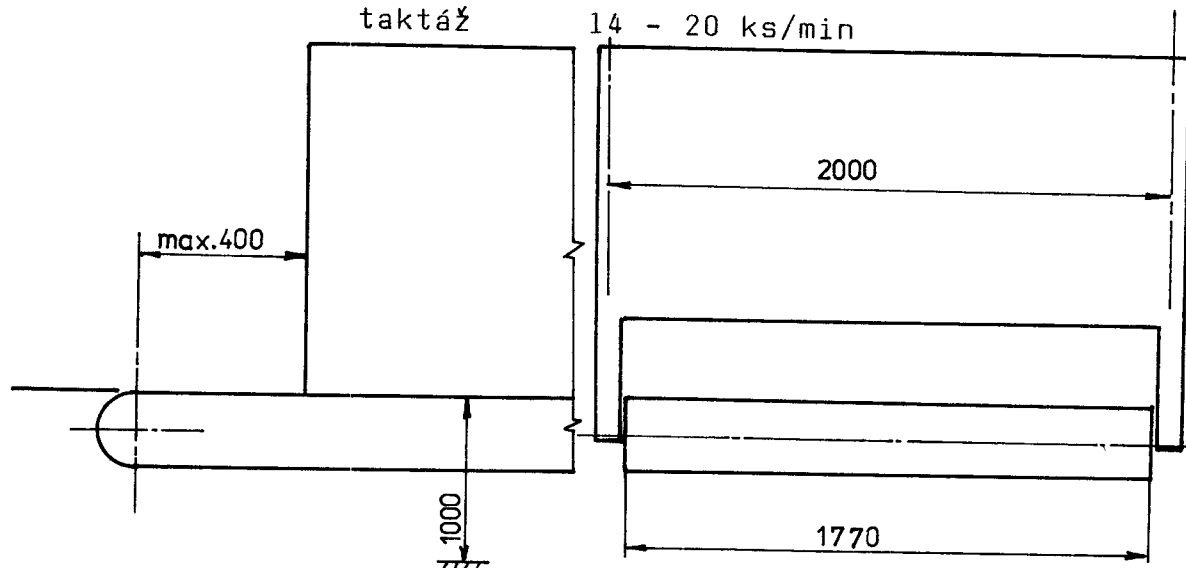
První řešení spočívalo v tom, že baňky byly obráceny dnem vzhůru. Ke zlepšení ovšem nedošlo, neboť byly ušpiněny okraje.

Proto bylo nutno výrobky přenášet. Toto by mělo odstranit špinění výrobků. Je zde ale otázka, zda se výrobky špiní právě v důsledku přesouvání na pás pece. Je totiž možné, že k tomuto jevu dochází uvnitř pece, vlastním pohybem výrobku, který může být způsoben chvěním nebo intenzivním vířením atmosféry pece.

Údaje pece: rozměr dle obr. 1

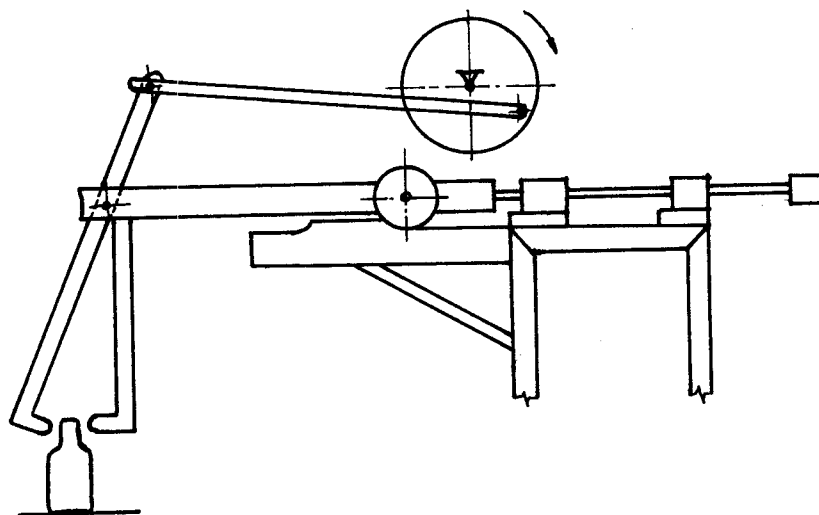
posun pasu 42 cm/min

taktáž 14 - 20 ks/min



obr. 1

V dostupné literatuře není publikováno žádné zaří-
zení, které by bylo možno aplikovat pro dané podmínky.
Obdobný problém řeší pouze obr. 2, z /1/.

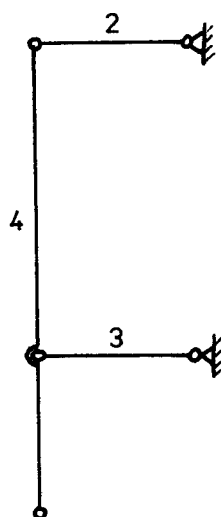


obr. 2

3 NÁVRH MECHANISMU

3.1 Návrh mechanismu přenašeče

K přemístění výrobků je nejvýhodnější použít čtyřkloubový mechanismus (obr. 3).



obr. 3

3.2 Návrh úchopového mechanismu

Dalším problémem je uchopení výrobku, protože je nutné uchopit všechny výrobky najednou po celé šířce pasu pece. Uchopení je možno řešit třemi způsoby. Zároveň musíme upravit rozteče mezi výrobky, aby bylo možno následně řešit mechanizaci odnímání baněk.

1. Uchopení pomocí přísavek

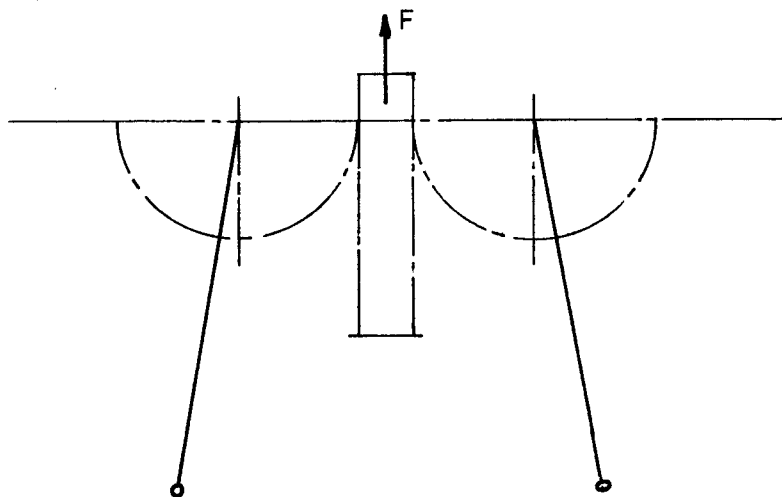
Tento způsob není možno použít pro část sortimentu linky - víko konvice, baňka s plochým dnem

2. Uchopení deformačními členy

Uchopení není výhodné, protože sortiment výrobků se tvarově a rozměrově značně liší.

