



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYNÁŠECÍ PODSÍTNÝ DOPRAVNÍK TŘÍDIČE

SUB-MESH SORTER CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Libor Knopp

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Libor Knopp
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vynášecí podsítný dopravník třídiče

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh hydraulicky poháněného podsítného pásového dopravníku u mobilního hrubotřídiče. Dopravník je určený k dopravě podsítné složky na příčný vynášecí dopravník. Základní technické parametry:

- délka dopravníku 2.500 mm,
- šířka dopravního pásu 800 mm,
- maximální šířka dopravníku v místě vratného bubnu 1060 mm,
- maximální šířka v místě pohonu 1260 mm,
- sklon dopravníku 15 deg,
- maximální dopravní množství 150 t/hod.

Cíle bakalářské práce:

Návrh konstrukčního řešení dopravníku.
Funkční výpočet, návrh jednotlivých komponent.
Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.
Celková sestava zařízení.
Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukčního řešení vynášecího dopravníku třídiče. Konstrukční návrh a volba komponent je založena na funkčních výpočtech dle normy ČSN ISO 5048. Práce obsahuje koncepční návrh, funkční výpočet, volbu komponent a konstrukční návrh pásového dopravníku doplněný o výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, třídič, dopravníkový pás, hydromotor, nosné válečky

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is engineering design of sub-mesh sorter conveyor. Engineering design and choice of components are based on functional calculations, which is solved according to standards ČSN ISO 5048. The bachelor thesis contains conceptual design, functional calculations, choice of components and engineering design supplemented by technical drawing.

KEYWORDS

Belt conveyor, sorter, conveyor belt, hydraulic motor, conveyor rollers

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KNOPP, Libor. *Vynášecí podsítný dopravník třídiče*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Miroslav Škopán. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148748>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023

.....

Libor Knopp

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné odborné rady, poznatky a čas věnovaný konzultacím této práce. Dále bych rád poděkoval firmě Keestrack s.r.o. za poskytnuté informace a konzultace.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Koncepční návrh.....	12
2 Funkční výpočet.....	13
2.1 Teoretická plocha průřezu náplně.....	13
2.2 Využitelná ložná šířka pásu.....	13
2.3 Plocha průřezu náplně.....	14
2.3.1 Vrchní plocha průřezu S_1	14
2.3.2 Spodní plocha průřezu materiálu S_2	14
2.3.3 Celková plocha průřezu náplně.....	14
2.4 Součinitel korekce vrchlíku.....	15
2.5 Součinitel sklonu.....	15
2.6 Skutečná plocha průřezu náplně.....	15
2.7 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	15
2.8 Objemový výkon.....	15
2.9 Hmotnostní výkon.....	15
2.10 Kontrola dopravovaného množství materiálu.....	16
3 Pohybové odpory pásového dopravníku.....	17
3.1 Hlavní odpory.....	17
3.2 Vedlejší odpory.....	18
3.3 Přídavné vedlejší odpory.....	19
3.4 Odpor pro překonání dopravované výšky.....	20
3.5 Obvodová síla.....	20
3.6 Provozní výkon bubnu.....	20
3.7 Potřebný výkon motoru.....	21
4 Přenos sil na bubnu.....	22
4.1 Maximální obvodová síla na hnacím bubnu.....	22
4.2 Přenos obvodové síly na hnacím bubnu.....	22
4.3 Největší tahová síla.....	23
4.4 Dovolená tahová síla.....	23
4.5 Kontrola podmínky tahové síly.....	23
4.6 Síla pásu v tažné větvi.....	23
4.7 Síla v pásu ve vratné větvi.....	23
4.8 Potřebný kroutící moment pohonu.....	24
5 Přepřavované materiály.....	25
6 Návrh napínacího mechanismu.....	26
6.1 Minimální dráha napínacího mechanismu.....	26
6.2 Kontrola závitové tyče na vzpěr.....	26
6.3 Kontrola závitu na otláčení.....	28
7 Komponenty pásového dopravníku.....	30
7.1 Nosné válečky.....	30
7.2 Strážné válečky.....	31

7.3	Pás	32
7.4	Hnací buben.....	33
7.5	Hnaný buben.....	33
7.6	Stěrače	33
7.7	Pohon dopravníku	34
8	Konstrukční řešení.....	36
8.1	Válečková stolice	36
8.2	Nosná konstrukce	37
8.3	Napínací mechanismus.....	37
8.4	Uložení stěračů	38
8.5	Uchycení strážných válečků	38
8.6	Krycí plechy	39
	Závěr	40
	Použité informační zdroje	41
	Seznam použitých zkratk a symbolů	42
	Seznam příloh.....	45

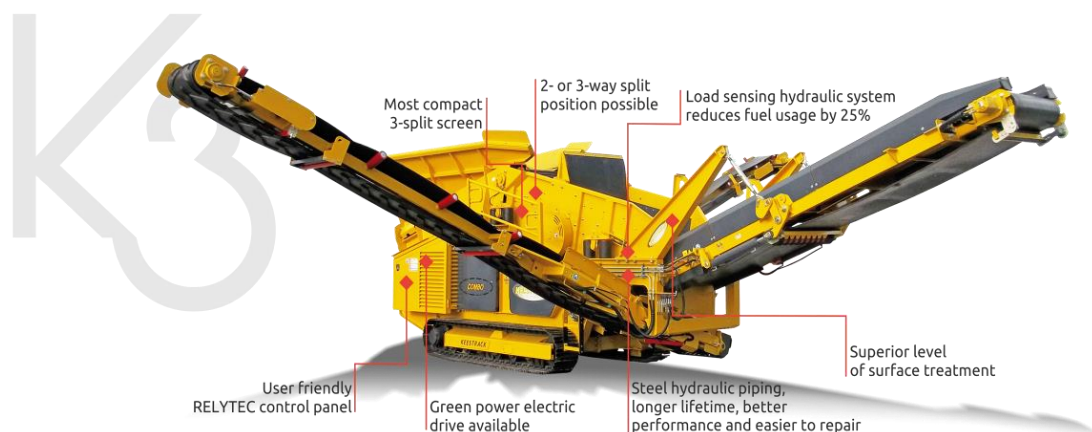
ÚVOD

Třídění je proces kategorizace objektů podle podobných vlastností. Ke třídění materiálů v těžebním průmyslu, při recyklaci skládek a stavebního odpadu, nebo v lomovém průmyslu se využívají třídiče a hrubotřídiče.

Jedním z důležitých prvků třídiče jsou pásové dopravníky. Pásové dopravníky slouží k přepravě materiálu uvnitř stroje a vynášení materiálu ven ze stroje po roztrídění materiálu pomocí sítí.

Cílem této práce je konstrukční návrh vynášecího pásového dopravníku, který se nachází v podsítné části mobilního hrubotřídiče od společnosti Keestrack s.r.o., viz obr.1. Tento pásový dopravník přepravuje nejmenší frakce materiálu na další pásový dopravník, který vynáší materiál ven ze stroje.

Funkční výpočet bude proveden podle normy ČSN ISO 5048, podle kterého budou navrženy potřebné komponenty. Na závěr bude zhotovena výkresová dokumentace sestavy pásového dopravníku a zadané podsestavy.



