

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

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO RECYKLOVANÉ KAMENIVO

BELT CONVEYOR FOR RECYCLE AGGREGATE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Macek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Tomáš Macek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malásek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Pásový dopravník pro recyklované kamenivo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál.

Technické parametry:

- dopravní výkon 49 000 kg.h⁻¹,
- osová vzdálenost 27 m,
- výškový rozdíl 5,5 m,
- dopravovaný materiál – zrnitost – 2 až 8 mm.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu, rešerši výrobců podobných zařízení.

Nakreslit sestavný výkres dopravníku, sestavu svarku rámu napínací stanice.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pásového dopravníku pro přepravu recyklovaného kameniva. V první části bakalářské práce je proveden popis pásového dopravníku a je zde uveden přehled výrobců pásových dopravníků. V další části je proveden funkční výpočet dle normy ISO ČSN 5048 ze zadaných parametrů, které jsou délka dopravníku, výškový rozdíl a dopravní výkon. Dále je zde proveden návrh jednotlivých komponent pásového dopravníku. V poslední části je provedena pevnostní kontrola pláště hnaného bubnu a osy hnaného bubnu. Bakalářská práce je doplněna o výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, recyklované kamenivo, dopravní pás, stěrač pásu, válečky, válečková stolice, pohon dopravníku, napínací zařízení.

ABSTRACT

This work deals with design of belt conveyor for transport of recycled aggregate. The first part of the work thesis describes the belt conveyor and gives an overview of manufacturers of belt conveyors. In the next part there is a functional calculation according to ISO ČSN 5048 is performed from the specified parameters, which are the length of the conveyor, the height difference and transport performance. Further, there is the design of the individual components of the belt conveyor is made. In the last part, there is the strength control of the driven drum and the driven drum axis is performed. Work is completed with drawing documentation.

KEYWORDS

Belt conveyor, recycle aggregate, conveyor belt, conveyor belt wiper, rollers, idler, conveyor drive, tensioning device.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MACEK, T. *Pásový dopravník pro recyklované kamenivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 72 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Tomáš Macek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za rady při tvorbě mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	17
1 Pásový dopravník	18
1.1 Schéma pásového dopravníku	18
1.2 Přehled vybraných výrobců pásových dopravníků.....	18
1.2.1 Gtk	18
1.2.2 Pro sand engineering	19
1.2.3 Adapt	19
1.2.4 Strojírny podziměk	20
1.2.5 Kontur.....	20
1.2.6 Jzcreation.....	21
2 Funkční výpočet	22
2.1 Zadané parametry	22
2.2 Sklon dopravníku.....	22
2.2.1 Kontrola sklonu dopravníku	22
2.3 Rychlost dopravního pásu	22
2.4 Teoretický průřez náplně pásu.....	23
2.5 Šířka pásu	23
2.6 Volba dopravníkového pásu	23
2.7 Využitelná ložná šířka pásu.....	24
2.8 Celková plocha průřezu náplně pásu	24
2.8.1 Dynamický syný úhel	25
2.8.2 Plocha průřezu horní části náplně pásu	25
2.8.3 Plocha průřezu dolní části náplně pásu	25
2.8.4 Součinitel korekce průřezu vrchlíku.....	26
2.8.5 Součinitel sklonu dopravníku	26
2.8.6 Skutečná korigovaná plocha náplně pásu.....	26
2.8.7 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor	26
2.9 Kontrola pásu na dopravované množství.....	27
2.9.1 Objemový dopravní výkon	27
2.9.2 Hmotnostní dopravní výkon	27
2.9.3 Kontrola dopravovaného množství materiálu.....	27
2.10 Volba pražců a válečků.....	28
2.10.1 Pražce v horní větvi	28
2.10.2 Držák spodního válečku	28

2.10.3	Válečky v horní nosné větvi.....	29
2.10.4	Válečky ve spodní vratné větvi.....	29
2.11	Hlavní odpory	30
2.11.1	Hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr délky v horní větvi.....	31
2.11.2	Počet válečkových stolic v horní větvi	31
2.11.3	Počet dopadových válečků v horní větvi	31
2.11.4	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr délky v dolní větvi.....	32
2.11.5	Počet válečkových stolic v dolní větvi.....	32
2.11.6	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky pásu.....	32
2.11.7	Hmotnost 1 metru dopravního pásu	32
2.12	Vedlejší odpory	33
2.12.1	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování.....	33
2.12.2	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	33
2.12.3	Urychlovací délka	34
2.12.4	Světlá šířka bočního vedení	34
2.12.5	Odpor ohybu pásu na bubnech.....	34
2.12.6	Odpory v ložiskách hnaného bubnu.....	35
2.13	Přídavné hlavní odpory	35
2.13.1	Odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu.....	35
2.14	Přídavné vedlejší odpory.....	36
2.14.1	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením.....	36
2.15	Volba stěrače pásu	36
2.15.1	Odpor čističů pásu.....	37
2.15.2	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	37
2.15.3	Odpor k překonání dopravní výšky.....	37
2.16	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu.....	38
2.17	Navýšení obvodové síly o 20%.....	38
2.18	Potřebný provozní výkon pohonu na poháněcím bubnu.....	38
2.19	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	39
2.20	Volba pohonu	39
2.21	Síly v pásu.....	40
2.21.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	41
2.21.2	Maximální obvodová hnací síla	41
2.21.3	Omezení podle průřezu pásu	41
2.21.4	Nejmenší tahová síla v horní větvi.....	41
2.21.5	Nejmenší tahová síla v dolní větvi	42

2.21.6	Největší tahová síla v pásu	42
2.21.7	Pevnostní kontrola pásu.....	43
2.21.8	Pevnost zvoleného pásu.....	43
2.21.9	Síla v horní větvi	43
2.21.10	Síla v dolní větvi.....	43
2.21.11	Celková síla namáhající buben	44
3	Pevnostní výpočet.....	45
3.1	Pevnostní výpočet hnaného bubnu	45
3.1.1	VVÚ na hnaném bubnu	45
3.1.2	Volba materiálu	45
3.1.3	Určení spojitého zatížení na bubnu	46
3.1.4	Výpočet silových reakcí na bubnu.....	46
3.1.5	Výpočet maximálního ohybového momentu na bubnu.....	47
3.1.6	Výpočet modulu průřezu v ohybu	47
3.1.7	Výpočet maximálního ohybového napětí na bubnu	47
3.1.8	Výpočet bezpečnosti pláště k meznímu stavu pružnosti	48
3.2	Výpočet osy hnaného bubnu	48
3.2.1	VVÚ ose hnaného bubnu.....	48
3.2.2	Volba materiálu osy.....	48
3.2.3	Výpočet silových reakcí	49
3.2.4	Výpočet silových reakcí na ose	49
3.2.5	Výpočet maximálního ohybového momentu na ose.....	50
3.2.6	Modul průřezu v ohybu	50
3.2.7	Výpočet maximálního ohybového momentu na ose.....	50
3.2.8	Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti	51
3.2.9	Výpočet ohybového momentu v bodě G.....	51
3.2.10	Modul průřezu v ohybu	51
3.2.11	Ohybové napětí v místě G.....	52
3.2.12	Maximální ohybové napětí v bodě G	52
3.2.13	Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti	52
3.2.14	Výpočet ohybového momentu v bodě H.....	52
3.2.15	Modul průřezu v ohybu	53
3.2.16	Ohybové napětí v místě H.....	53
3.2.17	Maximální ohybové napětí v bodě H	53
3.2.18	Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti	54
3.3	Výpočet tlačné pružiny napínacího zařízení.....	54

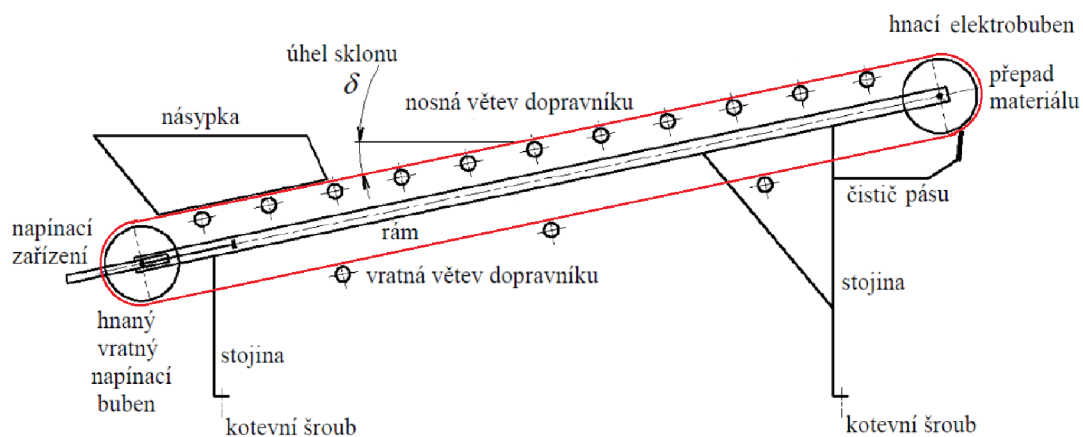
3.3.1	Volba pružiny.....	54
3.3.2	Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly	55
3.3.3	Stlačitelnost pružiny v plně zatíženém stavu	55
3.3.4	Mezní délka pružiny při do sedu závitů	55
3.4	Kontrola matice napínacího šroubu na otláčení	56
3.4.1	Volba napínacího šroubu a matice	56
3.4.2	Tlak v závitech.....	56
3.4.3	Kontrola matice.....	56
3.5	Kontrola závitové tyče na tah.....	56
3.5.1	Dovolené napětí v tahu	57
3.5.2	Průřez závitové tyče	57
3.5.3	Maximální tahové napětí.....	57
3.5.4	Kontrola závitové tyče	57
3.6	Volba ložiska.....	58
3.7	Kontrola ložiska	59
3.7.1	Trvanlivost ložiska.....	59
4	Výsledné řešení pásového dopravníku.....	60
4.1	Konstrukce rámu	60
4.2	Stojiny	60
4.3	Napínací zařízení.....	61
4.4	Násypka.....	61
4.5	Výsledné konstrukční řešení	62
	Závěr	63
	Seznam použitých zkratk a symbolů	66
	Seznam příloh	72

ÚVOD

Pásové dopravníky jsou zařízení určená ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to převážně ve vodorovném, případně mírně šikmém směru. Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkých látek díky svým přednostem jako jsou: vysoká dopravní rychlost, dopravní výkon až 20000 t/hod, jednoduchá údržba, velké dopravní vzdálenosti až 5000 m, malá spotřeba energie, možnost nakládání a vykládání materiálu v jakémkoli místě. [2]

1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

1.1 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku

1.2 PŘEHLED VYBRANÝCH VÝROBCŮ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

1.2.1 GTK

Česká společnost založená roku 1991 zabývající se výrobou pásového dopravníků pro přepravu surovin a syvkých hmot o maximálním výkonu $1000 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Firma zajišťuje kompletní realizaci dopravníků od konstrukce až po montáž a servis. Dále vyrábí a dodává jednotlivé komponenty pásového dopravníků jako jsou válečky, válečkové stolice a bubny. Pásové dopravníky jsou konstruovány dle potřeb zákazníka. Firma dodává své výrobky takřka do celého světa. Dále se firma zabývá zámečnickou výrobou a výrobou ocelových konstrukcí. [5]



Obr. 2 Pásový dopravník firmy GTK [6]

