



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH ZÁSOBNÍKU S POSUVEM A ORIENTACÍ POLOTOVARU

SUGGESTION OF CASE FEEDER FOR ORIENTATION INTERMEDIATE PRODUCT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR





TOMÁŠ SIKORA

VEDOUCÍ PRÁCE

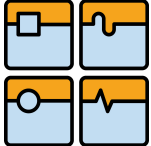
SUPERVISOR

Ing. MILOŠ SYNEK

BRNO 2008

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

ANOTACE

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout tři řešení orientace a posuvu polotovaru (nábojnice), jeden z těchto návrhu propočítat a nakreslit výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

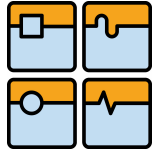
Zásobník, konstrukční návrh, motor, výkresová dokumentace, posuv a orientace polotovaru, výpočet dopravníku, nábojnice.

ANNOTATION

The main target of this bachelor thesis was to make three suggestions orientation and movement intermediate product (cartridge), one of this solution describe, make calculation and draw drawings documentation.

KEYWORDS

Case feeder, constructional suggestion, motor, drawings documentation, movement and orientation intermediate product, cartridge box.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

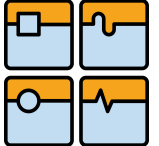
PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně s využitím rad a poznatků vedoucího bakalářské práce Ing. Miloše Synka a na základě uvedených podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně dne 23. května 2008

.....

podpis

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ:

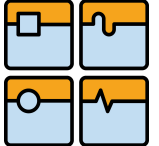
Děkuji tímto všem, kteří mi poskytli rady a informace k řešení problému, které se vyskytly v průběhu a řešení této bakalářské práce. Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Miloši Synkovi, a dále panu Ing. Janu Medlíkovi za jejich odborné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce.

Bibliografická citace mé práce:

SIKORA, T. *Návrh zásobníku s posuvem a orientací polotovaru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 33s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Miloš Synek.

OBSAH

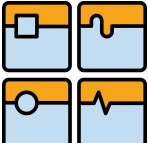
ÚVOD.....	7
1. PERIFERIE.....	8
2. DOPRAVNÍKY.....	9
2.2 Pásový dopravník.....	9
2.3 Článekový dopravník.....	9
2.4 Vibrační dopravník.....	10
3. NÁVRH ŘEŠENÍ.....	11
3.1 Vibrační zařízení.....	11
3.2 Tvarová trubka.....	11
3.3 Pásový dopravník.....	12
4. VÝPOČTOVÁ ČÁST.....	13
4.1 Výpočet zatížení na pás od nábojnic.....	13
4.2 Výpočet dopravního pásu.....	16
4.3 Výpočet průměru hřídele.....	19
4.4 Výpočet řemene a řemenice.....	20
4.5 Výpočet ložisek.....	22
5. EKONOMICKÝ ODHAD.....	27
6. ZÁVĚR.....	28
7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	29
8. SEZNAM OBRÁZKŮ.....	29
9. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	30
10. PŘÍLOHY.....	33

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

ÚVOD

V praxi se setkáváme s různými problémy ve smyslu dopravy a orientace polotovaru. K těmto účelům slouží různé typy dopravníků. Mým úkolem je navrhnout zařízení, které bude orientovat nábojnici v jednom směru. Toto polohování dělám z důvodu další operace při výrobě náboje. Jako orientovací zařízení jsem si zvolil pásový dopravník, který bude poháněn krokovým motorem.

V první a druhé části definuji základní pojmy a seznamuji se s danou problematikou. Výsledné návrhy řešení orientace polotovaru jsem zpracoval v kapitole 3. Jedná se o vibrační zařízení, tvarovou trubku a pásový dopravník. V kapitole 4 jsem se podrobně zabýval pásovým dopravníkem a propočítal jsem jeho technické parametry. Kapitola 5 se pak zabývá ekonomickou výhodností tohoto návrhu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

1. PERIFERIE

Periferie nebo periferní zařízení, můžeme takto označit manipulační prostředky, mezioperační mechanismy, slouží k vykonávání jednoduchých pohybů (posuv, rotace, atd.) s určeným objektem jako je: obrobek, odlitek, svařenec atd.

Konstrukční řešení periferních zařízení jsou různé a jsou obvykle přizpůsobené určitému konkrétnímu projektu .

Periferní zařízení můžeme rozdělit podle několika hledisek a to podle funkce, charakteristické konstrukce a umístění v robotizovaném pracovišti.

Rozdělení podle funkce:

- periferie přemísťují objekty tak, že mění polohu těžiště, orientace zůstává zachována, osy objektu jsou rovnoběžné s osami souřadnicového systému zařízení
- periferie mění orientaci součástí (objekt se otáčí kolem osy ve svém těžišti , ale nepřesouvá se)
- periferie mění jak těžiště tak i orientaci polotovaru

Rozdělení podle charakteristické konstrukce:

- dopravníky
- otočné a křížové stoly
- podávací zařízení se zásobníkem a násypkou
- palety
- dopravní vozíky

Rozdělení zařízení:

- vstupní zařízení
- mezioperační zařízení
- výstupní zařízení
- pomocná zařízení



2. DOPRAVNÍKY

Dopravníky jsou základním článkem dopravy v průmyslu a existují různé typy a provedení. Dopravují polotovary, hotové součásti, nástroje, výrobní pomůcky, montážní celky a odpad.

Druhy nejpoužívanějších dopravníků:

- pásové
- článkové
- vibrační

2.2 Pásový dopravník

Pásové dopravníky se používají nejen k přepravě sypkých materiálů (písku, uhlí, sutiny, apod.), ale také k přepravě kusových materiálů, a to ve vodorovném nebo mírně skloněném směru.



Obr.1 Šikmý dopravník na kovové odstřížky

2.3 Článkový dopravník

Článkový dopravník je obdobou pásového dopravníku. Pryžový pás je nahrazen ocelovými články, které jsou na obou krajích spojeny řetězy, a řetězová kola nahrazují poháněcí bubny. Uplatnění dopravníku najdeme například ve slévárnách k dopravě odlitků, rámců a forem. Dále například na výrobních linkách k odmaštění krytů elektromotoru. Rychlost těchto dopravníků bývá menší než u pásových.



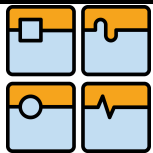
Obr. 2 Článkový dopravník k přepravě třísek

2.4 Vibrační dopravník

Vibrační dopravníky se používají k dopravě kusových předmětů. Pohyb předmětu se může konat prokluzem, poskokem nebo kombinací obu pohybů.