3. Čelišti přes celou šířku pasu ovládané pneumaticky. Tento způsob je nejvýhodnější z hlediska přizpůsobení v tvaru výrobku.

Jedná se tedy o úchopovou hlavici se dvěma aktivními prvky a transformačním členem, který převádí přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb čelistí. Jako transformační člen je použito ozubeného hřebenu a dvou ozubených segmentů (obr. 4).



obr. 4

4 VÝPOČET NAVRŽENÉHO MECHANISMU

4.1 Návrh pohonu

Nejprve provedeme dynamické řešení mechanismu pro určení hnacího momentu. Zatěžující silou bude maximální možná hmotnost sevřených baněk z tab. 1

Ø baňky /mm/	m_b /g/	maximální počet sevřených baněk	m /g/
85	85	20	1 700
90	110	19	2 090
92	72	19	1 368
96	85	18	1 530
98	85	18	1 530
102	160	17	2 720
105	160	16	2 560
110	170	16	2 720
116	110	15	1 650
120	215	14	3 655
121	180	14	2 520

tab. 1

Mechanismus je souměrný, a proto je možno při výpočtu uvažovat pouze jeho polovinu.

Pro dynamické musíme znát rychlostní poměry. Podle údajů získaných v kapitole 4.2 jsem zvolil asynchronní elektromotor 3 AP 90S - 8 s převodovkou ALBOX 63/80, z /5/.

Výstupní otáčky jsou $n_1 = 0,59 \text{ s}^{-1}$. Převod mezi hnacím hřídelem a mechanismem je řetězový, je volen $z / 2 / i = 3,84$.

Otáčky mechanismu (obr. 5) pak jsou:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{0,59}{3,84} = 0,159 \text{ s}^{-1}$$

4.2 Sílové poměry mechanismu

Na počátku zvolíme čas rozběhu, který budeme volit větší, z důvodu velkého převodu ($i \approx 80$) mezi motorem a mechanismem. Čas volíme $t_r = 0,5 \text{ s}$

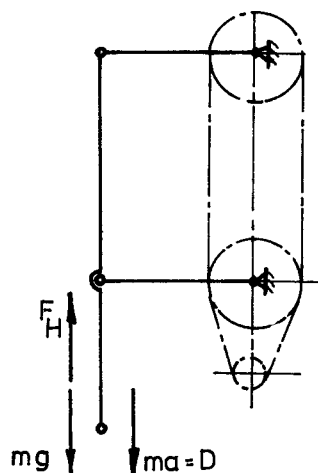
Otáčky mechanismu jsou $n_2 = 0,159 \text{ s}^{-1}$

Úhlová rychlost $\omega_2 = 2\pi n_2$

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot 0,159 = 0,96 \text{ s}^{-1}$$

Zrychlení mechanismu tedy bude:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{0,96}{0,5} = 1,92 \text{ s}^{-2}$$



obr. 5

Tečné zrychlení na členu 4 bude:

$$a = r \cdot \varepsilon = 0,202 \cdot 1,92 = 0,384 \text{ m s}^{-2}$$

kde $r = 0,2 \text{ m}$ je délka kliky.

Výpočet hnacího momentu provedeme přibližně, to znamená, že do výpočtu nezahrneme momenty setrvačnosti řetězových kol a obou klik.

Z obr. 5 pak platí:

$$m \cdot a + mg = F_H$$

kde m je součet hmotnosti baněk a mechanismu.

$$m_b = 1,827 \text{ kg}$$

$$m = m_b + m_m$$

$$m_n = 12 \text{ kg}$$

$$m = 1,827 + 12 = 13,827 \text{ kg}$$

Dále platí, že $M_n = F_H \cdot r$

Dosazením do vztahu $ma + mg = F_H$ dostaneme výsledný vztah pro hnací moment:

$$(m \cdot a + mg) \cdot r = M_n$$

Dosazením:

$$(13,827 \cdot 0,384 + 13,827 \cdot 9,81) \cdot 0,2 = 28,2 \text{ Nm}$$

Moment motoru je:

$$M = \frac{M_n}{i}$$

kde $i = 3,84$ je převod řetězového převodu.

Dosazením:

$$M = \frac{28,2}{3,84} = 7,34 \text{ Nm}$$

Potřebný výkon je pak:

$$P = M \cdot 2\pi n_1 = 7,34 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,59 = 27,19 \text{ W}$$

4.3.1 Výpočet řetězu

Pro navržení hřídelů a ložisek musíme znát jejich zatížení. Největší zatížení způsobí síly v řetězovém převodu. Proto nyní přistoupíme k jeho návrhu:

Z /2/ známe parametry převodu: $i = 3,84$

$$Z_1 = 19 \text{ z}$$

$$Z_2 = 73 \text{ z}$$

dále známe: $P = 27,19 \text{ W}$

$$\bar{a} = 200 \text{ mm}$$

$$n_1 = 0,59 \text{ s}^{-1}$$

$$n_2 = 0,153 \text{ s}^{-1}$$

Nejprve provedeme volbu řetězu Z /2/ určíme:

$$Y = 2,5$$

$$y = 0,78$$

$$K_1 = 1$$

$$K = K \cdot y = 1 \cdot 0,78 = 0,78$$

$$\varphi = 1$$

$$\mu = 0,6$$

Typ řetězu určíme v /2/ podle diagramového výkonu:

$$P_d = \frac{P}{K \cdot \varphi \cdot \mu} = \frac{27,19}{0,78 \cdot 1 \cdot 0,6} = 58,09 \text{ W}$$

Použijeme řetěz 06 B, jednořadý.

Údaje řetězu 06 B:

$$t = 9,525 \text{ mm}$$

$$s = 28 \text{ mm}^2$$

$$F_{pt} = 9,1 \text{ kN}$$

$$m = 0,41 \text{ kg } \eta^{-1}$$

Nyní provedeme kontrolu navrženého řetězu. Nejprve určíme rychlost řetězu a celkovou tažnou sílu v řetězu:

$$v = \pi \cdot D_{T1} \cdot n_1 = \pi \cdot 57,87 \cdot 0,59 = 0,11 \text{ m s}^{-1}$$

$$F_R = \frac{P}{v} = \frac{27,19}{0,11} = 247,18 \text{ N}$$

$$F_C = m' \cdot v^2 = 0,41 \cdot 0,11^2 = 0,0049 \text{ N}$$

Síla F_C je malá a proto ji můžeme zanedbat.