1.2.2 PRO SAND ENGINEERING

Česká firma zabývající se návrhem a stavbou ocelových konstrukcí, konstrukcí strojů pro těžbu a zpracování štěrkopísků a kameniva, dodává také zařízení pro cukrovary. Firma zajišťuje kompletní realizaci plovoucích bagrů, dopravníků, strojů pro úpravu kameniva, ocelových konstrukcí dle potřeb zákazníka a zajišťuje kompletní služby od návrhu zařízení, montáže a uvedení do provozu až po záruční a pozáruční servis. Firma dodává své výrobky na tuzemský, ale i zahraniční trh. [7]



Obr. 3 Pásový dopravník firmy PRO SAND ENGINEERING [8]

1.2.3 ADAPT

Česká firma založena roku 1992, která se zabývá konstrukcí a výrobou pásových, řetězových, korečkových a šnekových dopravníků. Firma zajišťuje kompletní realizaci dopravníků dle potřeb zákazníka od konstrukce až po montáž, uvedení do provozu a následnou údržbu. Firma dodává své výrobky jak na tuzemský, tak i zahraniční trh. [9]



Obr. 4 Pásový dopravník firmy ADAPT [10]

1.2.4 STROJÍRNY PODZIMEK

Česká firma založena roku 1896, která se zabývá návrhy technologických linek se specializací na kamenoprůmysl a úpravu štěrkopísku, dodává konstrukce a zařízení pro vodohospodářství. Dále se zabývá rekonstrukcí lodí a plavidel. Firma také poskytuje projekční činnost například pro návrh dopravníků, ocelových konstrukcí, hal, vrat plavebních komor apod. Nabízí také montážní, servisní, záruční a pozáruční práce. Firma dodává své výrobky jak na tuzemský, tak i zahraniční trh. [11]



Obr. 5 Pásový dopravník firmy Strojírny Podzimek [12]

1.2.5 KONTUR

Slovenská firma založena roku 1991 zabývající se problematikou manipulace se sypkým nebo kusovým materiálem. Firma se zabývá konstrukcí a výrobou dopravníků, ocelových konstrukcí a dodává také příslušenství k dopravníkům. Dopravníky jsou konstruovány dle potřeb zákazníka a firma zajišťuje kompletní realizaci od návrhu až po montáž a uvedení dopravníku do provozu. Firma dodává své výrobky na tuzemský i zahraniční trh. [13]



Obr. 6 Pásový dopravník firmy KONTUR [14]

1.2.6 JZCREATION

Čínská firma zabývající se vývojem a výrobou zařízení pro přepravu materiálu v oblasti hornictví, hutnictví, potravinářství a dalších oborech. Dodává například pásové, hadicové a speciální posuvné dopravníky. Zařízení, která dodává jsou konstruovány přímo dle potřeb zákazníka a dodává také komponenty dopravníků. Firma zajišťuje kompletní realizaci od návrhu až po montáž a servis. [15]



Obr. 7 Pásový dopravník firmy JZCREATION [16]

2 FUNKČNÍ VÝPOČET

2.1 ZADANÉ PARAMETRY

Dopravní výkon $Q = 49000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

Osová vzdálenost $L = 27 \text{ m}$

Výškový rozdíl $H = 5,5 \text{ m}$

Zrnitost dopravovaného materiálu 2 až 8 mm

2.2 SKLON DOPRAVNÍKU

$$\sin \delta = \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L} \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{5,5}{27}$$

$$\delta = 11,75^\circ$$

Kde:

H [m] výškový rozdíl, dle kap. 2.1

L [m] osová vzdálenost, dle kap. 2.1

2.2.1 KONTROLA SKLONU DOPRAVNÍKU

Literatura [2] udává maximální sklon dopravníku pro zadaný materiál $\delta_{max} = 18^\circ$

$$\delta_{max} > \delta$$

$$18^\circ > 11,75^\circ$$

Sklon dopravníku vyhovuje.

Kde:

δ_{max} [°] maximální sklon dopravníku

δ [°] úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu, dle kap. 2.2

2.3 RYCHLOST DOPRAVNÍHO PÁSU

Literatura [2] udává rychlost dopravního pásu pro zadaný materiál 1,25 až 2,5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. Rychlost dopravního pásu volena $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \cdot 3600$$

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600} \quad (2)$$

$$S_T = \frac{49000}{1800 \cdot 1,6 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,00473 \text{ m}^2$$

Kde:

Q	[kg·h ⁻¹]	dopravní výkon, dle kap. 2.1
ρ	[kg·m ⁻³]	objemová sypaná hmotnost, voleno dle literatury [2], ρ = 1800 kg·m ⁻³
v	[m·s ⁻¹]	rychlost dopravního pásu, dle kap. 2.1

2.5 ŠÍŘKA PÁSU

Pro vypočtený teoretický průřez materiálu $S_T = 0,00473 \text{ m}^2$, sypaný úhel $\alpha = 30^\circ$ dle literatury [2], sklon válečků $\beta = 20^\circ$ dle literatury [2] volena šířka pásu $B = 400 \text{ mm}$ dle literatury [2].

2.6 VOLBA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Pro tento pásový dopravník je volen pás od firmy Gumex, který má katalogové označení EP400/3 AA. Tento pás je velmi odolný proti opotřebení a je vhodný pro přepravu vysoce abrazivního zrnitého, sypaného materiálu s maximální obrusivostí 80 mm³. Přehled jeho vlastností je uveden v tabulce 1.



Obr. 8 Dopravníkový pás Gumex EP 400/3 AA [17]

Tab. 1 Údaje o dopravníkovém pásu EP 400/3 AA [17]

Šířka [mm]	Tloušťka [mm]	Počet vložek [-]	Krycí vrstvy [mm]	Hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{bm}^{-1}$]	Pevnost [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]	Pracovní teplota [$^{\circ}\text{C}$]	Min. průměr hnacího bubnu [mm]
400	9	3	4+2	4,84	400	-60/+60	315

2.7 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,5 \quad (3)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,5$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

Kde:

B [m] šířka pásu, dle kap. 2.5

2.8 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S = S_1 + S_2 \quad (4)$$

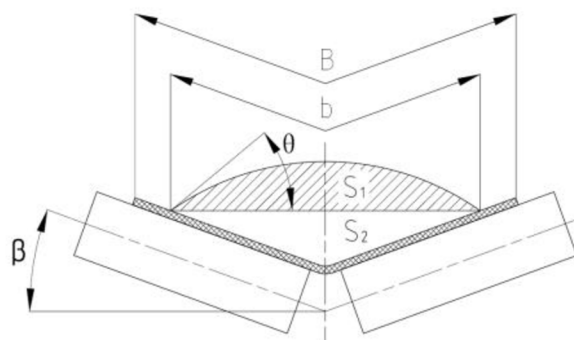
$$S = 0,0059 + 0,0077$$

$$S = 0,0136 \text{ m}^2$$

Kde:

S_1 [m^2] plocha průřezu horní části náplně pásu, dle rovnice (6)

S_2 [m^2] plocha průřezu dolní části náplně pásu, dle rovnice (7)



Obr. 9 Šířka pásu

2.8.1 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (5)$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30^\circ$$

$$\theta = 22,5^\circ$$

Kde:

 α [°] sypný úhel, dle kap. 2.5**2.8.2 PLOCHA PRŮŘEZU HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU**

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

$$S_1 = (0,31 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\tan 22,5^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,0059 \text{ m}^2$$

Kde:

 b [m] využitelná ložná šířka pásu, dle rovnice (3) β [°] sklon válečků, dle kap. 2.5 θ [°] dynamický sypný úhel, dle rovnice (5)**2.8.3 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU**

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos \beta\right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \beta\right) \quad (7)$$

$$S_2 = \left(\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20^\circ\right) \cdot \left(\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20^\circ\right)$$

$$S_2 = 0,0077 \text{ m}^2$$

Kde:

 b [m] využitelná ložná šířka pásu, dle rovnice (3) β [°] sklon válečků, dle kap. 2.5

2.8.4 SOUČINITEĽ KOREKCE PRŮŘEZU VRCHLÍKU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (8)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 11,75^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,8467$$

Kde:

θ [°] dynamický sypný úhel, dle rovnice (5)
 δ [°] sklon dopravníku, dle rovnice (1)

2.8.5 SOUČINITEĽ SKLONU DOPRAVNÍKU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (9)$$

$$k = 1 - \frac{0,0059}{0,0136} \cdot (1 - 0,8467)$$

$$k = 0,9335$$

Kde:

S_1 [m²] plocha průřezu horní části náplně pásu, dle rovnice (6)
 S [m²] celková plocha průřezu pásu, dle rovnice (4)
 k_1 [-] součinitel korekce průřezu vrchlíku, dle rovnice (8)

2.8.6 SKUTEČNÁ KORIGOVANÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \quad (10)$$

$$S_k = 0,0136 \cdot 0,9335$$

$$S_k = 0,0127 \text{ m}^2$$

Kde:

S [m²] celková plocha průřezu pásu, dle rovnice (4)
 k [-] součinitel sklonu dopravníku, dle rovnice (9)

2.8.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

$$S_k \geq S_T$$

$$0,0127 \text{ m}^2 \geq 0,0050 \text{ m}^2$$

Zvolený pás vyhovuje.

Kde:

S_k [m²] skutečná korigovaná plocha náplně pásu, dle rovnice (10)

S_T [m²] teoretický průřez náplně pásu, dle rovnice (2)

2.9 KONTROLA PÁSU NA DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

2.9.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (11)$$

$$I_v = 0,0136 \cdot 1,6 \cdot 0,9335$$

$$I_v = 0,0203 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

S [m²] celková plocha průřezu pásu, dle rovnice (4)

v [m·s⁻¹] rychlost dopravního pásu, dle kap. 2.3

k [-] součinitel sklonu dopravníku, dle rovnice (9)

2.9.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_v \cdot \rho \cdot 3600 \quad (12)$$

$$I_m = 0,0203 \cdot 1800 \cdot 3600$$

$$I_m = 131544 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Kde:

I_v [m³·s⁻¹] objemový dopravní výkon, dle rovnice (11)

ρ [kg·m⁻³] objemová sypná hmotnost, voleno dle literatury [2], $\rho = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

2.9.3 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

$$I_m \geq Q$$

$$131544 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1} \geq 49000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Dopravované množství materiálu vyhovuje.

Kde:

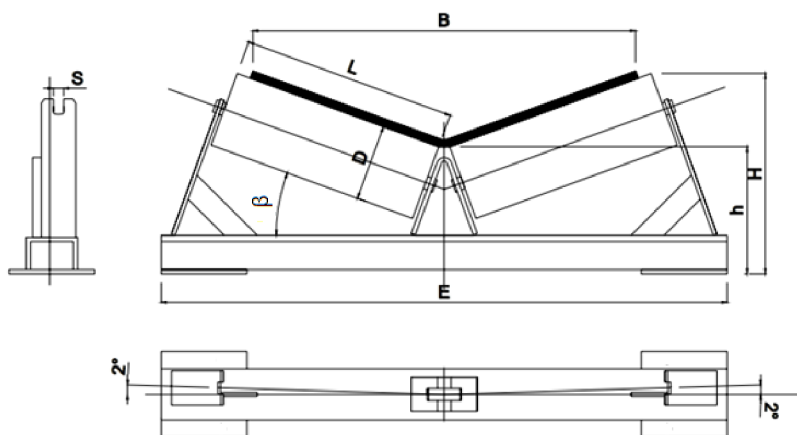
I_m [kg·h⁻¹] hmotnostní dopravní výkon, dle rovnice (12)

Q [kg·h⁻¹] dopravní výkon, dle kap. 2.1

2.10 VOLBA PRAŽCŮ A VÁLEČKŮ

2.10.1 PRAŽCE V HORNÍ VĚTVI

V horní nosné větvi pásového dopravníku jsou voleny dvouválečkové stolice od firmy AMG Karel Pícha, s.r.o. s označením PHDŠ 400/Ø89/20st. Tyto stolice mají šípovitost 2°, což zajišťuje středění pásu ve středové poloze a brání také k jeho sklouznutí. Schéma pražce je na obrázku 10 a údaje v tabulce 2.