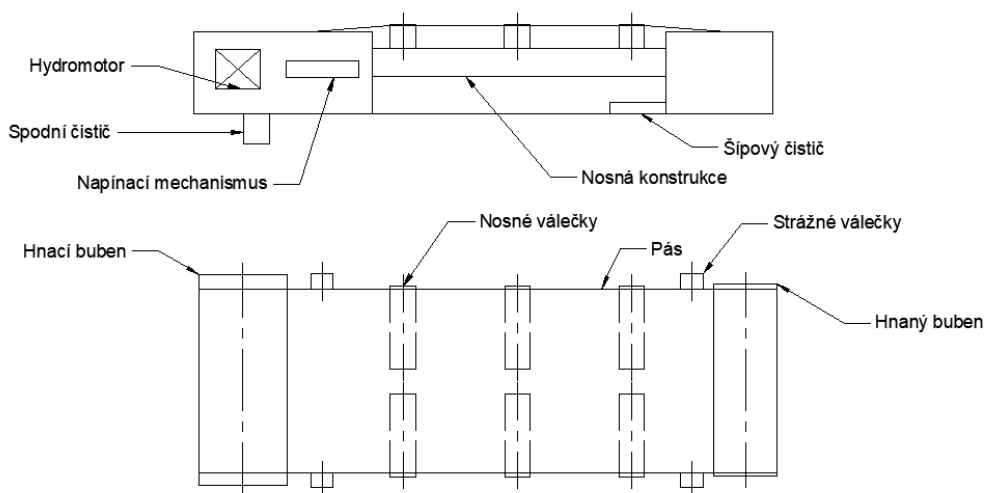
Obr. 1 Hrubotřídič od společnosti Keestrack [10]

1 KONCEPČNÍ NÁVRH

Pásový dopravník je uložen uvnitř stroje v podsítné části třídiče, sloužící k přepravě materiálu nejnižší propadnuté frakce na příčný dopravník. Dopravník musí být konstrukčně navržen tak, aby byly splněny zadané zástavbové rozměry a funkčnost. Dopravník bude uložen a přichycen k rámu stroje šrouby. Nosná konstrukce se bude skládat z pevné a posuvné části. Pohyb mezi těmito částmi je umožněn z důvodu napínání pásu, který bude zajišťovat napínací mechanismus. Jelikož jde o přepravu materiálu na krátkou vzdálenost, nebude potřeba využít spodní podpůrné válečky pásu. Komponenty jako jsou motor a pás dopravníku budou zvoleny na základě výpočtů. Dále budou zvoleny ostatní komponenty tak, aby byl zajištěn bezporuchový chod dopravníku, viz. *Obr. 2*.

Zadané zástavbové rozměry:

- maximální šířka dopravníku v místě vratného (hnaného) bubnu, 1060 mm
- maximální šířka dopravníku v místě pohonu, 1260 mm



Obr. 2 Schéma koncepčního návrhu dopravníku

2 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 (Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – pásové dopravníky s nosnými válečky – výpočet výkonu a tahových sil).[1]

Zadané parametry:

- Dopravní výkon $Q = 150\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- Osová vzdálenost bubnů $L = 2,5 \text{ m}$
- Sklon dopravníku $\delta = 15^\circ$
- Šířka pásu $B = 0,8 \text{ m}$

Jelikož má třídič univerzální využití bude výpočet proveden pro více materiálů.

Převázané materiály: těžená zemina, drcený kámen, štěrk suchý, vápenec drcený, břidlice lámaná

Zvolená rychlost dopravníku: $v = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

2.1 TEORETICKÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_t = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v} \quad (1)$$

$$S_t = \frac{150000}{3600 \cdot 1200 \cdot 1,2}$$

$$S_t = 0,0289 \text{ m}^2$$

kde: Q [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$] dopravní výkon (zadán)

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] sypná hmotnost těžené zeminy, dle [6] $\rho = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

2.2 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9B - 0,05 \quad (2)$$

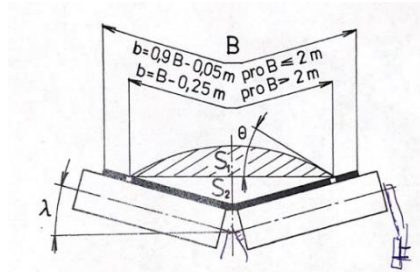
$$b = 0,9 \cdot 0,8 - 0,05$$

$$b = 0,67 \text{ m}$$

kde: B [m] šířka pásu (zadáno)

2.3 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

Hlavním úkolem je navrhnout pásový dopravník schopný přepravit zadané množství materiálu a zároveň splňovat zadané zástavbové rozměry. Pro tohle využití byla zvolena dvou válečková stolice s úhlem sklonu válečků 15° , viz. Obr. 3, která oba tyto požadavky splňuje.



Obr. 3 Průřez ložného prostoru pásu [1]

kde: θ [°] dynamický sypný úhel materiálu, dle [6] 18°

λ [°] úhel sklon válečků, zvolen 15°

S_1 [m²] vrchní plocha průřezu

S_2 [m²] spodní plocha průřezu

2.3.1 VRCHNÍ PLOCHA PRŮŘEZU S_1

$$S_1 = (b \cdot \cos \lambda)^{-2} \frac{\tan \theta}{6} \quad (3)$$

$$S_2 = (0,67 \cdot \cos 15^\circ)^2 \frac{\tan 18^\circ}{6}$$

$$S_2 = 0,0227 \text{ m}^2$$

2.3.2 SPODNÍ PLOCHA PRŮŘEZU MATERIÁLU S_2

$$S_2 = \left(\cos \lambda \cdot \frac{b}{2} \right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \lambda \right) \quad (4)$$

$$S_2 = \left(\cos 15^\circ \cdot \frac{0,67}{2} \right) \cdot \left(\frac{0,67}{2} \cdot \sin 15^\circ \right)$$

$$S_2 = 0,0281 \text{ m}^2$$

2.3.3 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S = S_1 + S_2 \quad (5)$$

$$S = 0,0227 + 0,0281$$

$$S = 0,0508 \text{ m}^2$$

2.4 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (6)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 15^\circ - \cos^2 18^\circ}{1 - \cos^2 18^\circ}}$$

$$k_1 = 0,546$$

2.5 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} (1 - k_1) \quad (7)$$

$$k = 1 - \frac{0,0227}{0,0508} \cdot (1 - 0,546)$$

$$k = 0,797$$

2.6 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_k = S \cdot k \quad (8)$$

$$S_k = 0,0508 \cdot 0,797$$

$$S_k = 0,0405 \text{ m}^2$$

2.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

$$\text{Podmínka: } S_k > S_t \quad (9)$$

$$0,0405 \text{ m}^2 > 0,0289 \text{ m}^2$$

Podmínka je splněna. Pás vyhovuje.

2.8 OBJEMOVÝ VÝKON

$$I_v = S \cdot k \cdot v \quad (10)$$

$$I_v = 0,0508 \cdot 0,797 \cdot 1,2$$

$$I_v = 0,0485 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

2.9 HMOTNOSTNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_v \cdot \rho \quad (11)$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0485 \cdot 1200$$

$$I_m = 209\,680 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

2.10 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Podmínka: $I_m > Q$ (12)

$$209\,680 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} > 150\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Podmínka je splněna. Dopraované množství materiálu vyhovuje.