Kontrola na otlačení se provádí porovnáním dovoleného a skutečného tlaku v řetězu.

$$\text{Skutečný tlak je: } P_S = \frac{F + F_C}{S} = \frac{247,18}{28} = 8,82 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \text{Dovolený tlak je: } P_d &= p \cdot \lambda \quad \text{kde z /2/ } p = 31,98 \text{ MPa} \\ &\quad \text{a } \lambda = \lambda_1 \cdot y = 0,87 \cdot 0,78 = \\ &\quad = 0,67 \end{aligned}$$

$$P_d = 31,98 \cdot 0,68 = 21,43 \text{ MPa}$$

$$P_p < P_d$$

Protože skutečný tlak je menší než dovolený, řetěz na otlačení vyhovuje.

Dále se provádí kontrola řetězu na tah a to tak, že při statickém zatížení musí součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu K_s být větší než 7 a při dynamickém zatížení musí být K_d větší než 5.

$$K_s = \frac{F_{pt}}{F + F_C} = \frac{9100}{247,18} = 36,81 > 7$$

$$K_d = \frac{K_s}{y} = \frac{36,81}{2,5} = 14,72 > 5$$

Průměr roztečných kružnic spočítáme podle vzorce:

$$D_T = t \cdot x \quad \text{kde } x \text{ je z /2/ a závisí na } z$$

$$D_{T1} = t \cdot x_1 = 9,525 \cdot 6,0755 = 57,87 \text{ mm}$$

$$D_{T2} = t \cdot x_2 = 9,525 \cdot 23,2438 = 221,39 \text{ mm}$$

Protože $k_s > 7$ a $k_d > 5$ řetěz na tah vyhovuje.

4.3.2 Geometrie řetězového převodu

Nyní ještě musíme spočítat počet článků řetězu a geometrii řetězových kol. Počet článků řetězu je:

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

Po dosazení

$$x = \frac{2 \cdot 200}{9,525} + \frac{19 + 73}{2} + \left[\frac{73 - 19}{2} \right]^2 \cdot \frac{9,525}{200} =$$

$$= 91,5 = 92 \text{ článků}$$

Skutečná osová vzdálenost pro 92 článků je:

$$a = \frac{t}{8} \left[2 \cdot x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2x - z_1 - z_2)^2 - k(z_2 - z_1)^2} \right]$$

Po dosazení:

$$= \frac{9,525}{8} \left[2 \cdot 92 - 19 - 73 + \sqrt{(2 \cdot 92 - 19 - 73)^2 - 0,78(73 - 19)^2} \right] =$$

$$= 203,21 \text{ mm} \quad \text{Osová vzdálenost je } 203,21 \text{ mm.}$$

Řetěz pro synchronisaci pohybu mechanismu bude ten samý typ se stejným zatížením, proto spočítáme pouze počet článků řetězu a osovou vzdálenost dosazením do předchozích vzorců. Z toho dostaneme $X = 136$ článků.

$$a = 300,03 \text{ mm}$$

z /2/ vypočteme rozměry řetězových kol:

Průměry: patní: $D_f = D_t - d_1$ kde d_1 je průměr válečku
 $d_1 = 6,35 \text{ mm}$

$$D_{f1} = D_{t1} - 6,35 = 51,52 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_{t2} - 6,35 = 215,04 \text{ mm}$$

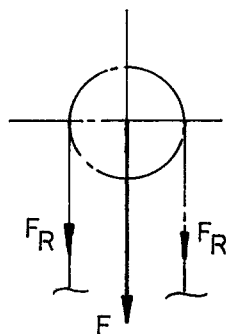
hlavový: $D_a = D_t + 0,6 d_1$

$$D_{a1} = D_{t1} + 0,6 \cdot 6,35 = 61,68 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_{t2} + 0,6 \cdot 6,35 = 225,2 \text{ mm}$$

4.3.3 Silové poměry v řetězovém převodu

Pro návrh hřídelů a ložisek musíme znát osové síly působící na hřídele jednotlivých řetězových kol, podle obr. 6



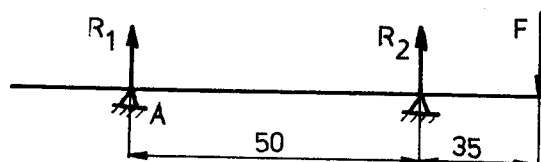
obr. 6

Výsledná síla F je výslednicí sil F_R . Jestliže $F_R = 247,18 \text{ N}$; pak síla F je: $F = 2F_R = 2 \cdot 247,18 = 494,36 \text{ N}$

4.4 Hřídele a ložiska

4.4.1 Výpočet hřídele pozice 35 a jeho uložení

Tento hřídel bude zatěžován podle obrázku č. 7



obr. 7

Volný konec hřídele je zatížen pouze kroutícím momentem. Z obr. 7 vycházíme při výpočtu reakcí. Pak platí:

$$\uparrow : F = R_1 + R_2$$

$$\curvearrowleft A : R_2 \cdot 50 = F \cdot 85$$

Z těchto rovnic platí, že:

$$R_{2y} = \frac{F \cdot 0,085}{0,05} = \frac{494,36 \cdot 0,085}{0,05} = 840,41 \text{ N}$$

$$R_{1y} = F - R_2 = 494,36 - 840,41 = -346,05 \text{ N}$$

$$R_{2x} = \emptyset$$

Průměr hřídele navrhne z hnacího kroutícího momentu, $M_h = 28,2 \text{ Nm}$. Hřídel vyrobíme z materiálu 11 500.

Dovolená napětí určíme z /3/

Pro ohyb $\sigma_0 = 80 \text{ MPa}$

Pro krut $\tau_k = 50 \text{ MPa}$

Průměr hřídele navrhne z:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

kde M_k je krouticí moment - M_h
 W_k průřezový modul v krutu

Dosazením dostaneme

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

po úpravě:

$$\phi d = \sqrt[3]{\frac{16 M_k}{\pi \tau_k}}$$

po dosazení

$$\phi d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 28,2}{\pi \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,014 \text{ m}$$

Navržený hřídel zkontrolujeme na ohyb. Ohybový moment určíme k bodu B kde bude maximální.

$$M_o = F \cdot 0,035 = 494,36 \cdot 0,035 = 17,3 \text{ Nm}$$

Kontrolu provedeme podle /2/.