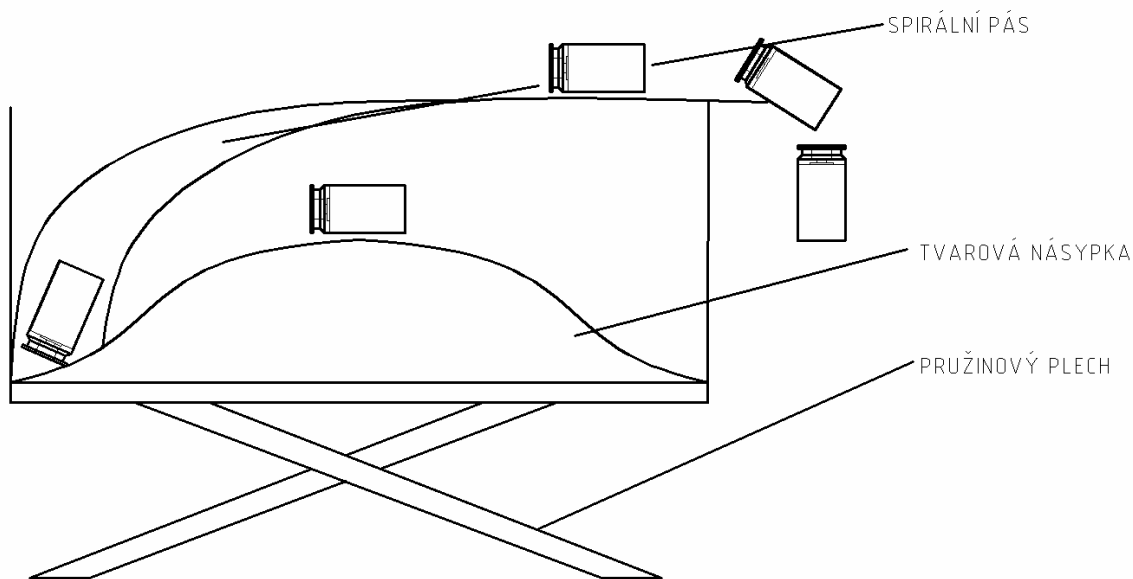
Obr. 3 Vibrační dávkovací dopravník



3. NÁVRH ŘEŠENÍ

3.1 Vibrační zařízení

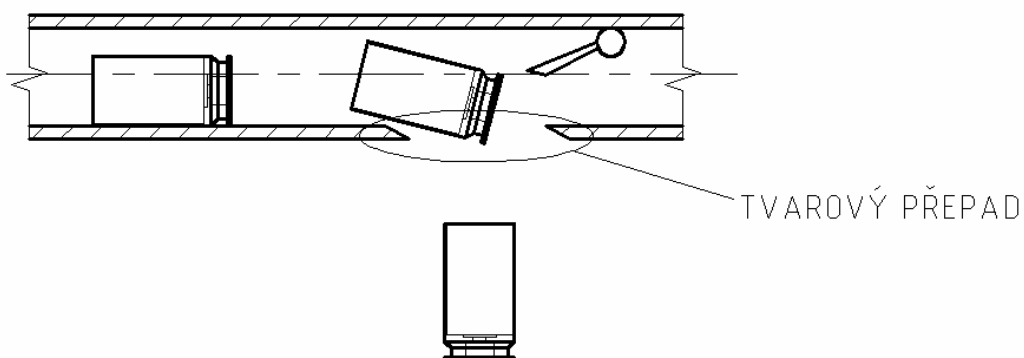
Jednou z variant by mohl být vibrační dopravník. Těleso dopravníku – násypka by byla připevněna na několika pružinových pleších. K těmto plechům by byly připevněny elektrické vibrátory. Do násypky by se vložily nábojnice. Po zapnutí by se nábojnice pohybovaly po bocích nádoby a následně po spirále nahoru za sebou. Pak by spadly do trubky už orientované s prázdnou stranou. Tato metoda je drahá, z důvodu provedení i nákupu vibračních zdrojů.



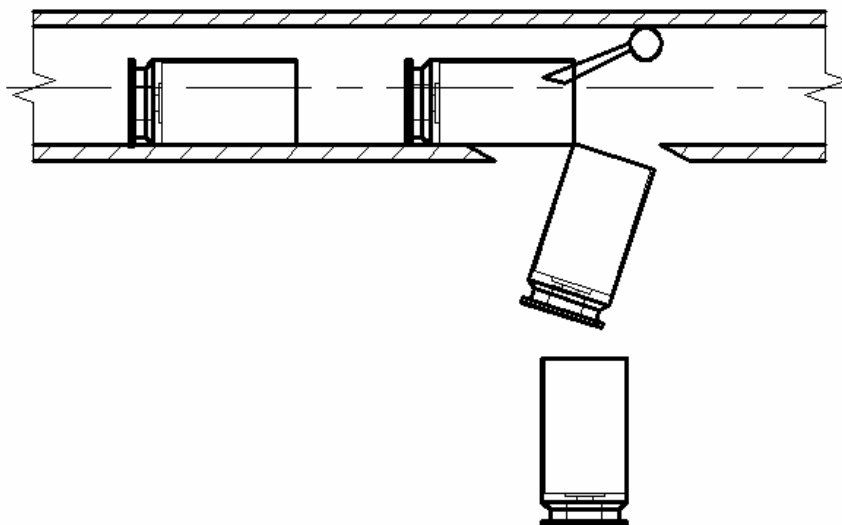
Obr. 4 Vibrační varianta

3.2 Tvarová trubka

Při této variantě by se vyrobila speciální trubka s tvarovým přepadem. Pokud by šla nábojnice těžším koncem napřed, pak by spadla hned do přepadu vlivem gravitace. Pokud uvažujeme opačný směr nábojnice (prázdným koncem napřed nabodla by se na trn, ostatní náboje by ji tlačily dopředu a až by se zadní část nábojnice ocitla nad přepadem již správně, trn, který by byl na založen na principu zápatky – rohatky, by ji upustil orientovanou do trubky.



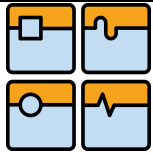
Obr. 5 Tvarový přepad 1



Obr. 6 Tvarový přepad 2

3.3 Pásový dopravník

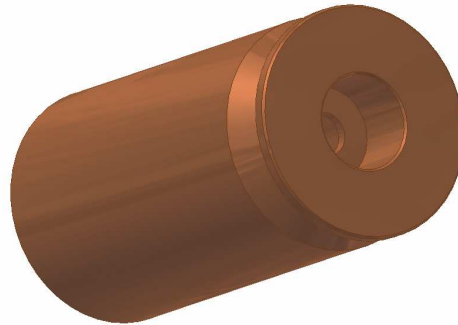
Nábojnice se vloží do násypky. Ve spodní části násypky je otvor, kterým propadnou na dvoudílný pás. Jedná se o pás se speciálním ozubením, na který se vejde pouze jedna nábojnice do mezery. Pás je dvojitý, aby se nemohla nábojnice zaklínit ve středu. Jakmile se nábojnice dostane do mezery posouvá se na pásu až na konec dopravníku, kde vypadne na rozdělovací nůž. Následně přepadne do výsypky s trubkou. Nábojnice bude orientovaná v těžším směru dolů.