3 POHYBOVÉ ODPORY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

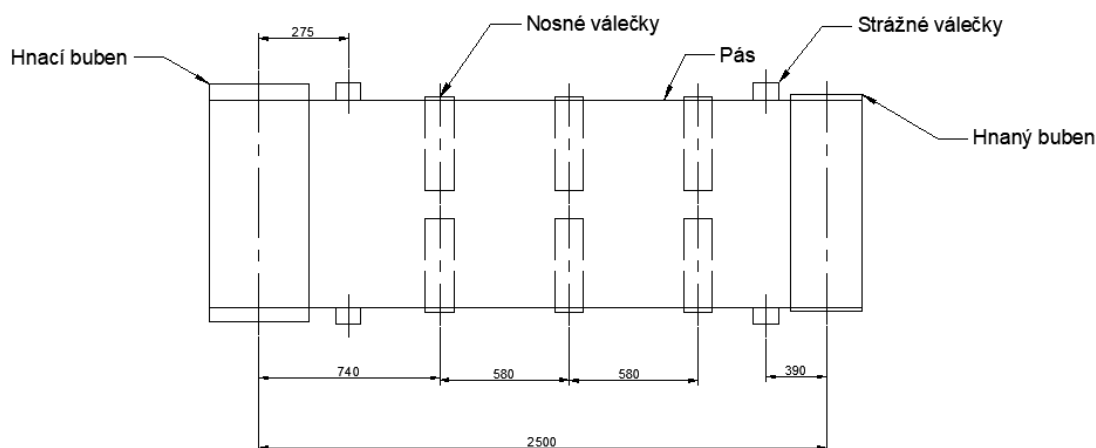
Celkový pohybový odpor se skládá z jednotlivých odporů, které lze rozdělit do pěti skupin:

- hlavní odpory, F_H
- vedlejší odpory, F_N
- přídatné hlavní odpory, F_{S1}
- přídatné vedlejší odpory, F_{S2}
- odpor k překonání dopravní výšky, F_{St} [1]

Hlavní a vedlejší odpory F_H a F_N působí u všech pásových dopravníků, zatímco přídatné odpory se vyskytují pouze podle druhu provedení dopravníku.[2]

3.1 HLAVNÍ ODPORY

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ DOPRAVNÍKU NA 1M



Obr. 4 Schéma umístění válečků

$$q_R = \frac{(m_{r1} \cdot n_{v1}) + (m_{r2} \cdot n_{v2})}{L} \quad (13)$$

$$q_R = \frac{(2,69 \cdot 6) + (1,28 \cdot 4)}{2,5}$$

$$q_R = 8,504 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

- kde: m_{r1} [kg] hmotnost rotujících částí nosného válečku, z tab.2
 n_{v1} [-] počet nosných válečků, dle konstrukce počet válečků 6, viz. Obr. 4
 m_{r2} [kg] hmotnost rotujících částí strážného válečku, z tab. 3
 n_{v2} [-] počet nosných válečků, dle konstrukce počet válečků 4, viz. obr. 4

HMOTNOST NÁKLADU NA 1M DÉLKY

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v} \quad (14)$$

$$q_G = \frac{0,0405 \cdot 1200}{1}$$

$$q_G = 48,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

HMOTNOST 1M PÁSU

Zvolený pryžový pás EP 250/Y od firmy GUMEX. Veškeré informace popsané v kapitole 7.3.

Hmotnost jednoho metru pásu dle kapitoly 7.3 tab. 4.

$$q_B = 4,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (15)$$

SOUČET HLAVNÍCH ODPORŮ

$$F_H = fLg[q_R + (2q_B + q_G) \cos \delta] \quad (16)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 2,5 \cdot 9,81 \cdot [8,504 + (2 \cdot 4,8 + 48,6) \cdot \cos 15^\circ]$$

$$F_H = 31,7 \text{ N}$$

kde: f [-] globální součinitel tření, dle normy [1] zvolena základní hodnota 0,02
 g [$m \cdot s^{-2}$] tíhové zrychlení

3.2 VEDLEJŠÍ ODPORY**ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A URYCHLOVÁNÍ**

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (17)$$

$$F_{bA} = 0,0485 \cdot 1200 \cdot (1,2 - 0)$$

$$F_{bA} = 69,9 \text{ N}$$

kde: v_0 [$m \cdot s^{-1}$] počáteční rychlost dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu, $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_1 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \frac{F_p}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_b} \quad (18)$$

$$F_1 = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,8} \right) \cdot \frac{0,0065}{0,25}$$

$$F_1 = 37,9 \text{ N}$$

kde: F_p [N] průměrný tah v pásu na bubnu, zvoleno 5000 N

d [m] tloušťka pásu, z tab. 4

D_b [m] průměr hnacího bubnu, 250 mm

ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_b} \cdot F_p \quad (19)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,250} \cdot 5000$$

$$F_t = 5 \text{ N}$$

kde: d_0 [mm] průměr hřídele hnaného bubnu, 50 mm

SOUČET VEDLEJŠÍCH ODPORŮ

$$F_N = F_{bA} + F_1 + F_t \quad (20)$$

$$F_N = 69,9 + 37,9 + 5$$

$$F_N = 112,8 \text{ N}$$

3.3 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

PLOCHA SPODNÍHO ČISTIČE PÁSU

$$A_1 = B_{s1} \cdot t_1 \quad (21)$$

$$A_1 = 0,8 \cdot 0,004$$

$$A_1 = 0,0032 \text{ m}^2$$

kde: B_{s1} [m] šířka stírací plochy spodního čističe pásu, 0,8 m

t_1 [m] tloušťka stírací plochy spodního čističe pásu, 0,004 m

PLOCHA ŠÍPOVÉHO ČISTIČE PÁSU

$$A_2 = B_{s2} \cdot t_2 \quad (22)$$

$$A_2 = 0,91 \cdot 0,005$$

$$A_1 = 0,0046 \text{ m}^2$$

kde: B_{s2} [m] rozvinutá šířka stírací plochy šípového čističe pásu, 0,91 m

t_2 [m] tloušťka stírací plochy šípového čističe pásu, 0,005 m

ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_r = (A_1 + A_2) \cdot p_k \cdot \mu_3 \quad (23)$$

$$F_r = (0,0032 + 0,0046) \cdot 65000 \cdot 0,6$$

$$F_r = 304,2 \text{ N}$$

kde: p_k [N/m²] kontaktní tlak dle normy [1] rozmezí 3×10^4 až 10×10^4 N/m²,
zvolena hodnota 65000 N/m²

μ_3 [-] součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, dle [1] zvoleno 0,6

PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_r \quad (24)$$

$$F_r = 304,2 \text{ N}$$

3.4 ODPOR PRO PŘEKONÁNÍ DOPRAVOVANÉ VÝŠKY

$$F_{St} = g \cdot H \cdot q_G \quad (25)$$

$$F_{St} = g \cdot (L \cdot \sin \delta) \cdot q_G$$

$$F_{St} = 9,81 \cdot (2,5 \cdot \sin 15^\circ) \cdot 48,6$$

$$F_{St} = 308,5 \text{ N}$$

kde H [m] překonávaná výška dopravníku

3.5 OBVODOVÁ SÍLA

$$F_u = F_H + F_N + F_{S2} + F_{St} \quad (26)$$

$$F_u = 31,7 + 112,8 + 304,2 + 308,5$$

$$F_u = 757,2 \text{ N}$$

3.6 PROVOZNÍ VÝKON BUBNU

$$P = F_u \cdot v \quad (27)$$

$$P = 757,2 \cdot 1,2$$

$$P = 908 \text{ W}$$

3.7 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P}{\eta} \quad (28)$$

$$P_M = \frac{908}{0,9}$$

$$P_M = 1\,009\, W$$

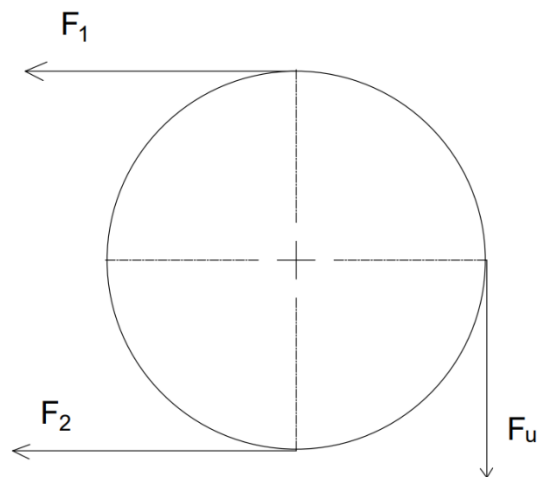
kde: η [-] účinnost motoru, dle [1] 0,85 až 0,95, zvoleno 0,9

4 PŘENOS SIL NA BUBNU

Tahové síly v pásu se mění po celé jeho délce, velikost sil závisí na:

- trase pásového dopravníku,
- počtu a uspořádání bubnů,
- druhu a uspořádání napínacích zařízení.