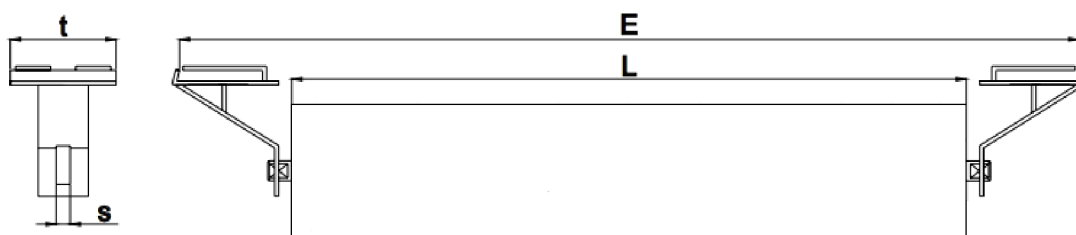
Obr. 10 Pražec horní dvouválečkový PHDŠ 400/Ø89/20st [18]

Tab. 2 Údaje o horním dvouválečkovém pražci PHDŠ 400/Ø89/20st [18]

Šířka pásu B [mm]	Průměr válečků D [mm]	Délka válečků L [mm]	Plošky hřídele S [mm]	Celková délka E [mm]	H [mm]	h [mm]	Hmotnost [kg]
400	89	250	14	700	213	125	5

2.10.2 DRŽÁK SPODNÍHO VÁLEČKU

Ve spodní vratné větvi pásového dopravníku je volen držák spodního válečku od firmy AMG Karel Pícha, s.r.o. s označením DSV 650/Ø89/14. Schéma spodního držáku je na obrázku 11 a údaje v tabulce 3.



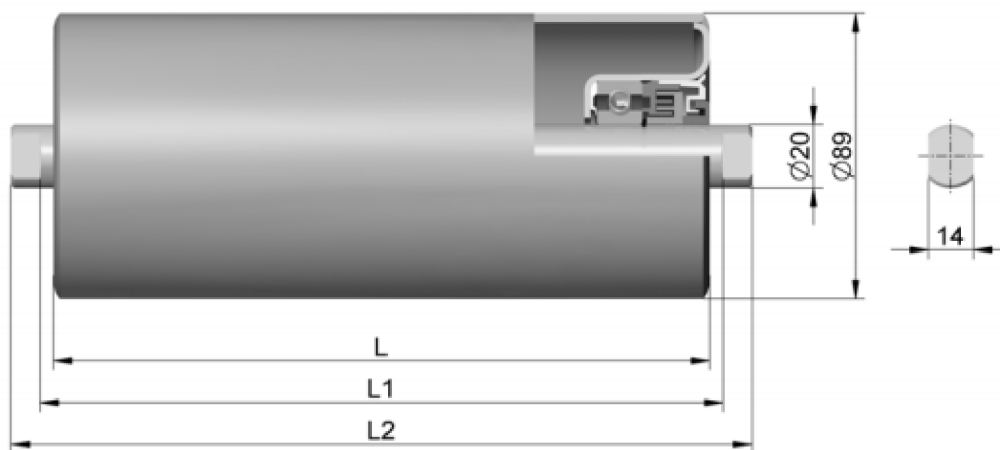
Obr. 11 Držák spodního válečku DSV 650/Ø89/14 [18]

Tab. 3 Údaje o držáku spodního válečku DSV 650/Ø89/14 [18]

Průměr válečků D [mm]	Plošky hřídele S [mm]	t [mm]	E [mm]	L [mm]	Hmotnost [kg]
89	14	105	700	500	6

2.10.3 VÁLEČKY V HORNÍ NOSNÉ VĚTVI

Pro tento pásový dopravník jsou v horní nosné větvi voleny hladké válečky od firmy TRANSROOL-CZ, a.s. typ 89×250/6204. Schéma válečku je na obrázku 12 a údaje v tabulce 4.



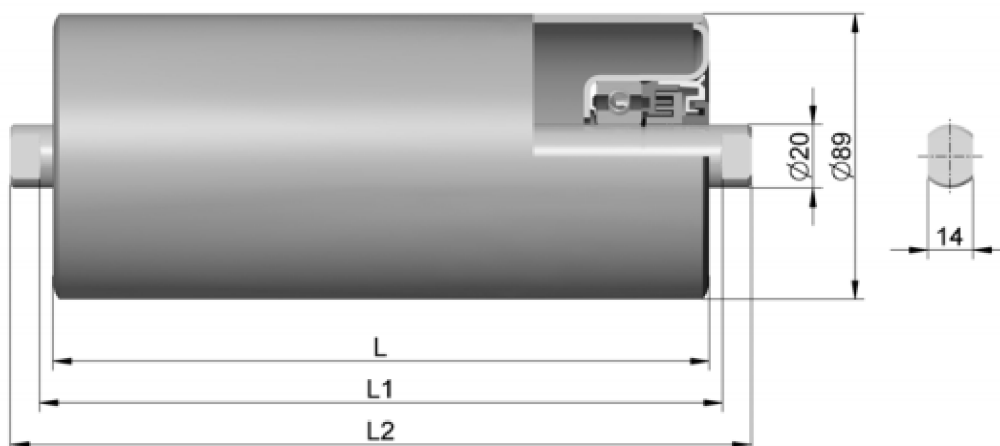
Obr. 12 Hladký váleček 89×250 / 6204 [19]

Tab. 4 Údaje o válečku 89×250 / 6204 [19]

Název	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rot. dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
89x250/6204	250	258	276	2	2,8

2.10.4 VÁLEČKY VE SPODNÍ VRATNÉ VĚTVI

Pro tento pásový dopravník jsou v dolní vratné větvi voleny hladké válečky od firmy TRANSROOL-CZ, a.s. typ 89x500/6204. Schéma válečku je na obrázku 13 a údaje v tabulce 5.



Obr. 13 hladký váleček 89x500/6204 [19]

Tab. 5 Údaje o válečku 89x500/6204 [19]

Název	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rot. dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
89x500/6204	500	508	546	3,6	5

2.11 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (13)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 27 \cdot 9,81 \cdot [4,1481 + 1,0667 + (2 \cdot 4,84 + 22,8375) \cdot \cos 11,75^\circ]$$

$$F_H = 196,2735 \text{ N}$$

Kde:

f	[-]	globální součinitel tření, voleno dle literatury [2], $f = 0,02$
L	[m]	osová vzdálenost, dle kap. 2.1
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
q _{RO}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr délky v horní větvi, dle rovnice (14)
q _{RU}	[kg·m ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr délky v dolní větvi, dle rovnice (17)
q _B	[kg·bm ⁻¹]	hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 2.11.7
q _G	[kg·m ⁻¹]	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky, dle rovnice (19)

2.11.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA JEDEN METR DÉLKY V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} + \frac{2 \cdot q_{d1} \cdot P_{d1}}{L} \quad (14)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 26}{27} + \frac{2 \cdot 2 \cdot 2}{27}$$

$$q_{RO} = 4,1481 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_1	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi dopravníku, dle kap. 2.10.3
P_1	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi, dle rovnice (15)
q_{d1}	[kg]	hmotnost rotujících částí dopadového válečku, dle kap. 2.10.3
P_{d1}	[ks]	počet dopadových stolic v nosné větvi, dle rovnice (16)
L	[m]	osová vzdálenost, dle kap. 2.1

2.11.2 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L - l_d}{a_0} \quad (15)$$

$$P_1 = \frac{27 - 1}{1}$$

$$P_1 = 26 \text{ ks}$$

Kde:

L	[m]	osová vzdálenost, dle kap. 2.1
l_d	[m]	délka dopadové části, voleno dle konstrukce $l_d = 1 \text{ m}$
a_0	[m]	rozteč válečků v horní větvi, voleno dle literatury [2], $a_0 = 1 \text{ m}$

2.11.3 POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI

$$P_{d1} = \frac{l_d}{a_{d1}} \quad (16)$$

$$P_{d1} = \frac{1}{0,5}$$

$$P_{d1} = 2 \text{ ks}$$

Kde:

l_d	[m]	délka dopadové části, voleno dle konstrukce $l_d = 1 \text{ m}$
a_{d1}	[m]	rozteč dopadových válečků v horní větvi, voleno dle literatury [2]

2.11.4 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 METR DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (17)$$

$$q_{RU} = \frac{3,6 \cdot 8}{27}$$

$$q_{RU} = 1,0667 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_2 [kg] hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku, dle kap. 2.10.4

P_2 [ks] počet válečkových stolic v dolní větvi, dle rovnice (18)

L [m] osová vzdálenost, dle kap. 2.1

2.11.5 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI

$$P_2 = \frac{L}{a_u} - 1 \quad (18)$$

$$P_2 = \frac{27}{3} - 1$$

$$P_2 = 8 \text{ ks}$$

Kde:

L [m] osová vzdálenost, dle kap. 2.1

a_u [m] rozteč válečků v dolní větvi, voleno dle literatury [2], $a_u = 3 \text{ m}$

2.11.6 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v} \quad (19)$$

$$q_G = \frac{0,0203 \cdot 1800}{1,6}$$

$$q_G = 22,8375 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

I_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový dopravní výkon, dle rovnice (11)

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] objemová sypná hmotnost, voleno dle literatury [2], $\rho = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost pásu, dle kap. 2.3

2.11.7 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = 4,84 \text{ kg} \cdot \text{bm}^{-1}$$

2.12 VEDLEJŠÍ ODPORY

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

$$F_N = 58,464 + 17,4857 + 27,2571 + 3,9683$$

$$F_N = 107,1751 \text{ N}$$

Kde:

- F_{bA} [N] odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování, dle rovnice (21)
- F_f [N] odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování, dle rovnice (22)
- F_1 [N] odpor ohybu pásu na bubnech, dle rovnice (25)
- F_t [N] odpor v ložiskách hnaného bubnu, dle rovnice (26)

2.12.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (21)$$

$$F_{bA} = 0,0203 \cdot 1800 \cdot (1,6 - 0)$$

$$F_{bA} = 58,464 \text{ N}$$

Kde:

- I_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový dopravní výkon, dle rovnice (11)
- ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] objemová sypaná hmotnost, voleno dle literatury [2], $\rho = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost pásu, dle kap. 2.3
- v_0 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, voleno $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

2.12.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (22)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0203^2 \cdot 1800 \cdot 9,81 \cdot 0,2175}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,2913^2}$$

$$F_f = 17,4857 \text{ N}$$

Kde:

- μ_2 [-] součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, voleno dle literatury [1], $\mu_2 = 0,6$
- I_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový dopravní výkon, dle rovnice (11)
- ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] objemová sypaná hmotnost, voleno dle literatury [2], $\rho = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
l_b	$[\text{m}]$	urychlovací délka, dle rovnice (23)
v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost pásu, dle kap. 2.3
v_0	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, voleno $v_0 = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
b_1	$[\text{m}]$	světlná šířka bočního vedení, dle rovnice (24)