4. VÝPOČTOVÁ ČÁST

4.1 Výpočet zatížení na pás od nábojnic

Parametry Nábojnice



Obr. 7 Nábojnica

Hmotnost $m_1 := 0.004 \text{ kg}$

Objem $V_1 := 421 \text{ mm}^3$

Těžiště $T [8.006; 0; 0]$

Objem násypky V_N

$v := 30 \text{ mm}$

$a_1 := 35 \text{ mm}$ $a_2 := 200 \text{ mm}$

$b_1 := 28 \text{ mm}$ $b_2 := 120 \text{ mm}$

$S_1 := a_1 \cdot b_1$ $S_2 := a_2 \cdot b_2$

$S_1 = 980 \text{ mm}^2$ $S_2 = 24000 \text{ mm}^2$

$$V_N := (S_1 + \sqrt{S_1 \cdot S_2} + S_2) \cdot \frac{v}{3}$$

$$V_N = 298297.423 \text{ mm}^3$$

Objem nábojnic

1 várka nábojnic – 500 kusů

$n_N := 500$

$$V_c := n_N \cdot V_1$$

$$V_c = 210500 \text{ mm}^3$$

budu počítat se 125 mezerami

$$n_m := 125$$

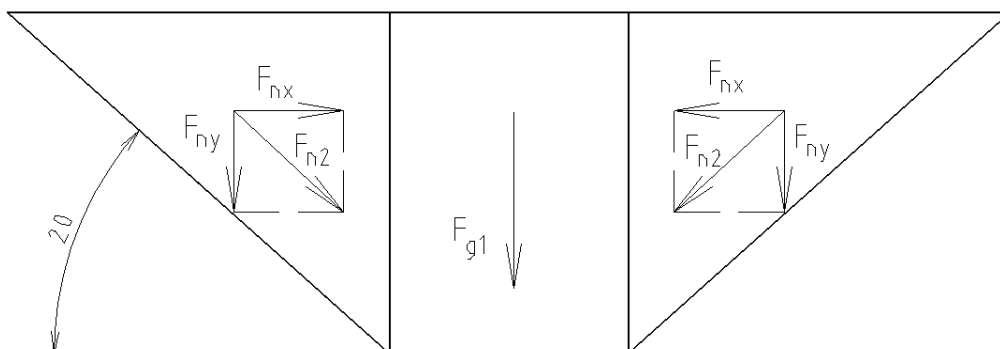
$$V_M := V_m \cdot n_m$$

$$V_M = 68075.625 \text{ mm}^3$$

$$V_c := V_M + V_c'$$

$$V_c = 278575.625 \text{ mm}^3$$

Výpočet zatížení na pás skrz otvor v násypce



Obr. 8 Síly v násypce

Výpočet objemu který bude zatěžovat pás ve sloupci násypky

$$V_F := a_1 \cdot b_1 \cdot v$$

$$V_F = 29400 \text{ mm}^3$$

Počet nábojnic v zatěžovacím objemu

$$N_{F'} := \frac{V_F}{V_1}$$

$$N_{F'} = 69.834 \rightarrow 70 \text{ nábojnic} \quad N_F := 70$$

Výpočet hmotnosti zatěžovacích nábojnic:

$$m_F := N_F \cdot m_1$$

$$m_F = 0.28 \text{ kg}$$

Výpočet síly na pás:

$$\text{gravitační zrychlení: } g=9,8 \quad \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_{g1} := m_F \cdot g$$

$$F_{g1} = 2.747 \text{ N}$$

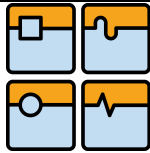
Výpočet síly od zbylých nábojnic:

z principu akce a reakce se složky sil ve směru x vyruší

budu uvažovat složku ve směru osy y pod úhlem 20°

počet zbylých nábojnic: 500-70=430 nábojnic

$$n_z := 430 \text{ nábojnic}$$



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

$$F_{N2} := m_1 \cdot n_z \cos(s) \cdot g$$

s – sklon násypky $s=20^\circ$

$$F_{N2} = 15.856 \text{ N}$$

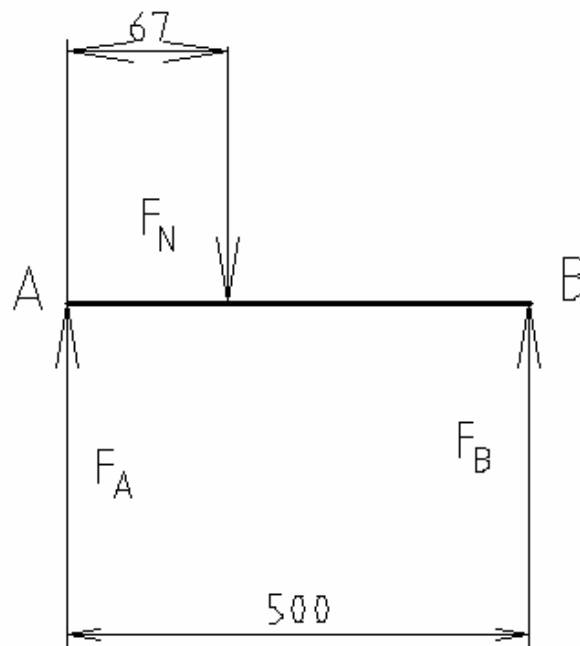
Celková síla od nábojnic na pás:

$$F_N := F_{g1} + F_{N2}$$

$$F_N = 18.602 \text{ N}$$

Výpočet reakcí, které budou zatěžovat ložiska na pásu:

volím délku dopravníku $L=500\text{mm}$



Obr. 9 Zatížení na pás od nábojnic

y:

$$F_A - F_N + F_B = 0$$

$$M_{OA}: 0 = -F_N \cdot 67 + F_B \cdot 500$$

$$F_B := \frac{F_N \cdot 67}{500}$$

$$F_B = 1.86 \text{ N}$$

$$F_A := F_N - F_B$$

$$F_A = 16.742 \text{ N}$$

Z vypočtené hodnoty vidíme že zatěžující síla na pás je zanedbatelná, proto ji dále při výpočtu ložisek nebudu uvažovat, větší zatěžující síla bude od motoru.

4.2 Výpočet dopravního pásu

Rychlost pásu:

volím rychlost pásu $v=0,1\text{ m/s}$ $v_p := 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Volba průměru hnacího a hnaného bubnu:

$d := 50 \text{ mm}$ $r := 0,025 \text{ m}$

Výpočet otáček, k vyvození volené rychlosti pásu:

$$\omega := \frac{v_p}{r}$$

$$\omega = 4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$n := \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$$

$$n = 0,637 \frac{\text{ot}}{\text{s}}$$

$$n_2 := n \cdot 60$$

$$n_2 = 38,197 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Obvodová síla na poháněcím bubnu $F_o[\text{N}]$

$$F_o = F_1 + F_2 + F_p$$

F_1 – síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku (hlavní odpory dopravníku)

F_2 – síla potřebná k překonání dopravní výšky

F_3 – přídavné a vedlejší odpory dopravníku

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot (q + 2 \cdot m_p) \cos \varepsilon + m_v$$

w měrný odpor dopravníku [-]

L osová vzdálenost dopravníku [m]

m_p měrná hmotnost dopravního pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

q měrná hmotnost dopravovaného materiálu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