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot V_v \cdot V_o \cdot \eta}{\beta_o}$$

kde σ_c je mez únavy zkušební vzorku a

$$\sigma_c = 0,35 R_m = 0,35 \cdot 500 = 175 \text{ MPa}$$

a součinitelé změny průřezu a jakosti povrchu určíme z /2/.

$$V_r = 0,922$$

$$V_o = 1,046$$

$$\beta = 1,475$$

$$\eta = 0,9$$

Po dosazení:

$$\sigma_{co}^x = \frac{175 \cdot 10^6 \cdot 0,922 \cdot 1,046}{1,475} = 0,9 = 102,97 \text{ MPa}$$

Bezpečnost pak spočítáme podle

$$K = \frac{\sigma_{co}^x}{\sigma_o}$$

kde σ_o je ohybové napětí a $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$

$$\text{po dosazení: } \sigma_o = \frac{32 \cdot 17,3}{\pi \cdot 0,014^3} = 64,25 \text{ MPa}$$

$$\text{potom: } K = \frac{102,97}{64,25} = 1,6$$

Nyní provedeme výpočet kuličkových ložisek.

Dynamickou únosnot spočítáme podle:

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot F_L^P \cdot 60n}{10^6}}$$

kde p je pro kuličková ložiska rovno 3,

$L_h = 50\ 000$ hod je trvanlivost ložiska

$$\text{a } F_L = VXR_{2r} + YR_{2a}$$

V, X, Y se volí z /3/ podle ložiska. Pro tento případ

$$V = 1$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

pak $F_L = R_{2y} = 840,41$ N.

Otáčky n dosazujeme v min^{-1} .

$$C = \sqrt[3]{\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 840,41^3 \cdot 60 \cdot 9,18}{10^6}} = 2\ 537,92$$
 N

Statiskou únosnost ložiska určíme podle

$$C_o = S_o \cdot (X_o R_{2y} + Y_o R_{2x})$$

kde $S_o = 2$ je bezpečnost a $X_o = 0,6$ a $Y_o = 0,5$

se určí z /3/ podle typu ložiska. Po dosazení:

$$C_o = 2 \cdot (0,6 \cdot 840,41) = 1\ 008,49$$
 N

Podle průměru hřídele, C a C_o voleno ložisko 6004 s dynamickou únosností $C = 7\ 200$ N

Skutečná trvanlivost bude:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_L} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n}$$

po dosazení:

$$L_h = \left(\frac{7\ 200}{840,41} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,18} = 1,14 \cdot 10^6$$
 hod

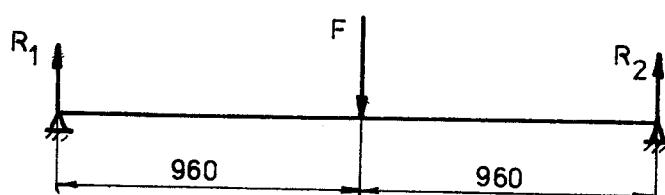
Druhé ložisko bude to samé, a proto spočítáme pouze

jeho skutečnou trvanlivost

$$L_h = \left(\frac{7\,200}{346,05} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,18} = 16,3 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

4.4.2 Výpočet hřídele pozice 36 a jeho uložení

Tento hřídel je zatěžován podle obr. 8



obr. 8

Pro snížení hmotnosti použijeme pro tento hřídel tlustostěnnou trubku z materiálu 11 500.

Pro výpočet reakcí platí, že

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

kde F je maximální hmotnost baněk

$$a \quad F = m g = 3,655 \cdot 9,81 = 35,85 \text{ N}$$

po dosazení:

$$R_1 = R_2 = 17,93 \text{ N}$$

$$R_x = \emptyset$$

Tento hřídel je namáhán pouze na ohyb pro jeho průměr spočítáme podle

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0}$$

kde $M_0 = R_1 \cdot 0,96 = 17,93 \cdot 0,96 = 17,2 \text{ Nm}$

a $W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$ pro trubku

$\sigma_0 = 80 \text{ MPa}$ z kap. 4.4.1

Vnější průměr $D = 22 \text{ mm}$ je volen a vnitřní průměr:

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{M_0 \cdot 32 \cdot D}{\pi \sigma_0}}$$

po dosazení:

$$d = \sqrt[4]{0,022^4 - \frac{17,2 \cdot 32 \cdot 0,022}{80 \cdot 10^6}} = 0,02 \text{ mm}$$

Protože ložiska budou jištěna pojistnými kroužky, je nutno zmenšit vnitřní průměr na $d = 0,014 \text{ m}$.

Vzhledem k namáhání hřídele, kontrolu provedeme na ohyb z kap. 4.4.1.

Skutečné napětí v ohybu je pak:

$$\sigma_0 = \frac{32 \cdot M_0}{\pi \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)} = \frac{32 \cdot 17,2}{\pi \left(\frac{0,022^4 - 0,014^4}{0,022} \right)} = 19,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CO} = 215 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c\delta} = \frac{\sigma_c \cdot V_r \cdot V_0}{\beta_0} \quad ?$$

kde $V_r = 0,945$

$V_o = 1,056$

$\beta = 1,45$

$\gamma = 0,9$

jsou určeny z /2/

Po dosazení

$$\sigma_{co}^x = \frac{175 \cdot 0,945 \cdot 1,056}{1,45} \cdot 0,9 = 133 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$$K = \frac{\sigma_{co}^x}{\sigma_o} = \frac{133}{19,7} = 6,75$$

Výpočet ložisek provedeme stejně jako v kapitole

3.4.1.

Dynamická únosnost

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot F_L^p \cdot 60n}{10^6}}$$

Ekvivalentní zatížení

$F_L = R_y$ protože podle /3/

$V = 1$

$X = 1$

$Y = 0$

po dosazení:

$$C = \sqrt[3]{\frac{50\,000 \cdot 17,93^3 \cdot 60 \cdot 9,18}{10^6}} = 54,14 \text{ N}$$

Statická únosnost:

$$C_o = S_o \cdot (X_o R_y + Y_o R_x)$$

kde $S_o = 2$; $X_o = 0,6$; $Y_o = 0,5$ z/3/

po dosazení:

$$C_o = 2 (0,6 \cdot 17,93) = 21,5 \text{ N}$$

Voleno ložisko 6004, $C = 7\,200\text{ N}$.

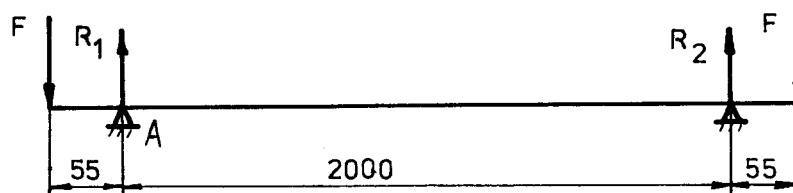
Skutečná trvanlivost je:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_L}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60\text{ n}} = \left(\frac{7\,200}{17,93}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,18} = 1,17 \cdot 10^{11}\text{ hod}$$

Skutečná trvanlivost ložiska bude $1,17 \cdot 10^{11}$ hod.