2.12.3 URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (23)$$

$$l_b = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,2175 \text{ m}$$

Kde:

v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost pásu, dle kap. 2.3
v_0	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, voleno $v_0 = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
μ_1	$[-]$	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, voleno dle literatury [1], $\mu_1 = 0,6$

2.12.4 SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad (24)$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20^\circ$$

$$b_1 = 0,2913 \text{ m}$$

Kde:

b	$[\text{m}]$	využitelná ložná šířka pásu, dle rovnice (3)
β	$[\text{°}]$	sklon válečků, dle kap. 2.5

2.12.5 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_1 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_B} \quad (25)$$

$$F_1 = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4}\right) \cdot \frac{0,009}{0,315}$$

$$F_1 = 27,2571 \text{ N}$$

Kde:

B	[m]	šířka pásu, dle kap. 2.5
F	[N]	průměrný tah v pásu na bubnech, předběžně voleno $F = 5000$ N (pozn. hodnota bude pravděpodobně nižší)
D	[m]	tloušťka pásu, dle kap. 2.6
D_B	[m]	průměr hnaného bubnu, dle kap. 3.1.1

2.12.6 ODPORY V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_1}{D_B} \cdot F_T \quad (26)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,045}{0,315} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,9683 \text{ N}$$

Kde:

d_1	[m]	průměr osy hnaného bubnu, dle kap. 3.2.1
D_B	[m]	průměr hnaného bubnu, dle kap. 3.1.1
F_T	[N]	vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu, předběžně voleno $F_T = 5000$ N

2.13 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (27)$$

$$F_{S1} = 26,3009 \text{ N}$$

Kde:

F_ε	[N]	odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu, dle rovnice (28)
-----------------	-----	--

2.13.1 ODPOR VÁLEČKŮ VYCHÝLENÝCH VE SMĚRU POHYBU PÁSU

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu_0 \cdot L (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (28)$$

$$F_\varepsilon = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 27 \cdot (4,48 + 22,8375) \cdot 9,81 \cdot \cos 11,75^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = 26,3009 \text{ N}$$

Kde:

C_ε	[-]	součinitel korýtkovosti, voleno dle literatury [1], $C_\varepsilon = 0,3$
μ_0	[-]	součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem, voleno dle literatury[1], $\mu_0 = 0,35$
L	[m]	osová vzdálenost, dle kap. 2.1
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
q_B	[kg·m ⁻¹]	hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 2.11.7
q_G	[kg·m ⁻¹]	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky, dle rovnice (19)

δ	[°]	sklon dopravníku, dle rovnice (1)
ε	[°]	úhel vychýlení osy válečků vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu, dle kap. 2.10.1

2.14 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r \quad (29)$$

$$F_{S2} = 20,0985 + 165$$

$$F_{S2} = 185,0985 \text{ N}$$

Kde:

F_{gL} [N] tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, dle rovnice (30)

F_r [N] odpor čističe pásu, dle rovnice (31)

2.14.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (30)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0203^2 \cdot 1800 \cdot 9,81 \cdot 1}{1,6^2 \cdot 0,2913^2}$$

$$F_{gL} = 20,0985 \text{ N}$$

Kde:

μ_2 [-] součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, voleno dle literatury [1], $\mu_2 = 0,6$

I_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový dopravní výkon, dle rovnice (11)

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] objemová sypná hmotnost, voleno dle literatury [2], $\rho = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení

l [m] délka bočního vedení, dle konstrukce $l = 1 \text{ m}$

v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost pásu, dle kap. 2.3

b_1 [m] světlá šířka bočního vedení, dle rovnice (24)

2.15 VOLBA STĚRAČE PÁSU

Pro tento pásový dopravník je volen čelní stěrač pásu typu CJ 1.1. s břity z tvrdokovu, a to konkrétně z karbidu wolframu, od firmy Techbelt s.r.o. Stěrač pásu se umísťuje cca 15–20° pod osu dopravníku. Veškerý přítlak tvrdokovu vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z pružného polyuretanu. Tento stěrač je vhodný do těžkých provozu s vysoce abrazivním materiálem. [20]



Obr. 14 Štěrač pásu [20]

2.15.1 ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (31)$$

$$F_r = 0,006 \cdot 55000 \cdot 0,5$$

$$F_r = 165 \text{ N}$$

Kde:

μ_3	[-]	součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, voleno dle literatury [1], $\mu_3 = 0,5$
p	[N·mm ²]	tlak mezi čističem pásu a pásem, voleno dle literatury [1], $p = 5,5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$
A	[m ²]	dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu, dle rovnice (32)

2.15.2 DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A ČISTIČEM PÁSU

$$A = B_{\xi} \cdot t_{\xi} \quad (32)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,015$$

$$A = 0,006 \text{ m}^2$$

Kde:

B_{ξ}	[m]	šířka čističe pásu, dle konstrukce $B_{\xi} = 400 \text{ mm}$
t_{ξ}	[m]	tloušťka čističe pásu, dle konstrukce $t_{\xi} = 15 \text{ mm}$

2.15.3 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (33)$$

$$F_{St} = 22,8375 \cdot 5,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 1232,1973 \text{ N}$$

Kde:

q_G	[kg·m ⁻¹]	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky, dle rovnice (19)
-------	-----------------------	--

H	[m]	výškový rozdíl, dle kap. 2.1
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení

2.16 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{Uv} = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (34)$$

$$F_{Uv} = 196,2735 + 107,1751 + 26,3009 + 185,0985 + 1232,1973$$

$$F_{Uv} = 1747,0453 \text{ N}$$

Kde:

F _H	[N]	hlavní odpory, dle rovnice (13)
F _N	[N]	vedlejší odpory, dle rovnice (20)
F _{S1}	[N]	přídavné hlavní odpory, dle rovnice (27)
F _{S2}	[N]	přídavné vedlejší odpory, dle rovnice (29)
F _{St}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky, dle rovnice (33)

2.17 NAVÝŠENÍ OBVODOVÉ SÍLY O 20%

$$F_U = F_{Uv} \cdot 1,2 \quad (35)$$

$$F_U = 1747,0453 \cdot 1,2$$

$$F_U = 2096,4544 \text{ N}$$

Kde:

F _{Uv}	[N]	potřebná obvodová hnací síla na poháněcím bubnu, dle rovnice (34)
-----------------	-----	---

2.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (36)$$

$$P_A = 2096,4544 \cdot 1,6$$

$$P_A = 3354,327 \text{ W}$$

Kde:

F _U	[N]	obvodová hnací síla, dle rovnice (35)
v	[m·s ⁻¹]	rychlost dopravního pásu, dle kap. 2.3

2.19 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (37)$$

$$P_M = \frac{3354,327}{0,9}$$

$$P_M = 3727,03 \text{ W}$$

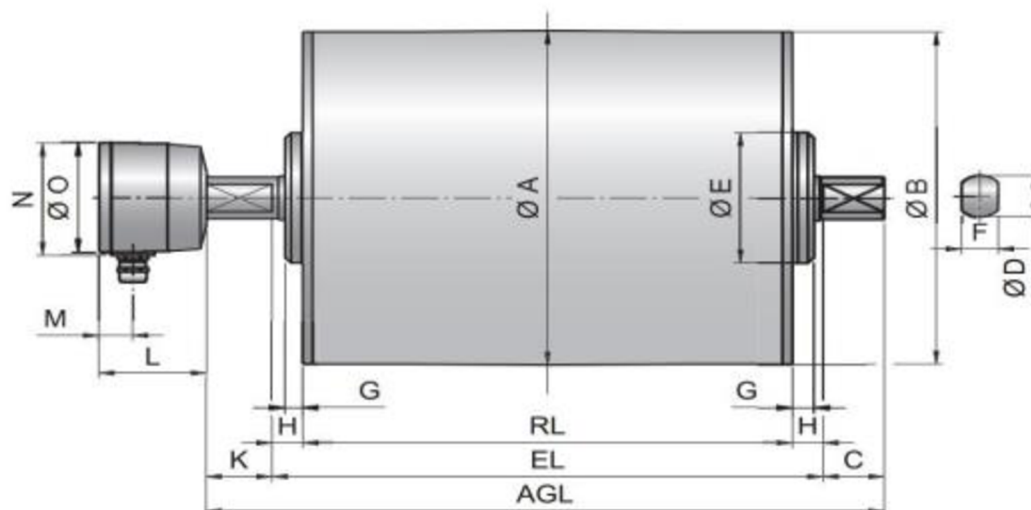
Kde:

P_A [W] potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu, dle rovnice (36)

η_1 [-] účinnost motoru, voleno dle literatury [1], $\eta_1 = 0,9$

2.20 VOLBA POHONU

Pro pohon dopravníku je zvolen elektrobuben od firmy RULMECA typ 320M, který má výkon 4 kW, schéma elektrobubnu je na obrázku 15 a parametry v tabulce 6 a 7. Tento buben je vhodný do středně těžkých provozů. Pohon pásu zajišťuje tření mezi pásem a bubnem. Pro dosažení co největšího tření mezi bubnem a pásem je buben pogumován. Elektrobuben je připevněn na konstrukci pomocí úchytů KL41-HD dodávané společností RULMECA, které jsou na konstrukci přišroubovány. Schéma držáku je na obrázku 16 a hlavní rozměry v tabulce 8.



Obr. 15 Elektrobuben RULMECA 320M [21]

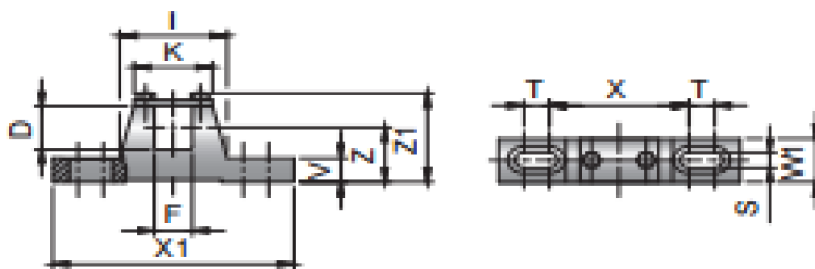
Tab. 6 Údaje o elektrobubnu RULMECA 320M [21]

Výkon [kW]	Točivý moment [Nm]	Převodové stupně [-]	Dovolené radiální zatížení [N]	Počet pólů [-]	Rychlost pásu [$m \cdot s^{-1}$]	Hmotnost [kg]
4	380	2	20000	4	1,6	110

Tab. 7 Hlavní rozměry elektrobubnu RULMECA 320M [21]

Rozměry v [mm]															
RL	EL	AGL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O
500	550	654	321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	41	24	95	105

Držák elektrobubnu

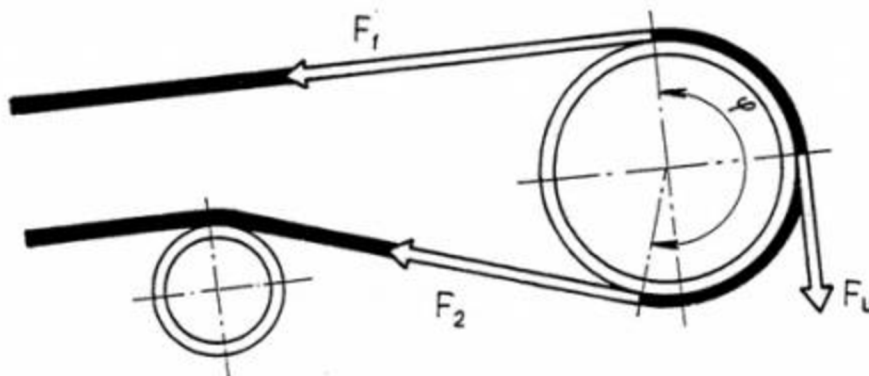


Obr. 16 Držák elektrobubnu KL41-HD [21]