ε průměrný úhel sklonu válečků [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

m_v měrná hmotnost rotujících částí válečků [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

pro delší dopravníky $L > 80\text{m}$ $w = C \cdot f$

pro můj případ budu počítat pro kratší dopravníky

$w = f$

f - globální součinitel tření - povrchní doprava $<0,018; 0,025>$ volím $f = 0,02$

$$q := \frac{Q}{3,6 v_p}$$

Q dopravní množství [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]

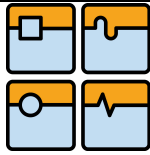
Výpočet dopravovaného množství:

$$v = 360\text{m/h} \quad v_{pm} := 360 \frac{\text{m}}{\text{h}}$$

rozteč zubů pásu: $t = 16\text{mm}$ $t := 0,016 \text{ m}$

počet nábojnic na pásu

budeme vycházet z předpokladu, že nám nábojnice spadne do každé mezery



$$N_p := \frac{v_{pm}}{t}$$

$$N_p = 22500 \text{ nábojnic/h}$$

Hmotnost nábojnic na pásu za hodinu:

$$Q := N_p \cdot m_1$$

$$Q = 90 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q := \frac{Q}{3.6 \cdot v_p}$$

$$q = 250 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Výpočet měrné hmotnosti rotujících části válečků:

$$m_v := \frac{m_{val} \cdot n_{val}}{t_{val}}$$

m_{val} hmotnost jednoho válečku

n_{val} počet válečků

t_{val} rozteč válečků

$$m_{val} := 0.209 \text{ kg}$$

$$n_{val} := 2$$

$$t_{val} := 0.5 \text{ m}$$

$$m_v := \frac{m_{val} \cdot n_{val}}{t_{val}}$$

$$m_v = 0.836 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Výpočet síly F_1

$$F_1 := w \cdot L \cdot g \cdot (q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v$$

z http://cs.wikipedia.org/wiki/Hustoty_l%C3%A1tek jsem zjistil hustotu pryže, je mezi 1150-1350 kg/m³ - volím:

$$\rho := 1200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$L=0.5\text{m}$ délka dopravníku

$d=0.05\text{m}$ průměr válce bubny

délka pásu:

$$L_p := 2 \cdot L + d \cdot \pi$$

$$L_p = 1.157 \text{ m}$$

plocha pásu:

$$B_p := 0.005 \text{ m}$$

$$S_{pl} := L_p \cdot B_p$$

$$S_{pl} = 0.006 \text{ m}^2$$

$$m_p := \rho \cdot S_{pl}$$

$$m_p = 6.942 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Sklon pásu je:

$$\varepsilon = 0^\circ$$

$$L = 0.5 \text{ m}$$

$$F_1 := w \cdot L \cdot g \cdot (q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos(\varepsilon) + m_v$$

$$F_1 = 26.723 \text{ N}$$

Výpočet síly F_2

Budeme mít dopravník s nulovým sklonem proto síla F_2 bude taky nulová $F_2 := 0$

Výpočet síly F_p

Vzhledem k dopravované vzdálenosti a malým hmotnostem dopravovaného zboží, zanedbáme odpor setrvačných sil, odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování, nemáme žádný nepoháněný buben, žádný čistič pásu, shrnovač a shazovač, ale budeme pouze uvažovat odpor pásu v ohybu pásu bubnu a v ložiskách bubnu, který činí pro pásy menší pevnosti 500N

$$F_p := 500 \text{ N}$$

Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N]

$$F_o := F_1 + F_2 + F_p$$

$$F_o = 526.723 \text{ N}$$

Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P [kW]

$$P := k_b \cdot \frac{F_o \cdot v_p}{10^5 \cdot \eta}$$

$$k_b \text{ součinitel součinnosti } <1,1;1,22> \text{ volím } k_b := 1.2$$

$$\eta \text{ účinnost poháněcí stanice } <0.85;0.95> \text{ volím } \eta := 0.9$$

$$P_k := k_b \cdot \frac{F_o \cdot v_p}{10^5 \cdot \eta}$$

$$P_k = 0.001 \text{ kW}$$

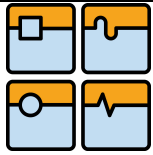
$$P := P_k \cdot 1000$$

$$P = 0.702 \text{ W}$$

podle spočteného výkonu volím krokový motor

BG 44x2551 Gear PLG52.0 s $n=76\text{ot/min}$ a momentem $M=202\text{N.cm}$ a výkonem:

$$P=20\text{W}$$



4.3 Výpočet průměru hřídele

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{DK}$$

$$M_k := 20200 \text{ Nmm}$$

Volím materiál hřídele ocel 11 500, podle strojnických tabulek [dále už jen STT] volím dovolené napětí pro tento materiál pro krut při střídavém zatížení

$$\tau_{DK} := 60 \text{ MPa}$$

$$W_k := \frac{M_k}{\tau_{DK}}$$

$$W_k = 336.667 \text{ mm}^3$$

$$d_{h'} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_k}{\pi}}$$

$$d_{h'} = 11.969 \text{ mm}$$

pro tuto hřídel volím pero:

PERO 4e7X4xL

$$t_{1n} := 1.6 \text{ mm}$$

$$d_{h1} := d_{h'} + t_{1n}$$

$$d_{h1} = 13.569 \text{ mm}$$

Volím normalizovaný průměr hřídele:

$$d_h := 14 \text{ mm}$$

PERO 5e7x5xL

$$b := 5 \text{ mm}$$

$$t_1 := 2.1 \text{ mm}$$

Kontrola pera na otláčení

$$F_h := \frac{M_k}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_1}{2}}$$

$$F_h = 2509.317 \text{ N}$$

výpočet délky pera:

volím dovolená napětí na otláčení pro ocel:

$$p_D := 80 \text{ MPa}$$

$$l_{\text{pera}} := b + \frac{F_h}{p_D \cdot t_1}$$

$$l_{\text{pera}} = 19.936 \text{ mm}$$

volím délku pera

$$l_p := 20 \text{ mm}$$

4.4 Výpočet řemene a řemenice

Určení délky řemene:

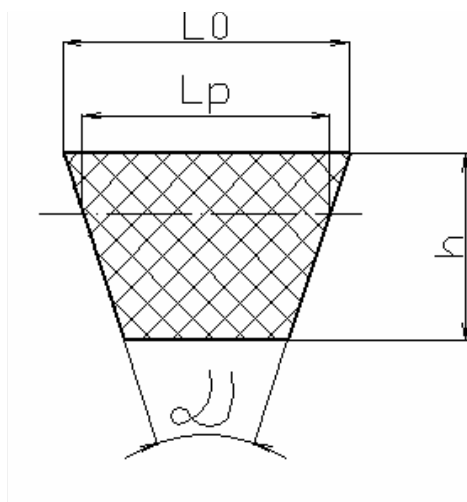
STT str. 528

volím klínový řemen úzký

volím řemen typu SPZ ČSN 02 3114

volím průměr řemenice $d_1 = 63 \text{ mm}$

Dle mého návrhu volím řemenici na motoru a na hnacím bubnu o stejném průměru. Stejný průměr volím proto, aby byl převodový poměr 1. Krokový motor, který jsem zvolil je výhodný z toho důvodu, že umožňuje snadnou regulaci otáček a tím i rychlost pásu. Nesmím však překročit nominální otáčky, které jsou pro můj zvolený motor 760t/min.