4.4.3 Výpočet hřídele pozice 34 a jeho uložení

Tento hřídel je zatížen podle obr. 9



obr. 9

Pro výpočet reakcí platí, že:

$$\downarrow: 2F = R_1 + R_2$$

$$\curvearrowleft A: F \cdot 0,055 + R_2 \cdot 2 = F \cdot 2,055$$

po úpravě

$$R_2 = \frac{F \cdot 2,055 - F \cdot 0,055}{2}$$

kde F je síla v řetězu a $F = 494,36\text{ N}$

po dosazení

$$R_2 = \frac{494,36 \cdot 2,055 - 494,36 \cdot 0,055}{2} = 494,36$$

pak $R_1 = R_2 = 494,36$

Hřídel bude namáhaný na krut a na ohyb.
Průměr hřídele navrhne z

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K}$$

kde $M_K = 7,34$ je potřebný moment na výstupu převodovky
a $\tau_K = 50$ MPa z kap. 4.4.1
pak

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_K}{\pi \tau_K}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7,34}{\pi \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,009 \text{ mm}$$

průměr volen 20 mm

Kontrola na ohyb provedena stejně jako v kapitole
4.4.1. Materiál je ocel 11 500.

Ohybový moment

$$M_0 = F \cdot 0,055 = 494,36 \cdot 0,055 = 27,18 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{CO}^x = \frac{\sigma_c \cdot V_F \cdot V_0}{\beta_0} \cdot \eta$$

kde $\sigma_c = 0,35 R_m = 0,35 \cdot 500 = 175$ MPa

a součinitele změn průřezu a jakosti povrchu určíme z /2/

$$V_F = 0,922$$

$$\beta = 1,475$$

$$V_0 = 1,046$$

$$\eta = 0,9$$

Po dosazení

$$\sigma_{co}^x = \frac{175 \cdot 10^6 \cdot 0,922 \cdot 1,46}{1,475} \cdot 0,9 = 102,97 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí je pak

$$\sigma_o = \frac{32 M_o}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 27,18}{\pi \cdot 0,02^3} = 34,62$$

Bezpečnost je pak:

$$K = \frac{\sigma_{co}^x}{\sigma_o} = \frac{102,97}{34,62} = 2,9$$

Pro výpočet ložiska platí:

$$C = P \sqrt{\frac{L_h \cdot F_L^P \cdot 60n}{10^6}}$$

Kde $F = R_1$ podle kapitoly 4.4.1, $L_h = 50\,000$ hodin a otáčky $n = 0,590^{-1} = 35,4 \text{ min}^{-1}$ z kapitoly 4.1

Po dosazení:

$$C = \sqrt[3]{\frac{50\,000 \cdot 494,36^3 \cdot 60 \cdot 35,4}{10^6}} = 2\,341,09 \text{ N}$$

Statická únosnost $C_o = S_o (X_o \cdot R_1) = 2 \cdot (0,6 \cdot 494,36) = 593,23 \text{ N}$

Voleno ložisko 6004, $C = 7200 \text{ N}$

Skutečná trvanlivost ložiska

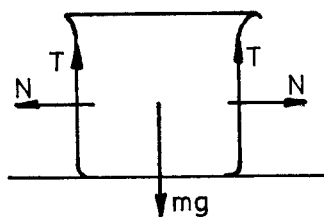
$$L_h = \left(\frac{C}{F_L}\right)^P \cdot \frac{10^6}{60 n} = \left(\frac{7200}{494,36}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 35,4} = 1,45 \cdot 10^6 \text{ hod.}$$

5 VÝPOČET ÚCHOPOVÉHO MECHANISMU

5.1 Mech. konstrukce úchopového mechanismu

5.1.1 Výpočet úchopové síly

Na obrázku 10 jsou silové poměry na baňce



obr. 10

Podle obr. 10 platí:

$$2T = mg$$

$$T = Nf$$

po úpravě: mg

$$N = \frac{mg}{2f}$$

kde $m = 4 \text{ kg}$ je maximální hmotnost baňek a $f = 0,15$ je koeficient tření mezi baňkou a čelistí

po dosazení:

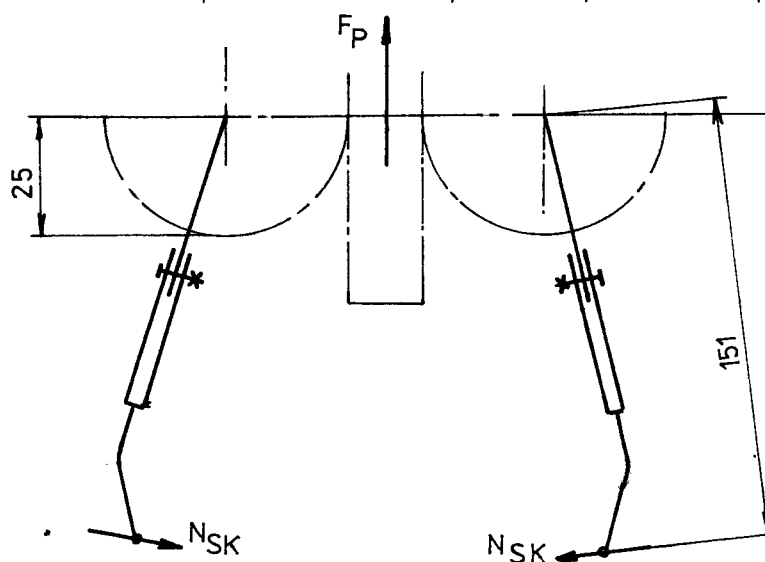
$$N = \frac{4 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,15} = 130,8 \text{ N}$$

Při bezpečnosti $K = 1,5$ bude skutečná síla

$$N_{SK} = K \cdot N = 1,5 \cdot 130,8 = 196,2 \approx 200 \text{ n}$$

Normálová reakce N_{SK} je úchopová síla, kterou je nutno vyvinout mechanismem čelistí.

Osovou sílu v pneumatickém pístu spočítáme podle obr. 11.



obr. 11

Platí tedy, že:

$$M_K = N_{SK} \cdot r_{\max} = 200 \cdot 0,151 = 30,2 \text{ Nm}$$

Síla na pístu je pak:

$$F_P = \frac{M_K}{r_S} = \frac{30,2}{0,025} = 1\,208 \text{ N}$$

5.1.2 Kontrola navrženého mechanismu

Konstrukční provedení je zřejmé z přiložené výkresové

dokumentace. Materiál hřídele je ocel 11 500.

Hřídel navrhne z z krouticího momentu.

$$\varnothing d = \sqrt[3]{\frac{16 M_k}{\pi \tau_k}}$$

kde $M_k = 30,2$ Nm je krouticí moment a $\tau_k = 50$ MPa je dovolené napětí v krutu z /3/.