Tab. 8 Hlavní rozměry držáku elektrobubnu KL41-HD [21]

Rozměry v [mm]												Hmotnost [kg]
D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1	
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

2.21 SÍLY V PÁSU



Obr. 17 Síly v pásu [1]

2.21.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (38)$$

$$F_{2min} \geq 3354,327 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,14} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 1335,668 \text{ N}$$

Kde:

F_{Umax}	[N]	maximální obvodová hnací síla, dle rovnice (39)
μ	[-]	součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem, voleno dle literatury [1], $\mu = 0,4$
φ	[rad]	úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce, $\varphi = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$ $(180^\circ \cdot \frac{\pi}{180})$
e	[-]	základ přirozeného logaritmu

2.21.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \quad (39)$$

$$F_{Umax} = 1,6 \cdot 2096,4544$$

$$F_{Umax} = 3354,327 \text{ N}$$

Kde:

ξ	[-]	součinitel rozběhu, voleno dle literatury [1], $\xi = 1,6$
F_U	[N]	obvodová hnací síla, dle rovnice (35)

2.21.3 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

Hodnoty, menší než výsledek výpočtu nejmenších tahových sil F_{minh} a F_{mind} , se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku. [1]

2.21.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_{minh} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (40)$$

$$F_{minh} \geq \frac{1 \cdot (4,84 + 22,8375) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{minh} \geq 2262,6356 \text{ N}$$

Kde:

a_0	[m]	rozteč válečků v horní větvi, voleno dle literatury [2], $a_0 = 1 \text{ m}$
q_G	[kg·m ⁻¹]	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky, dle rovnice (19)

q_B	$[\text{kg} \cdot \text{bm}^{-1}]$	hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 2.11.7
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
$(\frac{h}{a_0})_{adm}$	$[-]$	dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi, voleno dle literatury [1], $(\frac{h}{a_0})_{adm} = 0,015$

2.21.5 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{mind} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (\frac{h}{a_0})_{adm}} \quad (41)$$

$$F_{mind} \geq \frac{3 \cdot 4,84 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{mind} \geq 1187,01 \text{ N}$$

Kde:

a_u	$[\text{m}]$	rozteč válečků v dolní větvi, voleno dle literatury [2], $a_u = 3 \text{ m}$
q_B	$[\text{kg} \cdot \text{bm}^{-1}]$	hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 2.11.7
$(\frac{h}{a_0})_{adm}$	$[-]$	dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi, voleno dle literatury [1], $(\frac{h}{a_0})_{adm} = 0,015$

2.21.6 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} = F_1 = F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (42)$$

$$F_{max} = F_1 = 2096,4544 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,14} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} = F_1 = 4689,995 \text{ N}$$

Kde:

F_U	$[\text{N}]$	obvodová hnací síla, dle rovnice (35)
ξ	$[-]$	součinitel rozběhu, voleno dle literatury [1], $\xi = 1,6$
μ	$[-]$	součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem, voleno dle literatury [1], $\mu = 0,4$
φ	$[\text{rad}]$	úhel opásání poháněcího bubnu, voleno dle konstrukce, $\varphi = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$ $(180^\circ \cdot \frac{\pi}{180})$
e	$[-]$	základ přirozených logaritmů

2.21.7 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{Fp} \geq F_{max}$$

$$160000 \text{ N} \geq 4689,995 \text{ N}$$

Pás vyhovuje.

Kde:

F_{Fp} [N] pevnost zvoleného pásu, dle rovnice (43)

F_{max} [N] největší tahová síla v pásu, dle rovnice (44)

2.21.8 PEVNOST ZVOLENÉHO PÁSU

$$F_{Fp} = R_{mp} \cdot B \quad (43)$$

$$F_{Fp} = 400 \cdot 400$$

$$F_{Fp} = 160000 \text{ N}$$

Kde:

R_{mp} [N·mm⁻¹] pevnost pásu, dle kap. 2.6

B [mm] šířka pásu, dle kap. 2.5

2.21.9 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 = F_{max} \quad (44)$$

$$F_1 = 4689,995 \text{ N}$$

Kde:

F_{max} [N] největší tahová síla v pásu

2.21.10 SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \quad (45)$$

$$F_2 = \frac{4689,995}{e^{0,4 \cdot 3,14}}$$

$$F_2 = 1335,668 \text{ N}$$

Kde:

F_1 [N] síla v horní větvi, dle rovnice (44)

e [-] základ přirozených logaritmů

μ [-] součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem, voleno dle literatury [1],
 $\mu = 0,4$

φ [rad] úhel opásání poháněcího bubnu, voleno dle konstrukce, $\varphi = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$
($180^\circ \cdot \frac{\pi}{180}$)

2.21.11 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (46)$$

$$F_C = 4689,995 + 1335,668$$

$$F_C = 6025,663 \text{ N}$$

Kde:

F_1 [N] síla v horní větvi, dle rovnice (44)

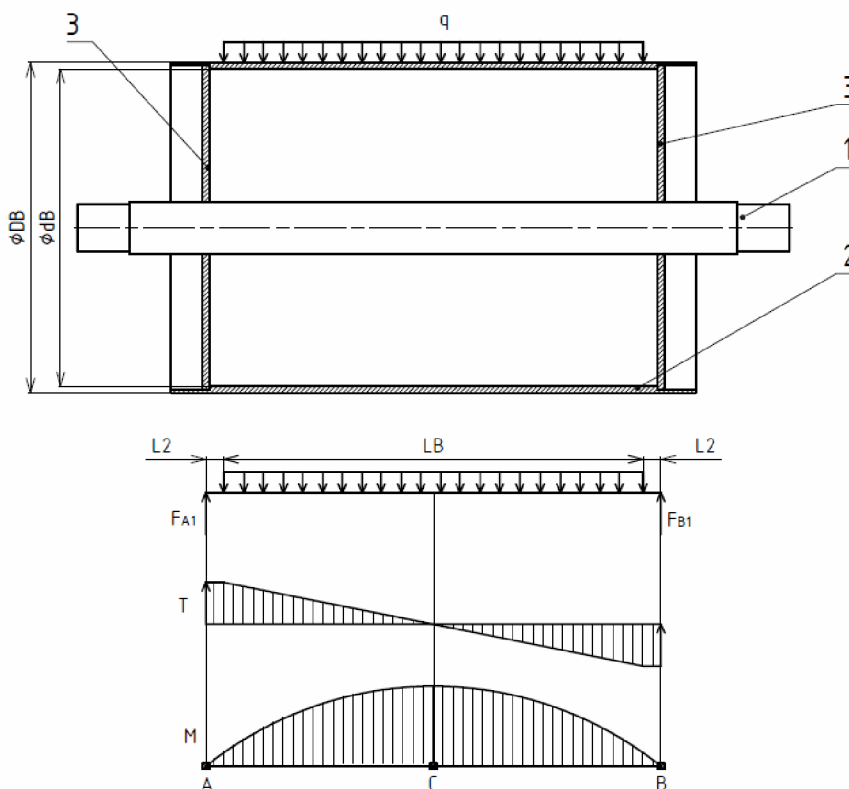
F_2 [N] síla v dolní větvi, dle rovnice (45)

3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

3.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HANANÉHO BUBNU

3.1.1 VVÚ NA HANANÉM BUBNU

Obrázek 18 znázorňuje hnaný buben, který se skládá z pozice 1 (osa bubnu), pozice 2 (plášť), pozice 3 (čelo), dále můžeme na obrázku vidět průběh výsledných vnitřních účinků.



Obr. 18 Průběh VVÚ na hnaném bubnu

Tab. 9 Rozměry hnaného bubnu

Rozměr [mm]			
L_2	L_B	D_B	d_B
17	400	315	303

3.1.2 VOLBA MATERIÁLU

Pro plášť hnaného bubnu je volena kruhová hladká bezešvá trubka ČSN 42 5715.01 rozměru 324x12,5 mm z katalogu firmy Feron, trubka je vyrobena z oceli 11 343 [27]

Plášť bubnu je namáhán střídavým ohybem, pro materiál 11 343 dle literatury [4] dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 65$ až 85 MPa. Voleno $\sigma_{ODOV1} = 65$ MPa.

3.1.3 URČENÍ SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ NA BUBNU

$$q = \frac{F_C}{L_B} \quad (47)$$

$$q = \frac{6025,663}{0,4}$$

$$q = 15064,1575 \text{ N}$$

Kde:

F_C [N] celková síla namáhající buben, dle rovnice (46)

L_B [m] šířka spojitého zatížení, dle kap. 3.1.1

3.1.4 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA BUBNU**K bodu B**

$$\Sigma M_{OB} = 0$$

$$q \cdot L_B \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_2 \right) - F_{A1} \cdot (2 \cdot L_2 + L_B) = 0$$

$$F_{A1} = \frac{q \cdot L_B \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_2 \right)}{(2 \cdot L_2 + L_B)} \quad (48)$$

$$F_{A1} = \frac{15064,1575 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,017 \right)}{(2 \cdot 0,017 + 0,4)}$$

$$F_{A1} = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

q [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] spojité zatížení, dle rovnice (47)

L_B [m] šířka spojitého zatížení, dle kap. 3.1.1

L_2 [m] vzdálenost mezi silou F_1 a spojitým zatížením, dle kap. 3.1.1

F_{A1} [N] silová reakce v místě A, dle rovnice (48)

$$\Sigma T = 0$$

$$F_{A1} - q \cdot L_B + F_{B1} = 0$$

$$F_{B1} = -F_{A1} + q \cdot L_B \quad (49)$$

$$F_{B1} = -3012,8315 + 15064,1575 \cdot 0,4$$

$$F_{B1} = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

q	[N·m ⁻¹]	spojité zatížení, dle rovnice (47)
L_B	[m]	šířka spojitěho zatížení, dle kap. 3.1.1
F_{A1}	[N]	silová reakce v místě A, dle rovnice (48)
F_{B1}	[N]	silová reakce v místě B, dle rovnice (49)

3.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA BUBNU

$$M_{OmaxC} = F_{A1} \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_2 \right) - q \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \frac{L_B}{4} \quad (50)$$

$$M_{OmaxC} = 3012,8315 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,017 \right) - 15064,1575 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot \frac{0,4}{4}$$

$$M_{OmaxC} = 352,5013 \text{ Nm}$$

Kde:

F_{A1}	[N]	silová reakce v místě A, dle rovnice (48)
L_B	[m]	šířka spojitěho zatížení, dle kap. 3.1.1
L_2	[m]	vzdálenost mezi silou F_1 a spojitým zatížením, dle kap. 3.1.1
q	[N·m ⁻¹]	spojité zatížení, dle rovnice (47)

3.1.6 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{OC} = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{32 \cdot D_B} \quad (51)$$

$$W_{OC} = \frac{\pi \cdot (0,315^4 - 0,303^4)}{32 \cdot 0,315}$$

$$W_{OC} = 4,4154 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Kde:

D_B	[m]	vnější průměr bubnu, dle kap. 3.1.1
d_B	[m]	vnitřní průměr bubnu, dle kap. 3.1.1

3.1.7 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ NA BUBNU

$$\sigma_{maxC} = \frac{M_{OmaxC}}{W_{OC}} \quad (52)$$

$$\sigma_{maxC} = \frac{352,5013}{4,4154 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{maxC} = 798345,1103 \text{ Pa} = 0,7983451103 \text{ MPa}$$

Kde:

M_{OmaxC}	[N·m]	maximální ohybový moment na bubnu, dle rovnice (50)
W_{OC}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v místě C, dle rovnice (51)

3.1.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI PLÁŠTĚ K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_C = \frac{\sigma_{ODOV1}}{\sigma_{maxC}} \quad (53)$$

$$k_C = \frac{65}{0,7983451103}$$

$$k_C = 81,4184$$

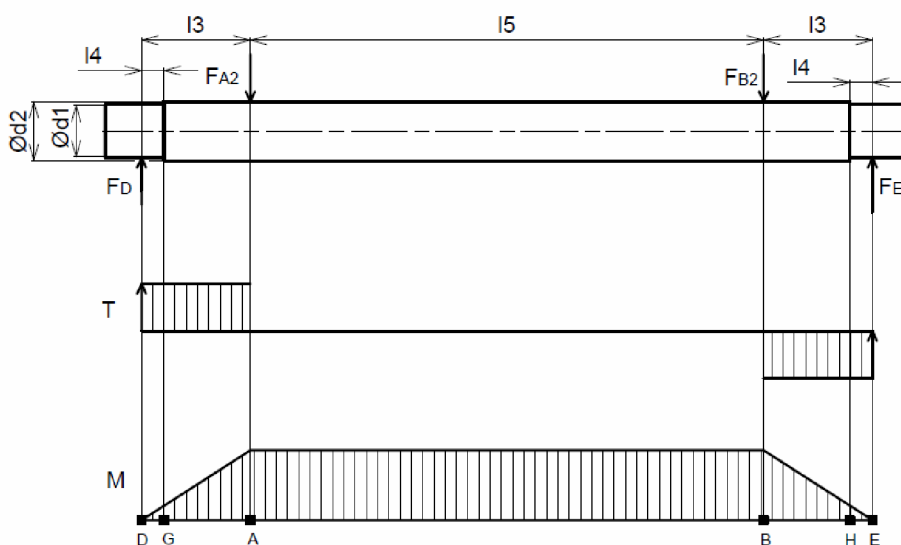
Kde:

σ_{ODOV1} [MPa] dovolené napětí v ohybu, dle kap. 3.1.2
 σ_{maxC} [MPa] maximální ohybové napětí na bubnu, dle rovnice (52)

3.2 VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

3.2.1 VVÚ OSE HANÉHO BUBNU

Obrázek 19 znázorňuje osu hnaného bubnu a průběh výsledných vnitřních účinků.



Obr. 19 Průběh VVÚ na ose hnaného bubnu

Tab. 10 Rozměry na ose hnaného bubnu

Rozměr [mm]				
l_3	l_4	l_5	d_1	d_2
92	19	434	45	50

3.2.2 VOLBA MATERIÁLU OSY

Pro osu hnaného bubnu je volena tyč ocelová kruhová válcovaná za tepla ČSN 425510.1 rozměr 55-682 mm z katalogu firmy Ferona, osa vyrobena z oceli 11 423 [26]

Osa hnaného bubnu je namáhána střídavým ohybem, pro materiál 11 423 dle literatury [4] dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DOV} = 60$ až 85 MPa. Voleno $\sigma_{DOV2} = 65$ MPa.

3.2.3 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$F_{A2} = F_{A1} \quad (54)$$

$$F_{A2} = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

F_{A1} [N] síla působící na osu v místě A, dle rovnice (48)

F_{A2} [N] síla působící na osu v místě A, dle rovnice (54)

$$F_{B2} = F_{B1} \quad (55)$$

$$F_{B2} = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

F_{B1} [N] síla působící na osu v místě B, dle rovnice (49)

F_{B2} [N] síla působící na osu v místě B, dle rovnice (55)

3.2.4 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA OSE

K bodu D

$$\Sigma M_{OD} = 0$$

$$F_E \cdot (2 \cdot l_3 + l_5) - F_{A2} \cdot l_3 - F_{B2} \cdot (l_3 - l_5) = 0$$

$$F_E = \frac{F_{A2} \cdot l_3 + F_{B2} \cdot (l_3 + l_5)}{(2 \cdot l_3 + l_5)} \quad (56)$$

$$F_E = \frac{3012,8315 \cdot 0,092 + 3012,8315 \cdot (0,092 + 0,434)}{(2 \cdot 0,092 + 0,434)}$$

$$F_E = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

F_E [N] silová reakce v místě E, dle rovnice (56)

F_{A2} [N] síla působící na osu v místě A, dle rovnice (54)

F_{B2} [N] síla působící na osu v místě B, dle rovnice (55)

l_3 [m] vzdálenost sil F_{A2} , F_{B2} od ložisek, dle kap. 3.2.1

l_5 [m] vzdálenost mezi silami F_{A2} , F_{B2} , dle kap. 3.2.1

$$\Sigma T = 0$$

$$F_D - F_{A2} - F_{B2} + F_E = 0$$

$$F_D = F_{A2} + F_{B2} - F_E \quad (57)$$

$$F_D = 3012,8315 + 3012,8315 - 3012,8315$$

$$F_D = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

- F_E [N] silová reakce v místě E, dle rovnice (56)
 F_D [N] silová reakce v místě D, dle rovnice (57)
 F_{A2} [N] síla působící na osu v místě A, dle rovnice (54)
 F_{B2} [N] síla působící na osu v místě B, dle rovnice (55)

3.2.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA OSE

$$M_{OmaxA} = F_D \cdot l_3 \quad (58)$$

$$M_{OmaxA} = 3012,8315 \cdot 0,092$$

$$M_{OmaxA} = 277,1805 \text{ Nm}$$

Kde:

- F_D [N] silová reakce v místě D, dle rovnice (57)
 l_3 [m] vzdálenost sil F_{A2} , F_{B2} od ložisek, dle kap. 3.2.1

3.2.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{OA} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad (59)$$

$$W_{OA} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32}$$

$$W_{OA} = 1,2272 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Kde:

- d_2 [m] průměr osy, dle kap. 3.2.1

3.2.7 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA OSE

$$\sigma_{maxA} = \frac{M_{OmaxA}}{W_{OA}} \quad (60)$$

$$\sigma_{maxA} = \frac{277,1805}{1,2272 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{maxA} = 22586416,23 \text{ Pa} = 22,58641623 \text{ MPa}$$

Kde:

- M_{OmaxA} [N·m] maximální ohybový moment na ose, dle rovnice (58)

W_{OA} [m³] modul průřezu v ohybu v místě A, dle rovnice (59)

3.2.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_A = \frac{\sigma_{ODOV2}}{\sigma_{maxA}} \quad (61)$$

$$k_A = \frac{65}{22,58641623}$$

$$k_A = 2,8778$$

Kde:

σ_{ODOV2} [MPa] dovolené napětí v ohybu, dle kap. 3.2.2
 σ_{maxA} [MPa] maximální ohybové napětí na ose, dle rovnice (60)

3.2.9 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V BODĚ G

$$M_{OG} = F_D \cdot l_4 \quad (62)$$

$$M_{OG} = 3012,8315 \cdot 0,019$$

$$M_{OG} = 57,2438 \text{ Nm}$$

Kde:

F_D [N] silová reakce v místě D, dle rovnice (57)
 l_4 [m] vzdálenost bodu G od ložiska, dle kap. 3.1.1

3.2.10 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{OG} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad (63)$$

$$W_{OG} = \frac{\pi \cdot 0,045^2}{32}$$

$$W_{OG} = 8,9462 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_1 [m] průměr osy, dle kap. 3.1.1

3.2.11 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ G

$$\sigma_{OG} = \frac{M_{OmaxG}}{W_{OG}} \quad (64)$$

$$\sigma_{OG} = \frac{57,2438}{8,9462 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{OG} = 6398672,062 \text{ Pa} = 6,398672062 \text{ MPa}$$

Kde:

M_{OmaxG} [N·m] maximální ohybový moment v místě G, dle rovnice (62)

W_{OG} [m³] modul průřezu v ohybu v místě G, dle rovnice (63)

3.2.12 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ G

$$\sigma_{maxG} = \kappa \cdot \sigma_{OG} \quad (65)$$

$$\sigma_{maxG} = 2 \cdot 6,398672062$$

$$\sigma_{maxG} = 12,7973 \text{ MPa}$$

Kde:

κ [-] součinitel tvaru pro přechod v pravém úhlu, dle literatury [3], $\kappa = 2$

σ_{OG} [MPa] ohybové napětí v bodě G, dle rovnice (64)

3.2.13 VÝPOČET BEZPEČNOSTI K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_G = \frac{\sigma_{ODOV2}}{\sigma_{maxG}} \quad (66)$$

$$k_G = \frac{65}{12,7973}$$

$$k_G = 5,0792$$

Kde:

σ_{ODOV2} [MPa] dovolené napětí v ohybu, dle kap. 3.2.2

σ_{maxG} [MPa] maximální ohybové napětí v bodě G, dle rovnice (65)

3.2.14 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V BODĚ H

$$M_{OH} = F_E \cdot l_4 \quad (67)$$

$$M_{OH} = 3012,8315 \cdot 0,019$$

$$M_{OH} = 57,2438 \text{ Nm}$$

Kde:

F_E [N] silová reakce v místě E, dle rovnice (56)
 l_4 [m] vzdálenost bodu H od ložiska, dle kap. 3.2.1

3.2.15 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{OH} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad (68)$$

$$W_{OH} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{OH} = 8,9462 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_1 [m] průměr osy, dle kap. 3.2.1

3.2.16 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ H

$$\sigma_{OH} = \frac{M_{OmaxH}}{W_{OH}} \quad (69)$$

$$\sigma_{OH} = \frac{57,2438}{8,9462 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{OH} = 6398672,062 \text{ Pa} = 6,398672062 \text{ MPa}$$

Kde:

M_{OmaxH} [N·m] maximální ohybový moment v místě H, dle rovnice (67)
 W_{OH} [m³] modul průřezu v ohybu v místě H, dle rovnice (68)

3.2.17 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ H

$$\sigma_{maxH} = \kappa \cdot \sigma_{OH} \quad (70)$$

$$\sigma_{maxH} = 2 \cdot 6,398672062$$

$$\sigma_{maxH} = 12,7973 \text{ MPa}$$

Kde:

κ [-] součinitel tvaru pro přechod v pravém úhlu, dle literatury [3], $\kappa = 2$
 σ_{OH} [MPa] ohybové napětí v bodě H, dle rovnice (69)

3.2.18 VÝPOČET BEZPEČNOSTI K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_H = \frac{\sigma_{ODOV2}}{\sigma_{maxH}} \quad (71)$$

$$k_H = \frac{65}{12,7973}$$

$$k_H = 5,0792$$

Kde:

σ_{ODOV2} [MPa] dovolené napětí v ohybu, dle kap. 3.2.2

σ_{maxH} [MPa] maximální ohybové napětí v bodě H, dle rovnice (70)

3.3 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

$$F_p = \frac{F_C}{2} \quad (72)$$

$$F_p = \frac{6025,663}{2}$$

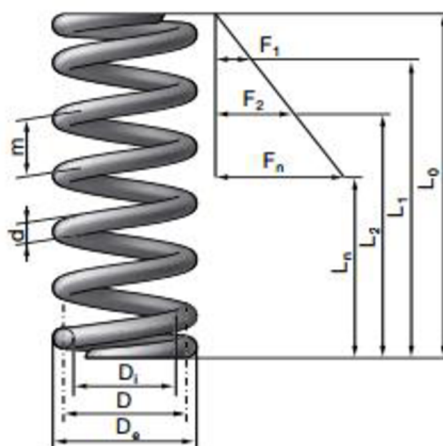
$$F_p = 3012,8315 \text{ N}$$

Kde:

F_C [N] celková síla namáhající buben, dle rovnice (46)

3.3.1 VOLBA PRUŽINY

Napínací sílu vyvozuje dvojice tlačných pružin ANAKONDA od firmy Hennlich, schéma pružiny je na obrázku 20 a její parametry jsou v tabulce 11.