Obr. 10 Průřez úzkého klínového řemene

ŘEMEN SPZ -La ČSN 02 3112

Určení předběžné osové vzdálenosti:

$$0,7 \cdot (d_{r1} + d_{r2}) < A' < 2 \cdot (d_{r1} + d_{r2})$$

$$d_{r1} := 63 \text{ mm}$$

$$d_{r2} := 63 \text{ mm}$$

$$0,7 \cdot 2 \cdot d_{r1} < A' < 2 \cdot d_{r1}$$

$$25,2 < A' < 126$$

$$A' < 100,8$$

volím předběžnou osovou vzdálenost: $A' = 100 \text{ mm}$

předběžný výpočet délky klínového řemene:

$$\beta := 180^\circ \text{ úhel opásání}$$

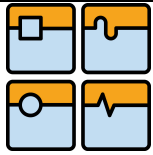
$$L' := 2 \cdot A' \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + (d_{r1} + d_{r2}) \cdot \frac{\pi}{2}$$

$$L' = 397,92 \text{ mm}$$

ze STT na str. 533 volím nejbližší vyšší délku řemene:

$$L_{pr} := 630 \text{ mm}$$

ŘEMEN - 630 Lp - ČSN 3112



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

výpočet skutečné osové vzdálenost os hřídelí:

$$p := 0.25L_{pr} - 0.393(d_{r1} + d_{r2})$$

$$p = 107.982$$

$$q_s := 0.125(d_{r1} + d_{r2})$$

$$A_s := p + \sqrt{p^2 + q}$$

$$A_s = 217.115 \text{ mm}$$

$$A_{sv} := 216 \text{ mm}$$

Určení počtu řemenů a jejich předpis

určení výkonu přenášeného jedním řemenem při úhlu opásání $\beta=180^\circ$

ze STT na str. 534 volím: $P_1 := 540 \text{ W}$ voleno podle převodového poměru, typu řemene a otáček

z STT na str. 530 volím: $c_1 := 1$ součinitel úhlu opásání upravuje přenášený výkon jedním klínovým řemenem P_r

z STT na str. 531 volím: $c_2 := 1.3$ součinitel provozního zatížení závisí na délce denní pracovní doby, druhu hnacího a pracovního stroje

z STT na str. 533 volím: $c_3 := 0.82$ součinitel klínového řemene

$$P_j := P \cdot c_2$$

$$P_j = 26 \text{ W}$$

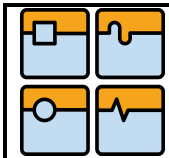
$$z := \frac{P_j \cdot c_2}{P_1 \cdot c_1 \cdot c_2}$$

$$z = 0.048$$

volím 1 řemen typu SPZ -1-630 Lp - ČSN 3112

podle typu řemene volím věnec řemenice:

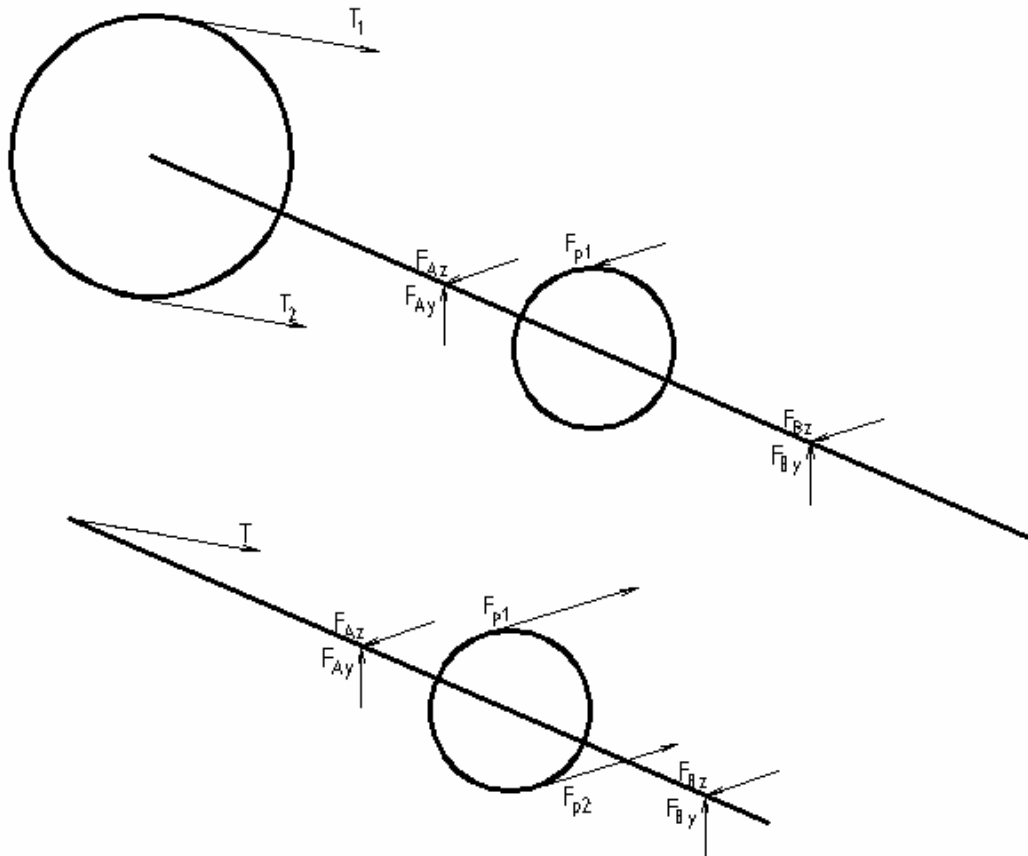
VĚNEC ŘEMENICE 63 - SPZ - ČSN 02 3180



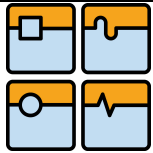
4.5 Výpočet ložisek

výpočet reakci

statická rovnováha na hřídeli:

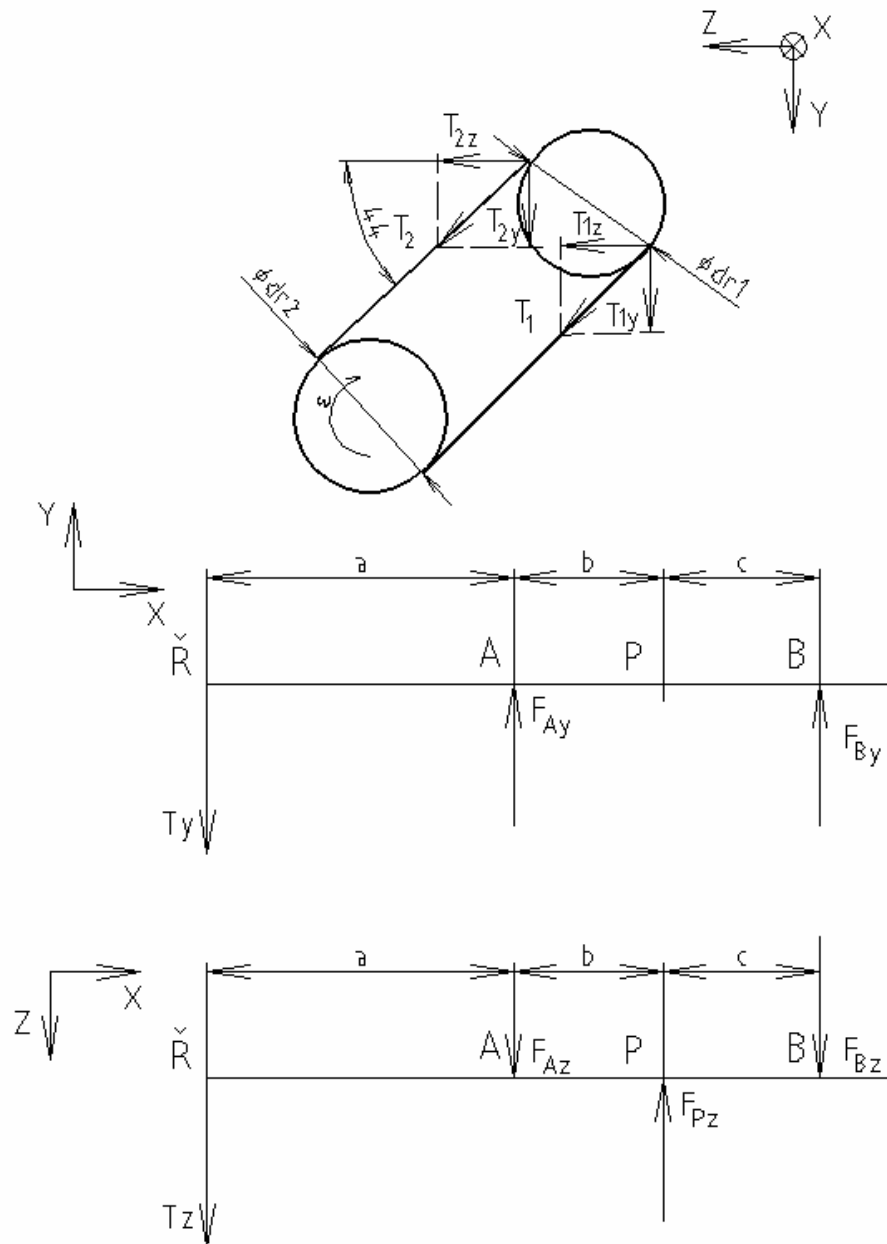


Obr. 11 Statická rovnováha sil na hřídeli



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Rozložení sil do rovin:



Obr. 12 Rozložení sil do rovin

Síly na řemenici:

Krotící moment znám z parametru motoru:

$$M_k = 20200 \text{ Nmm}$$

$$T_1 := \frac{M_k \cdot 2}{d_{r1}}$$

$$T_1 = 641.27 \text{ N}$$

$$T_2 := 0.15 T_1$$

$$T_2 = 96.19 \text{ N}$$

$$\alpha := 44 \cdot \text{deg}$$

$$T_y := \sin(\alpha) \cdot (T_1 + T_2)$$

$$T_y = 512.283 \text{ N}$$

rovnice rovnováhy:
silová rovnice:

$$\sum_3 F_y = \cdot 0$$

$$F_{Ay} + F_{By} - T_y = \cdot 0$$

Momentová rovnice:

počátek volím v Ř:

$$F_{Ay} \cdot a + F_{By} \cdot (a + b) = \cdot 0$$

$$F_{Ay} := \frac{F_{By} \cdot (a + b)}{a}$$

$$\frac{F_{By} \cdot (a + b)}{a} + F_{By} - T_y = \cdot 0$$

$$a = 31 \text{ mm}$$

$$b = 52,5 \text{ mm}$$

$$c = 39 \text{ mm}$$

$$F_{By} := \frac{T_y}{1 + \frac{a + b}{a}}$$

$$F_{By} = 138.697 \text{ N}$$

$$F_{Ay} := T_y - F_{By}$$

$$F_{Ay} = 373.586 \text{ N}$$

$$F_{By} = 138.697 \text{ N}$$

rovina x-z:

$$T_z := \cos(\alpha) \cdot (T_1 + T_2)$$

$$T_z = 530.485 \text{ N}$$

rovnice rovnováhy:

silová rovnice:

$$T_z + F_{Az} - F_{pz} + F_{Bz} = \cdot 0$$

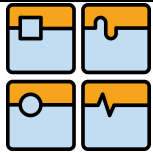
Momentová rovnice:

počátek si zvolím v Ř:

$$-F_{Az} \cdot a + F_{pz} \cdot (a + b) - F_{Bz} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$F_{Az} := \frac{F_{pz} \cdot (a + b) - F_{Bz} \cdot (a + b + c)}{a}$$

$$T_z + \left[\frac{F_{pz} \cdot (a + b) - F_{Bz} \cdot (a + b + c)}{a} \right] - F_{pz} + F_{Bz} = \cdot 0$$



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

$$F_{pz2} := 0.15 F_{pz1}$$

$$F_{pz} := F_{pz1} + F_{pz2}$$

$$F_{pz} = 605.732 \text{ N}$$

$$F_{Bz} := \frac{T_z \cdot a + F_{pz} \cdot (a + b) - F_{pz} \cdot a}{b + c}$$

$$F_{Bz} = 527.278 \text{ N}$$

$$F_{Az} := \frac{F_{pz} \cdot (a + b) - F_{Bz} \cdot (a + b + c)}{a}$$

$$F_{Az} = -452.031 \text{ N}$$

Výpočet výsledných radiálních sil na ložiska:

Ložisko A:

$$F_{LA} := \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2}$$

$$F_{LA} = 586.429 \text{ N}$$

Ložisko B:

$$F_{LB} := \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{By}^2}$$

$$F_{LB} = 545.214 \text{ N}$$

nebezpečné ložisko je ložisko A

V ose hřídele mi nepůsobí žádná síla: $F_{AX} := 0$

Výpočet trvanlivosti ložiska

Provozní součinitel- volím :

$$a_f := 1.3$$

Otáčky hřídele:

$$n_h := 76 \text{ ot/min}$$

Trvanlivost ložisek - volím:

$$L_h := 20000 \text{ hod}$$

Exponent pro bodový styk

$$a_k := 3$$

Volím ložisko:

LOŽISKO 6002 ČSN 02 4630

Parametry ložiska:

$$d_L = 15 \text{ mm} \quad D_L = 32 \text{ mm} \quad B_L = 9 \text{ mm} \quad C_{10L} = 4300 \text{ N} \quad C_{0L} = 2500 \text{ N}$$

$$F_{\text{dovolene}} := \frac{C_{10L}}{\frac{1}{a_f \left(\frac{60 L_H \cdot n}{10^6} \right)^{a_k}}$$

$$F_{\text{dovolene}} = 734.841 \text{ N}$$

$$F_{LA} < F_{\text{dov}}$$

vyhovuje

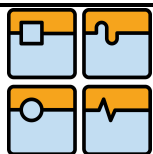
Na druhém ložisku je menší síla. Obě dvě ložiska budou na stejné hřídeli, z toho usuzuji, že bude ložisko na podpoře A taky vyhovovat, protože volím stejná ložiska.