Po dosazení:

$$\varnothing d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30,2}{\pi \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,013 \text{ m}$$

Průměr byl zvolen $d = 0,15$ mm

Skutečné napětí v krutu

$$\tau_{KS} = \frac{16 M_k}{\pi d^3}$$

Po dosazení

$$\tau_{KS} = \frac{16 \cdot 30,2}{\pi \cdot 0,015^3} = 45,6 \text{ MPa}$$

Bezpečnost spočítáme podle vzorce

$$K = \frac{\tau_k}{\tau_{KS}} = \frac{80}{45,6} = 1,75$$

Vzhledem k namáhání hřídele jsou volena ložiska 6002 podle průměru použitého hřídele.

Pro návrh ozubeného převodu musíme znát kinematické poměry v převodu. Rychlost ozubeného hřebenu určíme ze vztahu:

$$v = \frac{Q}{S}$$

kde Q je průtočné množství pneumat. válcem; $Q = 0,3 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$
a S je plocha pístu; $S = 2\,800 \text{ mm}^2$.

Po dosazení:

$$v = \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{2\,800 \cdot 10^{-6}} = 0,1 \text{ m s}^{-1}$$

Rychlost pístu je totožná s rychlostí hřebene.

Uhlová rychlost ozubeného kola je pak:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,1}{0,025} = 4 \text{ s}^{-1}$$

Ozubené kolo zkontrolujeme podle /2/ a ozubený hřeben podle /2/ a /4/.

Nejprve zkontrolujeme ozubené kolo. Skutečné ohybové napětí je:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_F$$

kde $F_t = 1\,208$ je tečná síla z kap. 5.1.1, $b_w = 22 \text{ mm}$ je šířka ozubení, $m_n = 3$ je modul ozubení a $K_F = K_I \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$

Příslušné konstanty určíme z /2/.

$$Y_F = 2,96$$

$$K_V = 1,05$$

$$Y_\varepsilon = 0,728$$

$$K_{F\alpha} = 1,1$$

$$Y_\beta = 1$$

$$K_{F\beta} = 1,03$$

$$K_I = 1,5$$

Po dosazení:

$$\sigma_F = \frac{1\,208}{22 \cdot 3} \cdot 2,96 \cdot 0,728 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,05 \cdot 1,1 \cdot 1,03$$

$$\sigma_F = 70,38 \text{ MPa}$$

Zavedením přípustného ohybového napětí provedeme kontrolu tak, že kolo vyhovuje, jestliže $\sigma_F < \sigma_{FP}$.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X$$

kde $\sigma_{Flim} = 100$ MPa pro materiál kola 11 600 povrchově kalený, $S_F = 1,4$ je součinitel bezpečnosti a konstanty jsou určeny z /2/.

$$Y_S = 1,08$$

$$Y_R = 1,03$$

$$Y_X = 1$$

Po dosazení:

$$\sigma_{FP} = \frac{100}{1,4} \cdot 1,08 \cdot 1,03 \cdot 1 = 79,4 \text{ MPa}$$

Kolo na ohyb vyhovuje, protože $\sigma_F < \sigma_{FP}$.

Kontrolu na dotyk provedeme obdobně.

Dotykové napětí spočteme podle /2/

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon$$

kde $d_1 = 51$ mm je průměr kola $a_i = 2,8$, který je určen z poměrů drah hřebene a kola.

Konstanty jsou opět určeny z /2/

$$K_H = 1,81$$

$$Z_M = 268,5$$

$$Z_H = 1,76$$

$$Z_\varepsilon = 0,93$$

Po dosazení:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{1208 \cdot 1,81}{22 \cdot 51} \cdot \frac{288+1}{2,8} \cdot 268,5 \cdot 1,76 \cdot 0,93 = \\ &= 714,7 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Přípustné dotykové napětí je pak:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$$

kde $\sigma_{Hlim} = 1\,200$ MPa a $S_H = 1,2$. Konstanty jsou určeny z /2/.

$$Z_L = 1,15$$

$$Z_V = 0,9$$

$$Z_R = 0,95$$

$$Z_X = 1$$

Po dosazení:

$$\sigma_{HP} = \frac{1\,200}{1,2} \cdot 1,15 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 983,25.$$

Vzhledem k tomu, že $\sigma_H < \sigma_{HP}$ kolo vyhovuje.
Hřeben na ohyb budeme kontrolovat stejně jako kolo.

Ohybové napětí tedy bude:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\xi \cdot Y_\beta \cdot K_F$$

kde konstanty jsou určeny z /2/.

$$Y_F = 2,18$$

$$Y_\xi = 0,728$$

$$Y_\beta = 1$$

$$K_F = 1,75$$

Po dosazení

$$\sigma_F = \frac{1\ 208}{22 \cdot 3} \cdot 2,18 \cdot 0,728 \cdot 1 \cdot 1,75 = 51 \text{ MPa}$$

Porovnávací napětí je pak:

$$\sigma_{FP} = \frac{F_{lim}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X$$

kde konstanty jsou určeny z /2/

$$Y_S = 0,9$$

$$Y_R = 1,08$$

$$Y_X = 1$$

a $\sigma_{Flim} = 150 \text{ MPa}$ pro materiál 11 600, normaliz. žíhaný.

Po dosazení:

$$\sigma_{FP} = \frac{150}{1,4} \cdot 0,9 \cdot 1,08 \cdot 1 = 104,1 \text{ MPa}$$

Protože $\sigma_F < \sigma_{FP}$ hřeben na ohyb vyhovuje.
Kontrolu na dotyk provedeme podle /4/.
Vychází ze vztahu pro Hertzův tlak.

$$P_H = \sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_t}{b} \cdot \frac{E_r}{Q_r}}$$

kde $E_r = \frac{2 E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ a $E_1 = E_2$, pak po úpravě $E_r = E =$
 $= 2,059 \cdot 10^5$ MPa.

Q_r je redukovaný poloměr křivosti, který určíme podle

$$\frac{1}{Q_r} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{Q_1} + \frac{1}{Q_2} \right)$$

a $Q_1 = r_1 \sin \alpha$, $Q_2 = \infty$

z toho plyne, že $Q_r = 2 Q_1 = d_1 \sin \alpha = 0,051 \cdot \sin 20^\circ =$
 $1,7 \cdot 10^{-2}$ m.

Po dosazení:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{1208}{0,022} \cdot \frac{2,059 \cdot 10^{11}}{1,7 \cdot 10^{-2}}} = 340,8 \text{ MPa}$$

Porovnání napětí je pak:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$$

kde $\sigma_{Hlim} = 520$ MPa a konstanty jsou určeny z /2/.

$$\begin{aligned}Z_L &= 1,15 \\Z_V &= 0,9 \\Z_R &= 0,95 \\Z_X &= 1\end{aligned}$$

Po dosazení:

$$\sigma_{HP} = \frac{520}{1,2} \cdot 1,15 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1 = 426,07 \text{ MPa.}$$

Vzhledem k tomu, že i $\sigma_H < \sigma_{HP}$ hřeben vyhovuje.