Obr. 20 Tlačná pružina ANAKONDA [22]

Tab. 11 Údaje o tlačné pružině ANAKONDA [22]

Průměr drátu d_p [mm]	Střední průměr pružiny D [mm]	Délka pružiny ve volném stavu L_0 [mm]	Celkový počet závitů N_t [-]	Počet činných závitů N [-]	Tuhost pružiny k_p [N·mm ⁻¹]	Síla při plně zatížené pružině F_{PN} [N]
8,2	30,7	115	7,5	6,5	200,53	5961

3.3.2 POTŘEBNÉ STLAČENÍ PRUŽINY K VYVOZENÍ POŽADOVANÉ NAPÍNACÍ SÍLY

$$y_P = \frac{F_P}{k_P} \quad (73)$$

$$y_P = \frac{3012,8315}{200,53}$$

$$y_P = 15,0243 \text{ mm}$$

Kde:

F_P [N] potřebná zátěžná síla pružiny, dle rovnice (72)
 k_P [N·mm⁻¹] tuhost pružiny, dle kap. 3.3.1

3.3.3 STLAČITELNOST PRUŽINY V PLNĚ ZATÍŽENÉM STAVU

$$y_N = \frac{F_{PN}}{k_P} \quad (74)$$

$$y_N = \frac{5961}{200,53}$$

$$y_N = 29,7262 \text{ mm}$$

Kde:

F_{PN} [N] síla při plně zatížené pružině, dle kap. 3.3.1
 k_P [N·mm⁻¹] tuhost pružiny, dle kap. 3.3.1

3.3.4 MEZNÍ DÉLKA PRUŽINY PŘI DOSEDU ZÁVITŮ

$$L_0 = d_p \cdot N_t \quad (75)$$

$$L_0 = 8,2 \cdot 6,5$$

$$L_0 = 53,3 \text{ mm}$$

Kde:

d_p [mm] průměr drátu pružiny, dle kap. 3.3.1
 N_t [-] celkový počet závitů pružiny, dle kap. 3.3.1

3.4 KONTROLA MATICE NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA OTLAČENÍ

3.4.1 VOLBA NAPÍNACÍHO ŠROUBU A MATICE

Pro napínací zařízení hnaného bubnu je zvolen šroub M16 x 1,5 ČSN EN ISO 4759-1 z oceli pevnostní třídy 8.8 a matice M16 x 1,5 ČSN EN ISO 4032 z oceli pevnostní třídy 5.6. Dle literatury [4] je dovolený tlak v závitech $p_D = 70$ MPa.

3.4.2 TLAK V ZÁVITECH

$$p_Z = \frac{4 \cdot F_{PN}}{\frac{m}{p_R} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_1^2)} \quad (76)$$

$$p_Z = \frac{4 \cdot 5961}{\frac{16,4}{1,5} \cdot \pi \cdot (16^2 - 14,376^2)}$$

$$p_Z = 14,0721 \text{ MPa}$$

Kde:

F_{PN}	[N]	síla při plně zatížené pružině, dle kap. 3.3.1
m	[mm]	výška matice, dle literatury [4], $m = 16,4$ mm
p_R	[mm]	rozteč závitů, dle literatury [4], $p_R = 1,5$ mm
d_s	[mm]	jmenovitý průměr závitu, dle literatury [4], $d_s = 16$ mm
D_1	[mm]	malý průměr závitu matice, dle literatury [4], $D_1 = 14,376$

3.4.3 KONTROLA MATICE

$$p_D \geq p_Z$$

$$70 \text{ MPa} \geq 17,0721 \text{ MPa}$$

Matice vyhovuje.

Kde:

p_D	[MPa]	dovolený tlak v závitu, dle kap. 3.4.1
p_Z	[MPa]	tlak v závitu, dle rovnice (76)

3.5 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA TAH

Závitová tyč je namáhána tahem je z materiálu pevnostní třídy 8.8. Dle literatury [4] je mez pevnosti v tahu $R_e = 640$ MPa. Pro výpočet je uvažována síla při plně stlačené pružině.

3.5.1 DOVOLENÉ NAPĚTÍ V TAHU

$$\sigma_{tDOV} = \frac{R_e}{k_b} \quad (77)$$

$$\sigma_{tDOV} = \frac{640}{3,5}$$

$$\sigma_{tDOV} = 182,8571 \text{ MPa}$$

Kde:

R_e [MPa] mez kluzu v tahu, dle kap. 3.5

k_b [-] součinitel bezpečnosti, voleno $k_b = 3,5$

3.5.2 PRŮŘEZ ZÁVITOVÉ TYČE

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{s2} + d_{s3}}{2} \right)^2 \quad (78)$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{15,026 + 14,16}{2} \right)^2$$

$$A_S = 167,255 \text{ mm}^2$$

Kde:

d_{s2} [mm] střední průměr závitu závitové tyče, dle literatury [4], $d_{s2} = 15,026$ mm

d_{s3} [mm] nejmenší průměr závitu závitové tyče, dle literatury [4], $d_{s3} = 14,16$ mm

3.5.3 MAXIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{PN}}{A_S} \quad (79)$$

$$\sigma_{\xi} = \frac{5961}{167,255}$$

$$\sigma_{\xi} = 35,6402 \text{ MPa}$$

Kde:

F_{PN} [N] síla při plně zatížené pružině, dle kap. 3.3.1

A_S [mm²] průřez závitové tyče, dle rovnice (78)

3.5.4 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE

$$\sigma_{tDOV} \geq \sigma_{\xi}$$

$$182,8571 \text{ MPa} \geq 35,6402 \text{ MPa}$$

Závitová tyč vyhovuje.

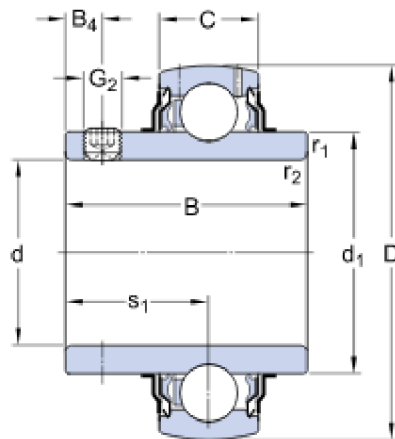
Kde:

σ_{tDOV} [MPa] dovolené napětí v tahu, dle rovnice (77)

σ_s [MPa] maximální tahové napětí, dle rovnice (79)

3.6 VOLBA LOŽISKA

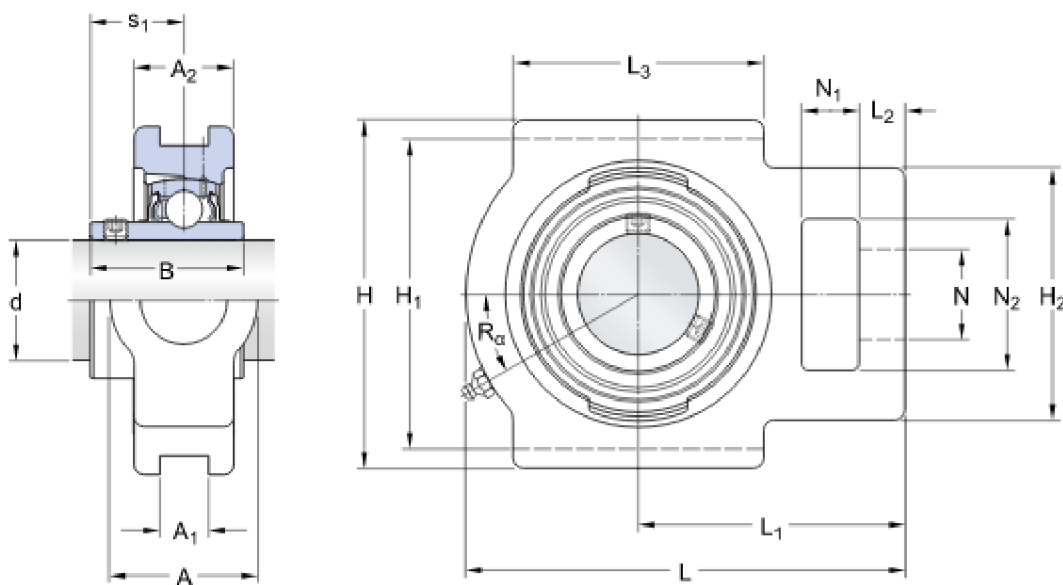
Osa hnaného bubnu je uložena v ložisku YAR 209-2F, které je na obrázek 21, rozměry jsou uvedeny v tabulce 12. Ložisko je uloženo v ložiskové jednotce TUJ 45 TF obrázek 22, rozměry jsou uvedeny v tabulce 13.



Obr. 21 ložisko YAR 209-2F [23]

Tab. 12 Rozměry ložiska YAR 209-2F [23]

Rozměr [mm]							
d	D	B	C	d ₁	B ₄	s ₁	G ₂
45	85	49,2	22	56,8	8	30,2	M8x1



Obr. 22 ložisková jednotka TUJ 45 TF [24]

Tab. 13 Rozměry ložiskové jednotky TUJ 45 TF [24]

Rozměr [mm]															
d	A	A ₁	A ₂	B	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	N	N ₁	N ₂	s ₁
45	49	16	35	49,2	117	102	83	144	87	15	83	29	19	49	30,2

3.7 KONTROLA LOŽISKA

3.7.1 TRVANLIVOST LOŽISKA

Výpočet trvanlivosti ložiska je proveden v programu SKF Bearing Calculator. Na obrázku 23 můžeme vidět, že trvanlivost ložiska je 28 700 hodin, při radiálním zatížení ložiska 6,025663 kN, což je síla, která odpovídá síle při plně stlačené pružině.