S ohledem na namáhání pásu a ostatních částí pásového dopravníku, musí být tahové síly v pásu co nejmenší. Na buben působí obvodová síla a tahové síly, viz. obr. 5. [1]



Obr. 5 Schématické znázornění působících sil

4.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU

$$F_{u,max} = \xi \cdot F_u \quad (29)$$

$$F_{u,max} = 1,6 \cdot 757,2$$

$$F_{u,max} = 1\,211\text{ N}$$

kde: ξ [-] součinitel rozběhu, dle [1] rozmezí 1,3 až 2, zvoleno 1,6

4.2 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_{2,min} = F_{u,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (30)$$

$$F_{2,min} = 1211 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2,min} = 481,7\text{ N}$$

kde: μ [-] součinitel tření mezi bubnem a pásem, dle [1] pro pryžové obložení a suchý dotykový stav 0,4

φ [°] úhel opásání, π (180°)

4.3 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA

$$F_{max} = F_{u,max} \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1}\right) \quad (31)$$

$$F_{max} = 1211 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1}\right)$$

$$F_{max} = 1692 \text{ N}$$

4.4 DOVOLENÁ TAHOVÁ SÍLA

$$F_{dp} = R_{mp} \cdot B \quad (32)$$

$$F_{dp} = 250\,000 \cdot 0,8$$

$$F_{dp} = 200\,000 \text{ N}$$

Kde: R_{mp} [N/m] pevnost v tahu pásu, dle tab. 4

4.5 KONTROLA PODMÍNKY TAHOVÉ SÍLY

$$\text{Podmínka: } F_{dp} > F_{max} \quad (33)$$

$$200\,000 > 1692 \text{ N}$$

Podmínka je splněna. Pás vyhovuje.

4.6 SÍLA PÁSU V TAŽNÉ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \quad (34)$$

$$F_1 \approx 1692 \text{ N}$$

4.7 SÍLA V PÁSU VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \quad (35)$$

$$F_2 = \frac{1928}{e^{0,4 \cdot \pi}}$$

$$F_2 = 481,7 \text{ N}$$

4.8 POTŘEBNÝ KROUTÍCÍ MOMENT POHONU

$$M_k = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D_b}{2} \quad (36)$$

$$M_k = (1984 - 772,96) \cdot \frac{0,250}{2}$$

$$M_k = 151 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5 PŘEPRAVOVANÉ MATERIÁLY

Jelikož se tento dopravník nachází v třídíči, musí být schopen přepravit jakýkoliv materiál, který projde třídíčem. V tab.1 můžeme vidět čtyři vybrané materiály, pro které byly provedeny výpočty. Z výsledků se bude volit vhodný pohon pásového dopravníku.

Tab. 1 Výsledky výpočtů přepravovaných materiálů

Materiál	ρ [kg · m ⁻³]	θ [°]	S_t [m ²]	$S_k (S_2)$ [m ²]	I_m [kg · h ⁻¹]	P_m [W]	M_k [N · m]
Těžená zemina	1200	18	0,0289	0,0405	210 000	1 009	151
Drcený kámen	1600	15	0,0217	0,0281	193 000	968	145
Štěrk suchý	1400	25	0,0248	0,0538	325 000	1 304	196
Vápenec drcený	1440	15	0,0241	0,0281	175 000	919	138

Výpočty provedeny dle kapitol 2 a 3.

Sypná hmotnost i dynamický sypný úhel materiálů dle [6].

Ze vzorců (3) až (7) je viditelné, že je-li úhel sklonu dopravníku δ , roven dynamickému sypnému úhlu materiálu, θ , odpadá vrchní průřez S_1 a proto lze využít pouze plochu S_2 pro přepravu materiálu. [1]

6 NÁVRH NAPÍNACÍHO MECHANISMU

V této kapitole bude stanovena minimální potřebná dráha napínacího mechanismu a zkontrolována závitová tyč na vzpěr a tlak v závitech. Napínací mechanismus je realizován pomocí dvou závitových tyčí, matic a kontramatic viz. obr. 20.

Mechanismus se skládá z:

- 2x Závitová tyč M20 x 275 8.8 ČSN ISO 724
- 4x Matice M20 ČSN ISO 4032

6.1 MINIMÁLNÍ DRÁHA NAPÍNACÍHO MECHANISMU

Minimální dráha se obvykle udává jako 2% dopravované délky.

$$s_{np} = 0,02 \cdot L \quad (37)$$

$$s_{np} = 0,02 \cdot 2,5$$

$$s_{np} = 0,05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

6.2 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA VZPĚR

PLOCHA PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (38)$$

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot 16,891^2}{4}$$

$$S_{zt} = 224 \text{ mm}^2$$

Kde: d_3 [mm] malý průměr závitu, dle [4], pro M20 16,891 mm²

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (39)$$

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot 16,891^4}{64}$$

$$J_{min} = 3996 \text{ mm}^4$$

POLOMĚR OSOVÉHO KVADRATICKÉHO MOMENTU PRŮŘEZU

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_{zt}}} \quad (40)$$

$$i = \sqrt{\frac{3996}{224}}$$

$$i = 4,22 \text{ mm}$$

ŠTÍHLOST ZÁVITOVÉ TYČE

$$\lambda_{zt} = \frac{s_{npz}}{i} \quad (41)$$

$$\lambda_{zt} = \frac{120}{4,22}$$

$$\lambda_{zt} = 28,43$$

Kde: s_{npz} [mm] zvolená dráha napínacího mechanismu, 120 mm

MEZNÍ ŠTÍHLOST

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{4 \cdot R_e}} \quad (42)$$

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot 300}}$$

$$\lambda_m = 41,5$$

Kde: E [MPa] modul pružnosti v tahu, dle [4]

R_e [MPa] mez kluzu materiálu, dle [4]

KONTROLNÍ PODMÍNKA

$$\text{Podmínka: } \lambda_{zt} < \lambda_m \quad (43)$$

$$28,43 < 41,5$$

Podmínka splněna. Štíhlost závitové tyče nepřevyšuje hodnotu mezní štíhlosti. Tudiž se dále bude kontrolovat jen tlak v závitech.