5.2 Pneumatický obvod čelistí

5.2.1 Výpočet pneumatického válce

Síla v pístu je $F = 1\,208 \text{ N}$. Plochu pístu spočítáme podle vzorce:

$$F = P_m \cdot S_p$$

kde P_m je tlak na motor a je roven $0,9 P_p$.

P_p je pracovní tlak a je $0,7 P_{roz.}$, což je tlak v rozvodu, který je $0,8 \text{ MPa}$.

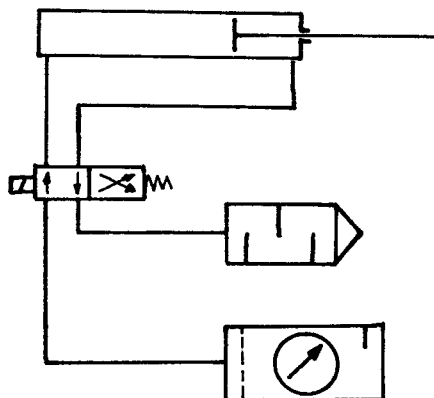
Pak se rovná $0,9 \cdot 0,7 \cdot P_{roz.} = 0,9 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \text{ MPa} = 0,504 \text{ MPa}$.

Po úpravě dosazení:

$$S_p = \frac{F}{P_m} = 2\,396 \text{ mm}^2$$

Z /3/ volen válec se zasouvací plochou pístu $S_p = 2\,800\text{ mm}^2$
Průměr pístu je 63 mm, zdvih je

5.2.2 Pneumatický obvod



obr. 12

6 ÚPRAVA ROZTEČÍ BANĚK

Úprava roztečí baněk je provedena pohyblivou zarážkou, která je vedena mezi dvěma ložisky, která zapadají do drážky v zarážce. Zarážka je poháněna pneumatickým válcem. Celý mechanismus je přivařen ke konstrukci na počátku převáděcího pasu. Hydraulický obvod je stejný, jako v kap. 5.2.2.

7 PRACOVNÍ CYKLUS MECHANISMU, POPIS FUNKCE

Celý mechanismus je poháněn motorem s převodovkou typu Albox a pružnou spojkou Periflex. Od ní je poháněn hnací hřídel poz. 34. Od něj je odvozen pohyb celého mechanismu pomocí řetězového převodu. Tento převod bude po montáži zakryt plechovými kryty.

Přenos kroutícího momentu z řetězových kol je proveden přes hřídele poz. 35 uložených v kuličkových ložiskách, těsněných Guffery a příslušná úsečová pera na kliky mechanismu. Mechanismus je v koncové poloze zastavován vypnutím pohonu koncovým vypínačem a najetím na pryžové dorazy vlastní setrvačností.

Pneumatický válec pro ovládání čelistí je uložen mezi dvěma příčnickami, poz. 36.

Hřídele zajišťující otevírání a zavírání čelistí poz. jsou uloženy v kuličkových ložiskách v pouzdrech, která jsou uchycena na dolním příčnicku, poz. 36.

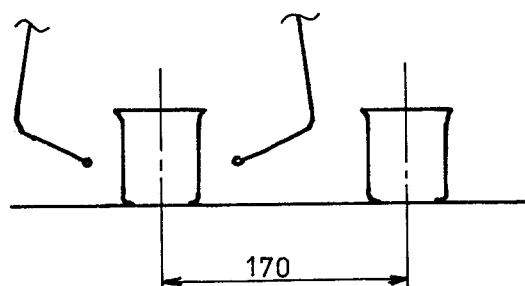
Vlastní čelisti jsou tvořeny plechem tl. 1 mm. Pokud by docházelo k škrábání baněk, bylo by možno na stočený konec plechu navléci naříznutou pryžovou hadičku.

Pracovní cyklus

Při posunu pásu pece 4,20 mm/min je minimální čas na uložení nové řady baněk

$$t_b = \frac{170}{420} \cdot 60 = 24 \text{ s}$$

kde 170 mm je min. vzdálenost mezi předchozí a nově zakládánou řadou podle obr. 13.



obr. 13

Při uvažování konstantní rychlosti po celé dráze mechanismu je $n = 0,153 \text{ ot s}^{-1}$. Cyklus mechanismu je jedna otáčka, pak čas na jednu otáčku je 6,5 s. Pokud budeme uvažovat, že mechanismus bude 2 s v poloze uvolňování baněk, pak celkový čas cyklu bude 8,5 s.

Pokud čas na uložení je 24 s a čas cyklu je 8,5 s, pak mechanismus bude 15,5 s čekat v základní poloze na najetí baněk mezi čelisti mechanismu.

8 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

V současné době je velké procento výrobků odběratelům reklamováno z důvodu poškrábání dna baněk. Osvědčením navrženého mechanismu by se měly tyto reklamace odstranit. Úspory pak představují 200 000 Kčs ročně. Podle údajů podniku Kavalier Sázava náklady na výrobu nepřesáhnou 150 000 Kčs. Ekonomické zhodnocení provedeme výpočtem doby úhrady:

$$T_{\dot{u}} = \frac{\text{JIN}}{\text{prům. roční úspora provozních nákladů}}$$

kde JIN jsou jednorázové investiční náklady.

JIN = 150 000 Kčs a úspora provozních nákladů je 200 000 Kčs.

Po dosazení:

$$T_{\dot{u}} = \frac{150\ 000}{200\ 000} = 0,75 \text{ let.}$$

Návratnost této investice je tedy 0,75 let.

9 ZÁVĚR

Ve své diplomové práci jsem vyřešil mechanismus na přenášení baněk z přiváděcího pásu na pás chladicí pece.

Osvědčení tohoto zařízení by mělo odstranit velké množství reklamací a zároveň srovná baňky, což umožní v budoucnosti realizovat zařízení na mechanické odnámání výrobků na výstupu pece.

Závěrem bych chtěl poděkovat s. Ing. Janu Cibulkovi a Ing. Zděnkovi Jandovi za odborné vedení práce a cenné připomínky.