5. EKONOMICKÝ ODHAD

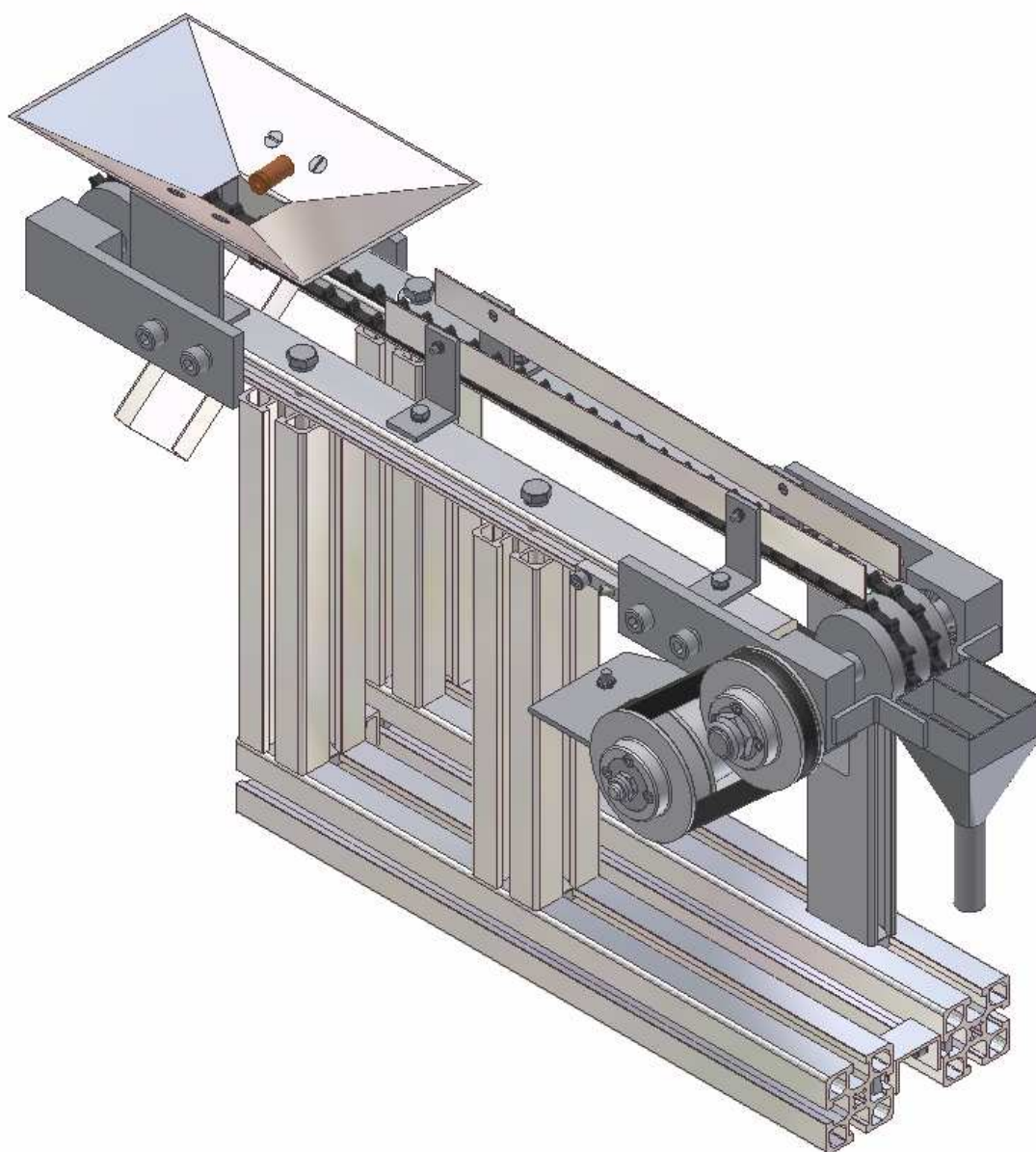
(Ceny jsou orientační)

součást	cena za jednotku	množství	cena(kč)
krokový motor		1ks	2000
dělník	300-400kč/hod	5hod	1500
Al profil čtverec	150kč/m	1m	150
Al profil obdélník	106kč/m	1,3m	137,8
Al plech	260/kg	0,125kg	32,5
ocelový plech	21,50kč/kg	0,133kg	8
ocelový profil	23kč/kg	0,133kg	3
poháněný buben		1ks	200
poháněcí buben		1ks	380
úchyty na hřídele		4ks	1200
pryžový pás		2ks	1000
režijní náklady			500
spojovací součásti			500
orientační cena			7611,3

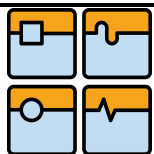


6. ZÁVĚR

Navrhl jsem 3 varianty řešení orientace a posuvu polotovaru. Jednu z těchto variant jsem si vybral a podrobně vypracoval. Provedl jsem pevnostní a kontrolní výpočty dopravníku. Všechny kontrolované součásti vyhovují s dostatečnou bezpečností. Dále jsem udělal ekonomický odhad o ceně stroje, která je cca: 7611,3kč. Tato cena je nižší s porovnáním s obdobnými typy strojů, jako například pásový dopravník na dopravu balených součástí, který stojí 12650Kč.



Obr.13 Pásový dopravník



7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

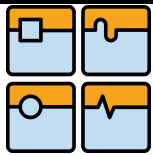
- [1] Kolíbal, Zdeněk; Průmyslové roboty I. Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů. PRaM Kolíbal, Zdeněk 1. vyd. Brno VUT Brno 1993 189 s. ISBN 80-214-0526-0.
- [2] Kolíbal, Zdeněk; Průmyslové roboty II. Konstrukce výstupních hlavic a periferií Kolíbal, Zdeněk 1. vyd. Brno PC DIR 1993 165 s. ISBN 80-214-0533-3.
- [3] Ehrenberger, Zdeněk; Průmyslové roboty III. Robotické systémy vyšších generací Ehrenberger, Zdeněk 1. vyd. Brno VUT Brno 1993 145 s.
- [4] Bělohoubek, Pavel; Průmyslové roboty IV. Projektování výrobních systémů s PRaM Bělohoubek, Pavel 1. vyd. Brno VUT Brno 1993 88 s. ISBN 80-214-0532-5.
- [5] Pokorný, Karel; Stavba elektrických strojů I Pokorný, Karel Praha SNTL 1984 185 s.
- [6] Vávra, Pavel a kol., Strojnické tabulky, SNTL, Praha 1983 986s.
- [7] Norma ČSN ISO 5048 (ČSN 263102) : Výpočet pásového dopravníku. Praha Český normalizační institut, 1993. 9s.
- [8] MiniTec: Katalog profil systémů a strojních součástí.
- [9] Dunkermotoren: Katalog krokových motorů.
- [10] Transportní, manipulační a vázící zařízení (<http://www.tramaz.cz>).
- [11] Dopravníky třisek a filtrace (<http://www.astos.cz>).
- [12] Elektrotechnické průmyslové aplikace (<http://www.epa.cz>).
- [13] Velkosklad profilů (<http://www.ho-bra.cz>).
- [14] Klempířství (<http://www.kpmetal.cz>).
- [15] Pryžové pásy (<http://www.stomil.cz>).