6.3 KONTROLA ZÁVITU NA OTLAČENÍ

POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ

$$z = \frac{m}{P} \quad (44)$$

$$z = \frac{20,3}{2,5}$$

$$z = 8,12$$

kde: m [mm] výška matice, dle [4], 20,3 mm

P [mm] rozteč závitu, dle [4], 2,5 mm

NOSNÁ HLOUBKA ZÁVITU

$$H_z = \frac{D - D_1}{2} \quad (45)$$

$$H_z = \frac{24,00 - 17,294}{2}$$

$$H_z = 3,353 \text{ mm}$$

kde: D [mm] vnější průměr závitu matice, dle [4], $D = 20$ mm

D_1 [mm] vnitřní průměr závitu matice, dle [4], $D_1 = 17,294$ mm

TLAK V ZÁVITU

$$p_z = \frac{F_p/2}{\pi \cdot d_2 \cdot z \cdot H_z} \quad (46)$$

$$p_z = \frac{5000/2}{\pi \cdot 18,376 \cdot 8,12 \cdot 3,353}$$

$$p_z = 1,59 \text{ MPa}$$

kde: d_2 [mm] střední průměr závitu, dle [4], pro M20, 18,376 mm

DOVOLENÝ TLAK V ZÁVITU

Dle [5] byl zvolen dovolený tlak pro materiál matice ocel (11 600) a pevnostní třídu závitové tyče 8.8.

$$p_{DM} = 150 \text{ MPa} \quad (47)$$

KONTROLNÍ PODMÍNKA

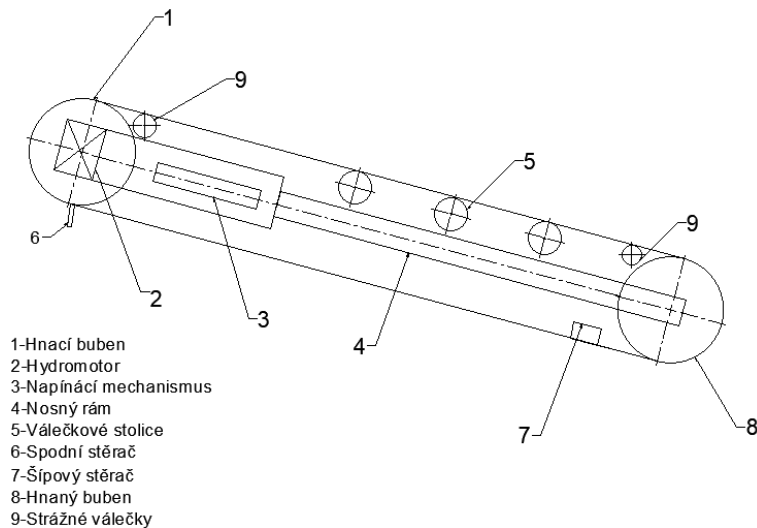
Podmínka: $p_z < p_{DM}$ (48)

$$1,59 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna.

7 KOMPONENTY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

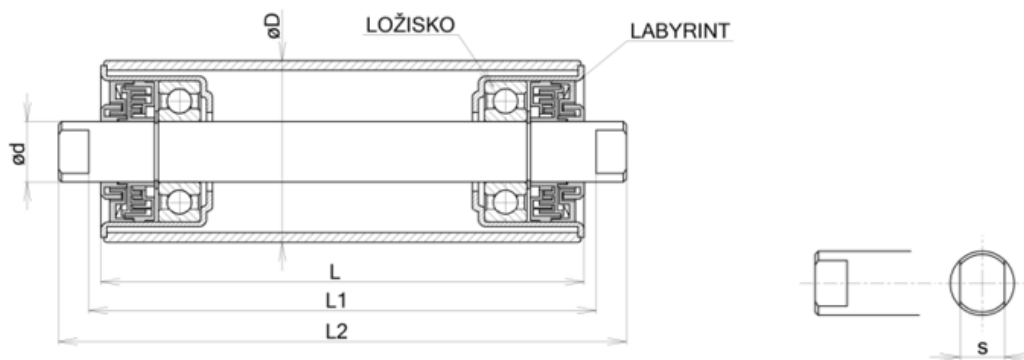
V této kapitole budou zvoleny a navrženy veškeré potřebné komponenty, viz obr. 6.



Obr. 6 Schéma pásového dopravníku

7.1 NOSNÉ VÁLEČKY

Nosné válečky slouží k vedení a podpírání horní větve dopravního pásu. Svým uspořádáním utváří potřebný ložní průřez. Jsou uloženy ve válečkových stolicích. Od těchto válečků se vyžaduje spolehlivost, minimální odpory proti pohybu a velká živostnost.[3]



Obr. 7 Nosný váleček od firmy Duba-dopravní pásy [7]

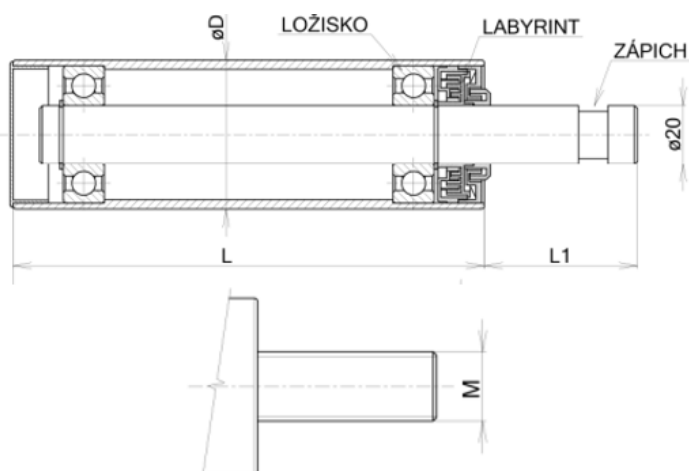
Dle katalogu bylo vybráno: dopravníkový váleček hladký $\phi 76$ mm od firmy Duba dopravní pásy, viz obr. 7. [7]

Tab. 2 Rozměry dopravníkového válečku [7]

Průměr válečku [mm]	Průměr hřídele [mm]	Rozměr L [mm]	Rozměr L ₁ [mm]	Rozměr L ₂ [mm]	Hmotnost rotujících částí [kg]	Šířka s [mm]
76	20	380	388	408	2,69	15

7.2 STRÁŽNÉ VÁLEČKY

Strážné válečky slouží k vystředování pásu na bubnech.



Obr. 8 Strážný váleček od firmy Duba-dopravní pásy [7]

Dle katalogu bylo vybráno: dopravníkový váleček hladký ϕ 60 mm – se závitem na konci hřídele od firmy Duba dopravní pásy, viz obr. 8.

Tab. 3 Rozměry strážného válečku [7]

Průměr válečku [mm]	Rozměr L [mm]	Rozměr L ₁ [mm]	Hmotnost rotujících částí [kg]	Závit
60	100	50	1,28	M18

7.3 Pás

Dopravní pás je z hlediska zajištění správného chodu ta nejdůležitější část dopravníku. Pás je uzavřený prvek, který plní funkci nesení materiálu a zároveň funkci tažného elementu. Přenáší veškeré odpory. [2]

Pro toto využití byl zvolen pryžový dopravníkový pás – EP250/2 Y od firmy GUMEX, viz obr. 9.