SEZNAM LITERAURY

1. Patent F N⁰ 1.556 028, 1968
2. Prášil L., Olehlová M Části strojů a mechanismů
skripta VŠST Liberec, 1984
3. Vávra P a kol. Strojnické tabulky
SNTL 1983
4. Boháček F a kol. Části a mechanismy strojů III
skripta VUT Brno, 1982
5. Přerovské strojírny Katalog převodovek Albox,
Přerov 1983

1	POHON	ALBOX 63/80				1
1	PNEUM. VÁLEC	63/60				2
1	PNEUM. VÁLEC	25/60				3
1	PERIFLEX 63Nm					4
1	∅70-20	ČSN 42 5510	11 500	001		5
1	P22x230-230	ČSN 42 5310	11 500	001		6
1	P12x230-230	ČSN 42 5310	11 500	001		7
2	∅60-25	ČSN 42 651011 600.4	11 600	001		8
1	P32x32-78	ČSN 42 531011 600.1	11 600	001		9
1	KLADKA	PA 6				10
2	TR 4HR 55x2-445	ČSN 42 6935	11 373	001		11
2	TR 4HR 60x2-170	ČSN 42 6935	11 373	001		12
4	TR 4HR 30x2-305	ČSN 42 6935	11 373	001		13
2	TR 4HR 65x2-35	ČSN 42 6935	11 373	001		14
2	TR ∅30x15x2-470	ČSN 42 6936	11 373	001		15
1	∅58-30	ČSN 42 5510	11 373	001		16
2	∅68-90	ČSN 42 5510	11 343	007		17
1	TR 25x2,5-30	ČSN 42 5715	11 343	007		18
1	TR 25x2,5-40	ČSN 42 5715	11 343	007		19
1	TR 25x2,5-32	ČSN 42 5715	11 343	007		20

ČECH

Čech

VŠST

LIBEREC

PŘENAŠEČ

4-DP-116/87-00-00

K

4	ø45-10	ČSN 42 5510	10 000	001	21
4	ø65-90	ČSN 42 5510	11 373	001	22
4	ø42-45	ČSN 42 5510	11 373	001	23
4	ø38-23	ČSN 42 5510	11 373	001	24
4	ø58-75	ČSN 42 5510	11 373	001	25
4	ø60x10-260	ČSN 43 5522	11 373	001	26
4	P17x60-125	ČSN 42 5310	10 370	001	27
2	ø22x3,5-15	ČSN 42 5715	11 343	007	28
2	ø42-5	ČSN 42 5510	10 370	001	29
6	P1x50-50	ČSN 42 5301	10 370	001	30
4	4HR 20-100	ČSN 42 5520	11 373	001	31
4	P4x10-90	ČSN 42 5310	11 373	001	32
2	P1x50-1770	ČSN 42 5301	12 090	002	33
1	ø22-2160	ČSN 42 5510	11 500	001	34
4	ø24-200	ČSN 42 5310	11 500	001	35
2	ø22-2000	ČSN 42 5310	11 500	001	36
2	ø16-520	ČSN 42 5310	11 500	001	37
1	P2x110-192	ČSN 42 5301	10 370	001	38
2	P2x25-180	ČSN 42 5301	10 370	001	39
4	P2x80-100	ČSN 42 5301	10 370	001	40

ČECH

ČSN

VŠST
LIBEREC

PŘENAŠEČ

4-DP-116/87-00-00 K

2	P2x25-210	ČSN 42 5301	10 370	001	41
1	P2x110-192	ČSN 42 5301	10 370	001	42
1	P1,5x30-400	ČSN 42 5301	10 370	001	43
2	P2x20-80	ČSN 42 5301	10 370	001	44
2	P2x15-100	ČSN 42 5301	10 370	001	45
1	P4x38-35	ČSN 42 5310	10 370	001	46
1	P4x38-300	ČSN 42 5310	10 370	001	47
1	P1,5x38-160	ČSN 42 5301	10 370	001	48
1	P8x170-210	ČSN 42 5310	10 370	001	49
1	P2x14-120	ČSN 42 5301	10 370	001	50
1	P2x14-30	ČSN 42 5301	10 370	001	51
1	∅20x16-115	ČSN 42 5522	10 370	001	52
1	P2x40-60	ČSN 42 5301	10 370	001	53
2	∅14-35	ČSN 42 5510	11 343	001	54
2	P3x22-70	ČSN 42 5310	10 370	001	55
4	P2x27-31	ČSN 42 5301	10 370	001	56
2	P2x32-90	ČSN 42 5301	10 370	001	57
4	∅45x11	ČSN 42 5510	10 370	001	58
12	∅45x11	ČSN 42 5510	10 370	001	59
24	LOŽISKO 6004	ČSN 02 4630			60

ČECH

Čech

VŠST

LIBEREC

PŘENAŠEČ

4-DP-116/87-00-00

K

8	LOŽISKO 6202	ČSN 02 4630	61
2	LOŽISKO 6200	ČSN 02 4630	62
16	GUFERO 22x40x10	ČSN 02 9401	63
2	SPÍNAČ	KS 6MF KR	64
12	PERO 3x3,7	ČSN 30 1385.11	65
2	ŠROUB M10x75	ČSN 02 1101	66
8	ŠROUB M5x15	ČSN 02 1101	67
2	ŠROUB M4x9	ČSN 02 1103	68
2	ŠROUB M5x15	ČSN 02 1101	69
2	ŠROUB M6x8	ČSN 02 1151	70
2	ŠROUB M6x20	ČSN 02 1103	71
6	ŠROUB M5x20	ČSN 02 1103	72
1	ŠROUB M6x20	ČSN 02 1103	73
8	ŠROUB M8x20	ČSN 02 1103	74
6	ŠROUB M6x15	ČSN 02 1103	75
2	ŠROUB M4x40	ČSN 02 1131	76
4	ŠROUB M12x90	ČSN 02 1101	77
4	ŠROUB M8x15	ČSN 02 1103	78
8	MATICE M20	ČSN 02 1403	79
1	MATICE M16	ČSN 02 1403	80

ČECH

Čech

VŠST

LIBEREC

PŘENAŠEČ

4-DP-116/87-00-00

K

1	MATICE M10	ČSN 02 1403				81
4	MATICE M12	ČSN 02 1401				82
2	MATICE M10	ČSN 02 1401				83
8	PODLOŽKA 20	ČSN 02 1740				84
2	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1740				85
4	PODLOŽKA 8	ČSN 02 1740				86
1	P2x10-50	ČSN 42 5301				87
4	ČEP 3-50	ČSN 02 2102				88
7	KROUŽEK 20	ČSN 02 2930				89
2	KROUŽEK 15	ČSN 02 2930				90
12	KROUŽEK 42	ČSN 02 2931				91
2	KROUŽEK 10	ČSN 02 2930				92
4	HADICE	HV-T				93
4	DORAZ	ČSN 62 2216.03	PRYŽ 015			94
1	U80-750	ČSN 42 5570	10 370	001		95
1	U65-360	ČSN 42 5570	10 370	001		96
2	ŘETĚZ 136 ČLÁNKŮ 06B	ČSN 02 3311				97
2	ŘETĚZ 92 ČLÁNKŮ 06B	ČSN 02 3311				98

ČECH

Čech

VŠST

LIBEREC

PŘENAŠEČ

4-DP-116/87-00-00

K