8. SEZNAM OBRÁZKŮ

číslo obrázku	popis obrázku	strana
obr.1	Šikmý dopravník na kovové odstřížky	9
obr.2	Článekový dopravník k přepravě třísek	10
obr.3	Vibrační dávkovací dopravník	10
obr.4	Vibrační varianta	11
obr.5	Tvarový přepad 1	11
obr.6	Tvarový přepad 2	12
obr.7	Nábojnice	13
obr.8	Síly v násypce	14
obr.9	Zatížení na pás od nábojnic	15
obr.10	Průřez úzkého klínového řemene	16
obr.11	Statická rovnováha na hřídeli	22
obr.12	Rozložení sil do rovin	23
obr. 13	Pásový dopravník	28

9. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Značka	Název	Jednotka
V_N	objem násypky	mm^3
n_N	počet nábojnic na jednu dávku	-
V_C	objem nábojnic	mm^3
V_m	objem mezery mezi nábojnicemi	mm^3
V_M	objem mezer mezi nábojnicemi	mm^3
n_M	počet mezer mezi nábojnicemi	-
V_c	celkový potřebný objem násypky	mm^3
V_F	objem sloupce násypky, který působí na pás	mm^3
$N_{F'}$	počet nábojnic v zatěžovacím objemu	-
m_F	hmotnost zatěžovacích nábojnic	-
g	tíhové zrychlení	m/s^2
a_1	délka spodního otvoru násypky	mm
a_2	délka horního otvoru násypky	mm
b_1	šířka spodního dílu násypky	mm
b_2	šířka horního dílu násypky	mm
m_1	hmotnost jedné nábojnice	kg
S_1	plocha spodního dílu násypky	mm^2
S_2	plocha vrchního dílu násypky	mm^2
T	těžiště	mm
v	výška násypky	mm
V_1	objem jedné nábojnice	mm^3
F_{g1}	výpočet tíhové síly sloupce nábojnic	N
F_{N2}	tíhová síla od zbylých nábojnic	N
n_z	počet zbylých nábojnic	-
F_N	celková síla působící na pás od nábojnic	N
F_A	reakční síla v ložisku hnaného bubnu	N
F_B	reakční síla v ložisku hnacího bubnu	N
v_p	rychlost pásu	m/s
d	průměr hnaného a hnacího bubnu	mm
r	poloměr hnaného a hnacího bubnu	mm
ω	úhlová rychlost	rad/s
n	otáčky hřídele hnacího bubnu	ot/s
n_2	otáčky hřídele hnaného bubnu	ot/min
F	obvodová síla na hnacím bubnu	N
F_1	síla potřebná k překonání pohybových odporů dopravníku	N



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Značka	Název	Jednotka
F_2	síla potřebná k překonání dopravní výšky	N
F_p	přídavné a vedlejší odpory dopravníku	N
w	měrný odpor dopravníku	-
L	osová vzdálenost dopravníku	m
m_p	měrná hmotnost dopravníku	kg/m
q	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	kg/m
s	sklon násypky	°
ε	průměrný úhel sklonu válečků	°
m_v	měrná hmotnost rotujících válečků	kg
f	globální součinitel tření	-
Q	dopravní množství	t/h
v_{pm}	rychlost pásu za hodinu	m/h
t	rozteč zubů na pásu	mm
N_p	počet vyložených nábojnic	nábojnice/h
m_{val}	hmotnost jednoho válečku	kg
n_{val}	počet válečků	-
t_{val}	rozteč válečků	mm
ρ	hustota pryže	kg/m ³
B_p	šířka pásu	m
L_p	délka pásu	m
S_{p1}	plocha pásu	m ²
P	potřebný provozní výkon pásového dopravníku	W
k_b	součinitel součinnosti	-
η	účinnost poháněcí stanice	%
M	moment krokového motoru	Ncm
τ_k	napětí v krutu	MPa
W_k	kvadratický moment průřezu	mm ³
$d_{h''}$	předběžný průměr hnací hřídele	mm
t_{1n}	předběžná drážka pera v hřídeli	mm
d_{h1}	průměr hřídele	mm
d_h	normalizovaný průměr hnací hřídele	mm
b	šířka pera	mm
t_1	hloubka drážky v hřídeli	mm
F_h	tečná síla na hřídeli pastorku	N
p_D	dovolené napětí na otlacení pro ocel	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa
l_{pera}	předběžná délka pera	mm
l_p	délka pera	mm
d_1	průměr řemenice	mm

Značka	Název	Jednotka
d_{r1}	průměr hnací řemenice	mm
d_{r2}	průměr hnané řemenice	mm
A'	předběžná osová vzdálenost	mm
β	úhel opásání	°
L_{pr}	délka řemene	mm
L'	předběžná délka řemene	mm
p	součinitel velikosti klínového řemen	mm
q_s	součinitel velikosti klínového řemen	mm
A_{sv}	skutečná osová vzdálenost hřidelů	mm
A_s	výpočtová osová vzdálenost	mm
P_1	jmenovitý přenášený výkon jedním úzkým řemenem	kW
c_1	součinitel úhlu opásání	-
c_2	součinitel provozního zatížení	-
c_3	součinitel klínového řemene	-
P_j	přenášený výkon jedním řemenem	W
z	počet řemenů	-
T_1	Síla v tažné části řemene	N
T_2	Síla v odlehčené části	N
α	úhel sklonu klínového řemene	°
T_y	reakční síla v ose y	N
F_{Ay}	reakční síla v ložisku na podpoře A v ose y	N
F_{By}	reakční síla v ložisku na podpoře B v ose y	N
a	vzdálenost řemenice a ložiska na podpoře A	mm
b	vzdálenost ložiska A od osy pásu	mm
c	vzdálenost od osy pásu k ložisku na podpoře B	mm
T_z	reakční síla v ose z	N
F_{Az}	reakční síla v ložisku na podpoře A v ose z	N
F_{Bz}	reakční síla v ložisku na podpoře B v ose z	N
F_{pz}	síla od pásu v ose z	N
F_{pz1}	síla od pásu v tažné větvi	N
F_{pz2}	síla od pásu v odlehčené větvi	N
F_{LA}	výsledná radiální síla v ložisku A	N
F_{LB}	výsledná radiální síla v ložisku B	N
F_{Ax}	síla v ložisku v ose x	N
a_f	provozní součinitel	-
L_h	trvanlivost ložisek	hod
a_k	exponent pro bodový styk	-
d_L	vnitřní průměr ložiska	mm

Značka	Název	Jednotka
D _L	vnější průměr ložiska	mm
B _{L1}	šířka ložiska	mm
C _{10L}	statická únosnost ložiska	N
C _{0L}	dynamická únosnost	N

10. PŘÍLOHY

VÝKRES SESTAVY 0-B12-S/00
VÝKRES NÁBOJNICE 4-B12-D/01
VÝKRES NÁSYPKY 2-B12-D/02

Zbýlé výkresy jsou zapsané na přiloženém CD.