Obr. 9 Pryžový pás od firmy GUMEX

- Obrusivost: max. 170 mm³
- Pracovní teplota: -25 °C / +60 °C
- Počet vložek: 2/flexibilní
- Vhodný pro provoz na válečcích a korýtkových profilech [8]

Tab. 4 Parametry pryžového pásu EP 250/2 Y [8]

Tloušťka d [mm]	Šířka B [mm]	Pevnost v tahu R _{mp} [N/mm]	Hmotnost q _B [kg/m]
6,5	800	250	4,8

7.4 HNACÍ BUBEN

Hnací buben je umístěn v přepadové části dopravníku. Slouží k přenosu obvodové síly z motoru na pás. [3]

Hnací buben je realizován jako svařovaná sestava, viz obr. 10. K plášti bubnu jsou z každé strany přivařeny jednoduché příruby. Z jedné strany jsou do příruby vyvrtány díry se závitem, které slouží k přišroubování spojky. Přes ozubcovou spojku je realizován přenos kroutícího momentu z motoru na buben. Z druhé strany je příruba, kde se nachází válcový konec, který je uložen v ložiskové jednotce SKF UCF 210. Pro lepší přenos výkonu je povrch hnacího bubnu pogumován.

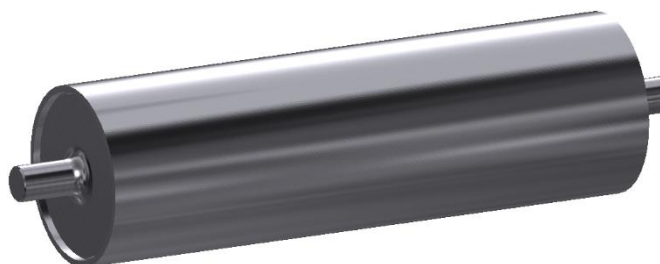


Obr. 10 Řez hnacím bubnem

7.5 HNANÝ BUBEN

Hnaný buben označujeme také jako vratný a jeho úkolem je měnit směr pásu.[3]

Stejně jako hnací buben je hnaný buben vyroben jako svařovaná sestava, viz obr. 11, skládající se z pláště bubnu a dvou stejných přírub přivařených z každé strany pláště. Celý buben je následně uložen v rámu pomocí ložiskových jednotek SKF UCF 210.

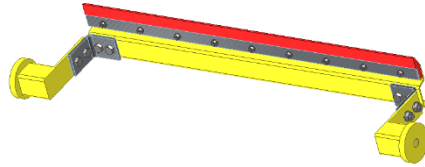


Obr. 11 Hnaný buben

7.6 STĚRAČE

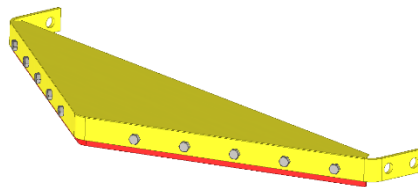
Stěrače slouží k odstranění přebytečného materiálu, který přilnul na pás. Čištění prodlužuje jeho životnost. [2]

Tento dopravník využívá spodní stěrač v přepadové části dopravníku, kde čistí vnější stranu pásu. Spodní stěrač je zvolen od firmy Duba dopravní pásy [9], viz obr. 12.



Obr. 12 Spodní stěrač od firmy Duba-dopravní pásy [9]

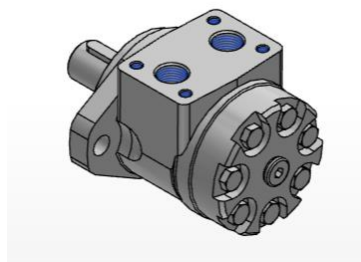
Další stěrač, šípový stěrač, viz obr. 13, který odstraňuje usazený materiál z vnitřní strany pásu, se nachází ve spodní části dopravníku před hnaným bubnem.



Obr. 13 Šípový stěrač

7.7 POHON DOPRAVNÍKU

Jelikož je celý třídič hydraulicky poháněný, je pro tento dopravník taktéž zvolen hydraulický pohon. Podle výsledných hodnot viz. tab. 1 byl zvolen hydraulický motor, který vyhovuje vypočítaným hodnotám potřebného výkonu a kroutícího momentu k pohonu dopravníku.



Obr. 14 Model hydraulického motoru PK160 [12]

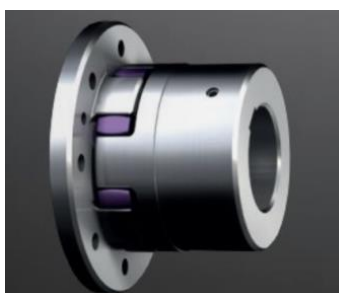
Zvolen orbitový hydraulický motor od firmy M+S Hydraulic, označení motoru PK160, viz obr. 14. [12]

Tab. 5 Parametry hydraulického motoru PK 160 [12]

Objem [cm^3/rev]	Maximální rychlost [ot/min]	Maximální kroučící moment [$N \cdot m$]	Maximální výkon [kW]	Průtok [l/min]	Maximální tlak [bar]	Provozní tlak [bar]
158,4	252	220	5,2	40	140	105

SPOJENÍ MOTORU S HNACÍM BUBNEM

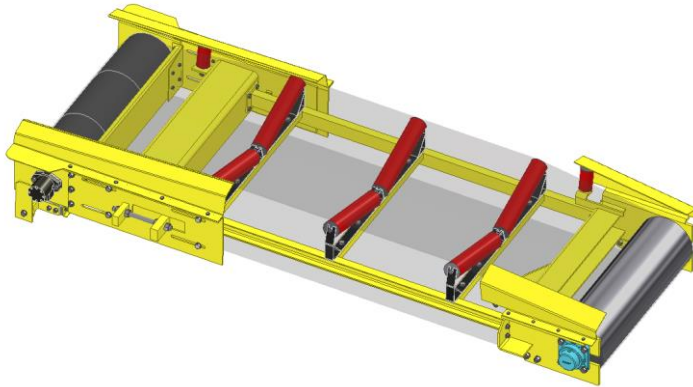
Ke spojení hydromotoru a hnacího bubnu a zamezení vniku nežádoucích sil do hydromotoru je využita ozubcová spojka ROTEX CF s jednostranným přírubovým připojením od firmy KTR, viz. obr. 15. Tato spojka je schopna přenést kroučící moment o velikosti až $35\,000\,N \cdot m$. V tomto případě je zejména vhodná kvůli malé délce. Mezi hlavní výhody patří: axiální, radiální a úhlová kompenzace, tlumení vibrací a bezúdržbovost.[11]



Obr. 15 Ozubcová spojka ROTEX CF[11]

8 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole bude popsáno konstrukční řešení pásového dopravníku, viz. obr 16 a uložení veškerých vybraných komponent.

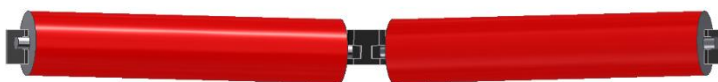


Obr. 16 Konstrukční řešení pásového dopravníku

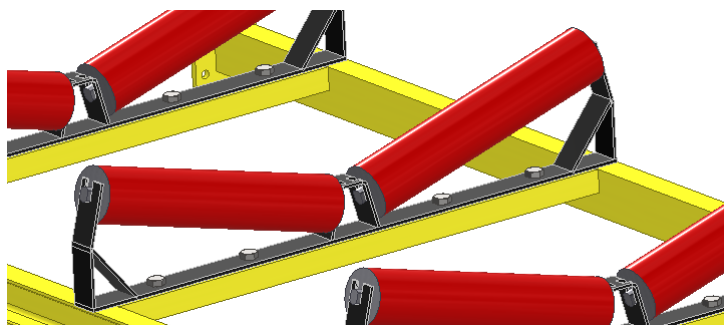
8.1 VÁLEČKOVÁ STOLICE

Úkolem válečkových stolic je podpírat horní větev pásového dopravníku. Uspořádání bylo zvoleno korýtkové, skládající se ze dvou válečků, (úhel sklonu válečků 15°). [2]

Stolice je svařovaná konstrukce s drážkami pro uložení válečků. Válečky jsou uloženy lehce vyosené, kvůli lepšímu vedení pásu, viz. obr. 17. Kvůli vyosení se musí pás pohybovat pouze v jednom směru, což u daného použití není problém. Válečkové stolice jsou uloženy na nosné konstrukci a přichyceny šroubovými spoji, viz. obr 18.



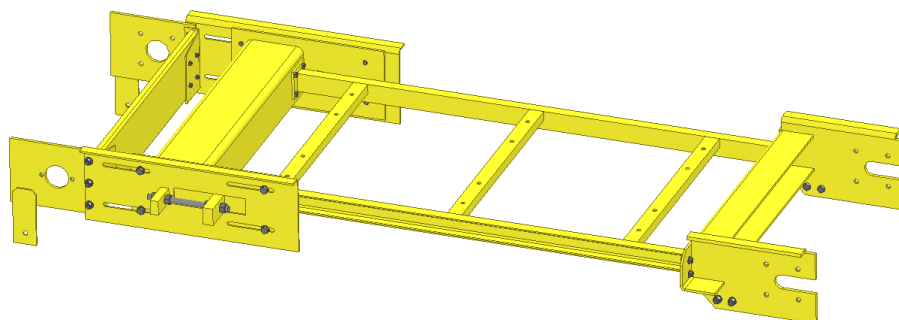
Obr. 17 Válečková stolice s nosnými válečky



Obr. 18 Uložení válečkových stolic

8.2 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce nese všechny strojní součásti pásového dopravníku potřebné pro jeho chod. Střední část se skládá z U-profilů, které jsou vyztuženy U-profilů o menší velikosti. Tato část slouží k uchycení válečkových stolic. Z jedné strany je tato část přichycena k nosné části hnaného bubnu. Z druhé strany je přišroubována k nosné části napínací stanice. K napínací stanici je přichycen hnací buben a spodní stěrač. Mezi boky stanice se nachází ohýbané plechy, které celou tuto část vyztužují. Tato celá část je posuvná. Posuv zajišťuje napínací mechanismus, viz. obr. 19.

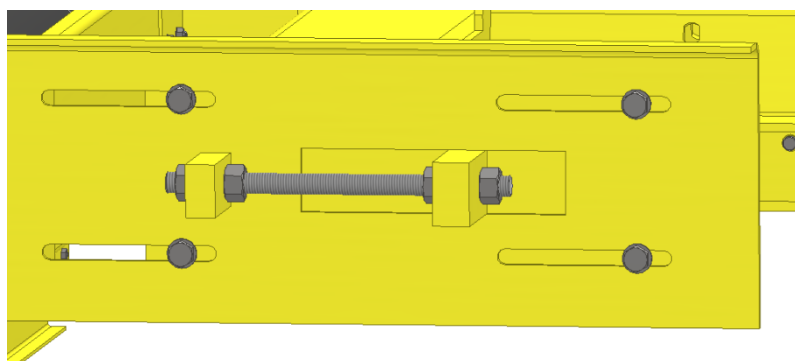


Obr. 19 Nosná konstrukce dopravníku

8.3 NAPÍNACÍ MECHANISMUS

Napínací mechanismus zajišťuje optimální napínání pásu, který je předpokladem pro správný přenos sil z hnacího bubnu na pás.[3]

Skládá se ze závitové tyče uložené ve dvou průchozích dírách, matic a kontramatic, viz obr. 20.

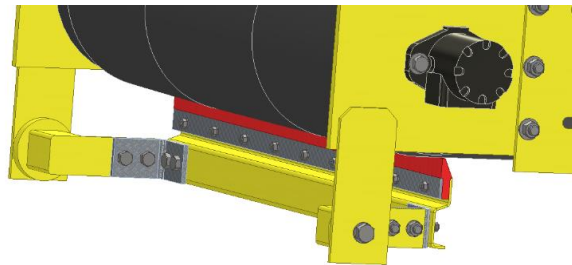


Obr. 20 Napínací mechanismus

Po napnutí pásu je celá posuvná část dopravníku zajištěna šrouby, které spojují posuvnou část napínací stanice s nosnou částí napínací stanice.

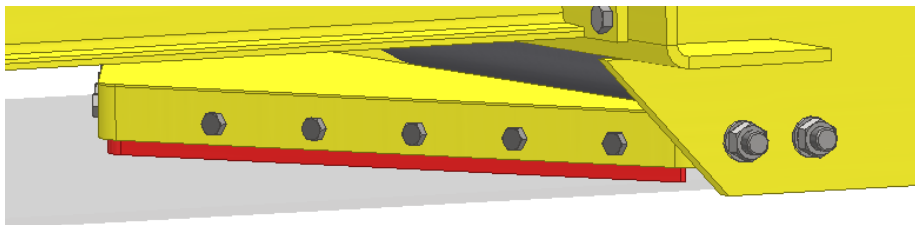
8.4 ULOŽENÍ STĚRAČŮ

Spodní stěrač je umístěn těsně za osou hnacího bubnu. K rámu dopravníku je přichycen pomocí šroubů, viz. obr. 21.



Obr. 21 Uložení spodního stěrače

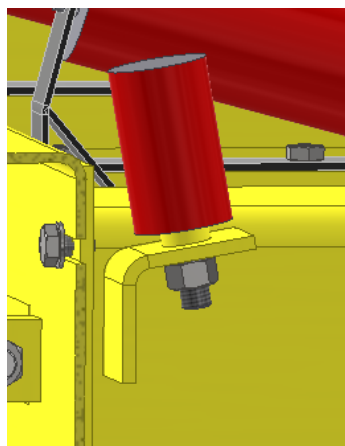
Šípový stěrač je přišroubován ve spodní části dopravníku před hnaným bubnem, viz obr. 22.



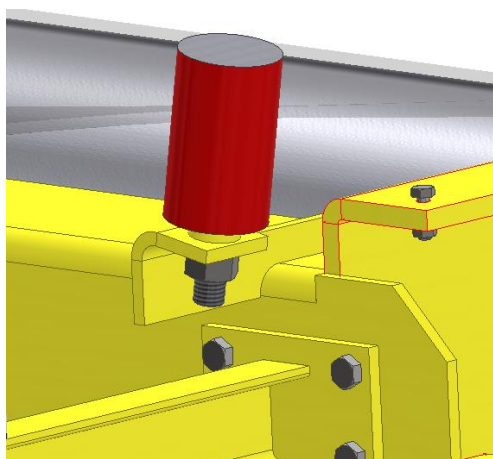
Obr. 22 Uložení šípového stěrače

8.5 UCHYCENÍ STRÁŽNÝCH VÁLEČKŮ

Strážné válečky u hnacího bubnu jsou uchyceny k ohýbané ploché oceli pomocí matice. Plochá ocel je přivařena k nosné části napínací stanice, viz. obr. 23. Strážné válečky u hnaného bubnu jsou přišroubovány k ohýbanému tvarovanému plechu, který je přivařen k rámu dopravníku, viz. obr. 24



Obr. 23 Uchycení strážného válečku u hnacího bubnu



Obr. 24 Uložení strážného válečku u hnaného bubnu

8.6 KRYCÍ PLECHY

Po bocích dopravníku jsou z vrchní strany přišroubovány ohýbané krycí plechy. Tyto plechy slouží k zamezení propadnutí materiálu ze sít do prostor mezi bubny a rám, viz. obr. 16. Materiál by v těchto místech mohl způsobovat značné škody.

ZÁVĚR

Dle zadání byl vytvořen konstrukční návrh vynášecího pásového dopravníku třídiče. Komponenty a konstrukční řešení bylo voleno z funkčního výpočtu, který byl proveden dle normy ČSN ISO 5048. Z důvodu univerzálnosti stroje byl proveden výpočet pro více materiálů. Dopravník je konstrukčně navržen, tak aby byl schopen přepravit zadané dopravní množství libovolného materiálu.

Pásový dopravník využívá válečkové stolice vlastní konstrukce, přišroubované k rámu dopravníku, ve kterých jsou uloženy nosné válečky od firmy DUBA-dopravní pásy. Z důvodu vystředování pásu na bubnech jsou na rámu umístěny strážné válečky od stejného výrobce. Napínání pásu zajišťuje napínací mechanismus, skládající se ze závitové tyče a matic. Závitová tyč byla pevnostně zkontrolována. Pro pohon dopravníku byl vybrán orbitový hydromotor PK160 od firmy M+S Hydraulic. Kvůli lepší životnosti a zajištění lepšího chodu stroje je hydromotor spojen s hnacím bubnem pomocí ozubcové spojky ROTEX CF od firmy KTR. Pro čištění vnější strany pásu byl zvolen spodní stěrač od firmy DUBA-dopravní pásy a z vnitřní strany šípový stěrač, vlastní konstrukce, umístěný těsně před hnaným bubnem.

Jako výstup této práce je výkresová dokumentace celého dopravníku a zadaných podsestav. Veškeré 3D modely a výkresová dokumentace byly zpracovány v programu Autodesk Inventor Professional 2021.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 5048: *Zařízení pro plynulou dopravu, pásové dopravníky s nosnými válečky, výpočet výkonu a tahových sil*. 2. Praha: Český normalizovaný institut, 1989.
- [2] FRIES, Jiří. *Konstrukční řešení bubnů pásových dopravníků a jejich výpočet*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0484-0.
- [3] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. Praha: ČVUT, 1983.
- [4] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] *Katalog dopravních válečků: Duba dopravní pásy*. Dostupné z: <https://www.duba-dp.cz/valecky-a-valce>
- [8] *Katalog dopravníkových pásů* [online]. GUMEX [cit. 2023-04-11]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/produkty/dopravnikove-pasy-241>
- [9] *Katalog stěrače a dopravní lože* [online]. DUBA dopravní pásy [cit. 2023-04-11]. Dostupné z: <https://www.duba-dp.cz/sterace-a-dopadove-loze>
- [10] Keestrack: *Třidiče K3* [online]. [cit. 2023-05-16]. Dostupné z: <https://keestrack.com/cs/products/tridice/k3>
- [11] *Katalog spojky: Pružné ozubcové spojky a čepové spojky: KTR*. Dostupné také z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/rotex/rotex-cf/>
- [12] *Katalog hydraulických motorů* [online]. M+S HYDRAULIC [cit. 2023-04-11]. Dostupné z: https://www.ms-hydraulic.com/index.php?option=com_k2&view=item&id=52:pk&lang=en

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_1	[m ²]	Plocha spodního čističe pásu
A_2	[m ²]	Plocha šípového čističe pásu
B	[m]	Šířka pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
B_{s1}	[m]	Šířka stírací plochy spodního čističe pásu
B_{s2}	[m]	Rozvinutá šířka stírací plochy šípového čističe pásu
d	[m]	Tloušťka pásu
D	[mm]	Vnější průměr závitů matice
d_0	[m]	Průměr hřídele hnaného bubnu
D_1	[mm]	Vnitřní průměr závitů matice
d_2	[mm]	Střední průměr závitů
d_3	[mm]	Malý průměr závitů
D_b	[m]	Průměr hnacího bubnu
E	[Mpa]	Modul pružnosti v tahu
f	[-]	Globální součinitel tření
F_1	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_1	[N]	Síla pásu v tažné větvi
F_2	[N]	Síla pásu ve vratné větvi
$F_{2, min}$	[N]	Minimální tahová síla ve vratné větvi
F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování
F_{dp}	[N]	Dovolená tahová síla
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{max}	[N]	Největší tahová síla
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_P	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_r	[N]	Odpor čističů pásu
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	Odpor pro překonání dopravované výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_u	[N]	Obvodová síla
$F_{u,max}$	[N]	Maximální obvodová síla na hnacím bubnu

g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Překonávaná dopravní výška
H_z	[mm]	Nosná hloubka závitů
i	[mm]	Poloměr osového kvadratického momentu průřezu
I_m	[kg·h ⁻¹]	Hmotnostní výkon
I_v	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový výkon
J_{min}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
k	[-]	Součinitel sklonu
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů
m	[mm]	Výška matice
M_k	[N·m]	Potřebný kroutící moment pohonu
m_{r1}	[kg]	Hmotnost rotujících částí nosného válečku
m_{r2}	[kg]	Hmotnost rotujících částí strážného válečku
n_{v1}	[-]	Počet nosných válečků
n_{v2}	[-]	Počet strážných válečků
P	[W]	Provozní výkon
P	[mm]	Rozteč závitů
p_{DM}	[Mpa]	Dovolený tlak v závitě matice
p_k	[N/m ²]	Kontaktní tlak
P_M	[W]	Potřebný výkon motoru
p_z	[Mpa]	Tlak v závitě
Q	[kg·h ⁻¹]	Dopravní výkon
q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1m pásu
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1m
q_R	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí dopravníku na 1m
R_e	[Mpa]	Mez kluzu materiálu
R_{mp}	[N]	Pevnost v tahu pásu
S	[m ²]	Celková plocha průřezu náplně
S_1	[m ²]	Vrchní plocha průřezu
S_2	[m ²]	Spodní plocha průřezu
S_k	[m ²]	Skutečná plocha průřezu náplně
s_{np}	[m]	Minimální dráha napínacího mechanismu

s_{npz}	[mm]	Zvolená dráha napínacího mechanismu
S_t	[m ²]	Teoretická plocha průřezu náplně
S_{zt}	[mm ²]	Plocha průřezu závitové tyče
t_1	[m]	Tloušťka stírací plochy spodního čističe pásu
t_2	[m]	Tloušťka stírací plochy šípového čističe pásu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost dopravníku
v_0	[m·s ⁻¹]	Počáteční rychlost dopravovaného materiálu ve směru pohybu
z	[-]	Počet činných závitů
μ	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a pásem
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem
δ	[°]	Sklon dopravníku
η	[-]	Účinnost motoru
θ	[°]	Dynamický sypný úhel materiálu
λ	[°]	Úhel sklonu válečku
ζ	[-]	Součinitel rozběhu
ρ	[kg·m ⁻³]	Sypná hmotnost materiálu
φ	[°]	Úhel opásání

SEZNAM PŘÍLOH

- P1 – Výkres sestavy pásového dopravníku – BP-LK-PS01
- P2 – Výkres podsestavy – Napínací stanice s hnacím bubnem – BP-LK-PS01-01
- P3 – Výkres podsestavy – Válečková stolice – BP-LK-PS01-05
- P4 – Výkres součásti – Bok stolice – BP-LK-PS01-05-1
- P5 – Výkres součásti – Střed stolice – BP-LK-PS01-05-2
- P6 – Výkres součásti – Boční podpora – BP-LK-PS01-05-3