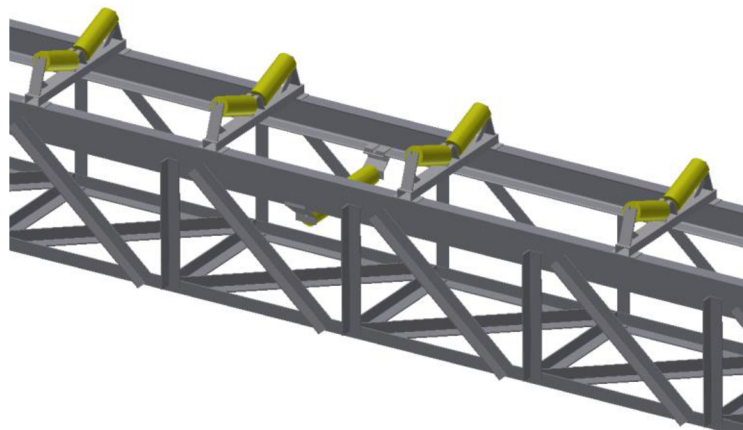
Input parameters		Result	
F_r Radial load	6.025663 kN	L_{10mh} SKF rating life	240000 hour
F_a Axial load	0 kN	a_{SKF} SKF life modification factor	8.37
n_i Rotational speed of the inner ring	97 r/min	κ Viscosity ratio	7.24
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C	P Equivalent dynamic bearing load	6.03 kN
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)	η_c Factor for contamination level	0.72
Lubricant type and cleanliness	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)	ν_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	111.1 mm ² /s
Grease used in the bearing	VT307	L_{10h} Basic rating life	28700 hour
Viscosity at 40 °C	190.0 mm ² /s	C/P Load ratio	5.5
Viscosity at 100 °C	15.0 mm ² /s		

Obr. 23 Výstup z programu SKF Bearing Calculator [25]

4 VÝSLEDNÉ ŘEŠENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

4.1 KONSTRUKCE RÁMU

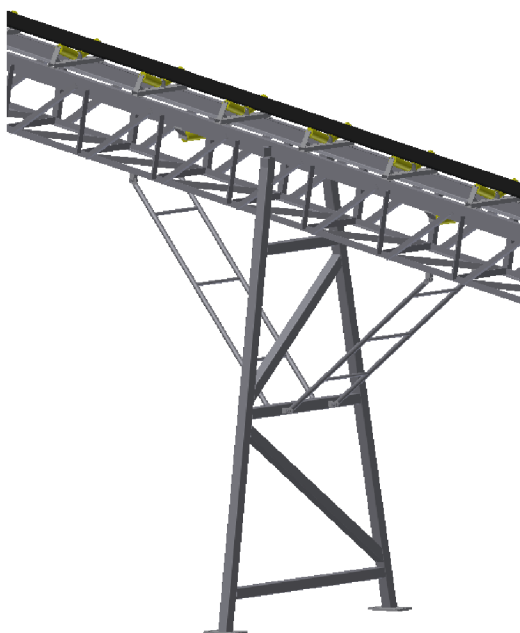
Konstrukce rámu se skládá ze segmentů příhradové konstrukce, které jsou k sobě přivařeny. Rám je vyroben z hlavního profilu UPE160 DIN 1026-2 na kterém jsou umístěny pražce a držáky válečků. Dále se konstrukce skládá z profilů L 60x6 ČSN 42 5541.1. Konstrukce rámu je na obrázku 24.



Obr. 24 Rám

4.2 STOJINY

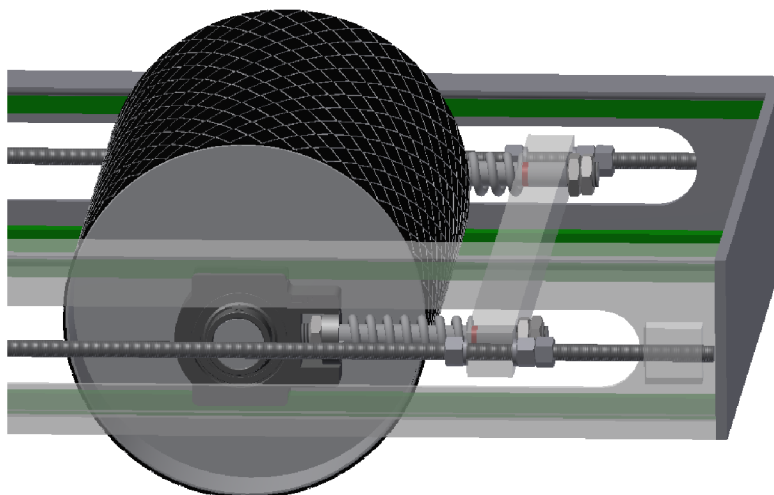
Rám dopravníku je umístěn na čtyřech stojinách, které jsou přivařeny ke konstrukci rámu a pomocí kotevních šroubů přišroubovány k betonové patce. Stojiny se rozšiřují pro větší stabilitu. Stojiny jsou vyrobeny z ocelových profilů TR 4HR 100x4 ČSN 42 5720.00 a z jacklových profilů TR 38x4 ČSN 425715.01. Konstrukce stojin je na obrázku 25.



Obr. 25 Konstrukce stojin

4.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

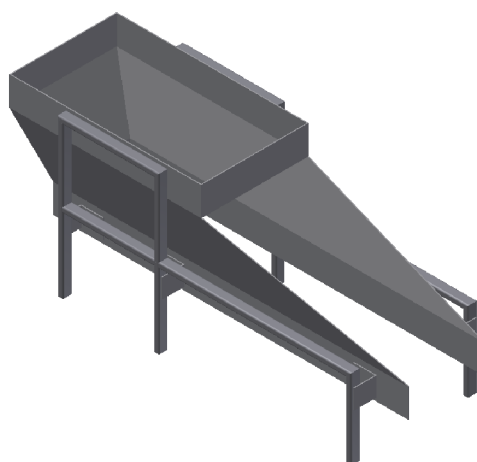
Napínání pásu je prováděno na hnaném bubnu pomocí dvojice šroubů M16x1,5. Osa hnaného bubnu je upevněna v posuvné ložiskové jednotce od firmy SKF a pohybuje se ve vedení (zelená barva) rámu napínacího zařízení. Potřebnou napínací sílu vyvozují dvě tlačné pružiny ANAKONDA od firmy Hennlich, které jsou umístěny na trnech. Na trnu je značka (červená barva), která značí správné stlačení pružin pro vyvození potřebné napínací síly. Pomocí matice přitahujeme příčník na tuto značku a tím docílíme potřebné napínací síly. Konstrukce je napínacího zařízení je patrná z obrázku 26.



Obr. 26 Napínací zařízení

4.4 NÁSYPKA

Násypka je zhotovena z plechů tloušťky 5 mm a je opatřena bočním vedením, které je dlouhé 1 metr. Násypka je přivařena k rámu svařeného z jacklů a tento rám je přivařen na konstrukci dopravníku.



Obr. 27 Násypka

4.5 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ



Obr. 28 Pásový dopravník

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byla navrhnout pásový dopravník pro recyklované kamenivo. V první části práce byl vypracován přehled výrobců podobných zařízení. V další části byl proveden funkční výpočet podle normy ČSN ISO 5048 a pevnostní výpočet hnaného bubnu. Na základě vypočtených hodnot byly stanoveny základní rozměry pásového dopravníku. Dále byly na základě vypočtených hodnot zvoleny jednotlivé komponenty pásového dopravníku.

Rám dopravníku je složen ze segmentů příhradové konstrukce. Konstrukci podpírá 5 stojin, které jsou pomocí kotevních šroubů připevněny k betonovým patkám. Sklon dopravníku je $11,75^\circ$. Pohon dopravníku zajišťuje elektrobuben RULMECA 320M o výkonu 4 kW. Napínání pásu je realizováno pomocí hnaného bubnu v napínací stanici.

Práce je dále doplněna o výkresovou dokumentaci sestavného výkresu dopravníku a svarku rámu napínací stanice.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonů a tahových sil*. Praha: český normalizační institut, 1994.
- [2] GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1988. 277 s. ISBN 1524.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl.vyd. Úvaly: Albra, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] Pásové dopravníky sypkých hmot | GTK spol. s r.o. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=index&language=cz>
- [6] Fotogalerie - ukázka dopravníků a systémů v terénu | GTK spol. s r.o. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=fotogalerie&language=cz>
- [7] Profil společnosti - Pro Sand Engineering s.r.o. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.prosand.cz/profil-spolecnosti.php>
- [8] Pásový dopravník - Pro Sand Engineering s.r.o. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.prosand.cz/pasovy-dopravnik.php>
- [9] Adapt dopravníky - profil firmy | adaptdopravniky.cz [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.adaptdopravniky.cz/profil-firmy.htm>
- [10] PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY - výroba, prodej | adaptdopravniky.cz [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.adaptdopravniky.cz/vyrobniprogram/pasove-dopravniky/pasove-dopravniky---vyroba-prodej.html>
- [11] Strojírny Podzimek - vášnivě a zaujatě [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <https://www.strojirny-podzimek.cz/inpage/strojirny-podzimek/>
- [12] Strojírny Podzimek - vášnivě a zaujatě [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <https://www.strojirny-podzimek.cz/fotogalerie/pasove-dopravniky/>
- [13] Kontur [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.kontur.sk/ofirme.php>
- [14] Kontur [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.kontur.sk/pasove-dopravniky.php>
- [15] Conveyor,Belt Conveyor,Pipe Conveyor,Mine Conveyor - Jiaozuo Creation Heavy Industry Co.,Ltd. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.conveyorcn.com/about/copr.html>

- [16] Belt Conveyor,Bulk Material Handling - Jiaozuo Creation Heavy Industry Co.,Ltd. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.conveyorcn.com/Belt-Conveyor/Belt-Conveyor.html>
- [17] Gumex: *Pryžové pásy pro všeobecné použití* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.dopravnikove-pasy.cz/produkt/ep400-3-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti>
- [18] AMG Karel Pícha: *Technické listy*. [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.amgpicha.cz/files/technicke-listy-amg.pdf>
- [19] TRANSROLL: *Produktový katalog* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir
- [20] Techbelt - *Stěrače dopravních pásů* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.dopravnipasy.com/sterace-dopravnich-pasu>
- [21] Rulmeca Rollers: *Motorized Pulley* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/mototamburi/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_bulk/75/motorized_pulley_320l_320m_320h
- [22] HENNLICH: *Tlačné pružiny ANAKONDA* . [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/uploads/katalog_listy_ANAKONDA_2015_02.pdf
- [23] SKF: *Ložiskové jednotky* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/y-bearings/y-bearings-with-grub-screws/index.html?designation=YAR%20209-2F>
- [24] SKF: *Ložiskové jednotky* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-take-up-units/y-bearing-take-up-units/index.html?designation=TUJ%2045%20TF&unit=metricUnit#>
- [25] SKF: *SKF Bearing Calculator* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>
- [26] Feron: *Sortimentní katalog: Kruhové ocelové tyče* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=22362>
- [27] Feron: *Sortimentní katalog: Bezešvé trubky* [online]. [cit. 2017-04-19]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=30649>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a ₀	[m]	Rozteč válečků v horní větvi
a _{d1}	[m]	Rozteč dopadových válečků v horní větvi
A _s	[mm ²]	Průřez závitové tyče
a _u	[m]	Rozteč válečků v dolní větvi
B	[m]	Šířka pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
b ₁	[m]	Světlá šířka bočního vedení
B _č	[m]	Šířka čističe pásu
C	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
C ₀	[N]	Základní statická únosnost ložiska
C _ε	[-]	Součinitel korýtkovosti
d	[m]	Tloušťka pásu
d ₀	[m]	Průměr osy vratného bubnu v ložiskách
d ₁	[m]	Průměr osy
D ₁	[m]	Malý průměr matice
d ₂	[m]	Průměr osy
D _B	[m]	Vnější průměr bubnu
d _B	[m]	Vnitřní průměr bubnu
D _p	[m]	Střední průměr pružiny
d _p	[m]	Průměr drátu pružiny
d _š	[m]	Průměr napínacího šroubu
e	[-]	Základ přirozených logaritmů
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
F ₀	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
f ₀	[N]	Výpočtový součinitel ložiska
F ₁	[N]	Síla v horní větvi
F ₂	[N]	Síla v dolní větvi
F _{2min}	[N]	Minimální taková síla v pásu pro přenos obvodové síly
F _a	[N]	Síla působící v podpoře A na ose hnaného bubnu
F _{A1}	[N]	Silová reakce v místě A
F _{A2}	[N]	Síla působící na osu v místě A

F_{al}	[N]	Axiální síla zatěžující ložisko
F_b	[N]	Síla působící v podpoře B na ose hnaného bubnu
F_{B1}	[N]	Silová reakce v místě B
F_{B2}	[N]	Síla působící na osu v místě B
F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_c	[N]	Silová reakce v místě C
F_C	[N]	Celková síla namáhající buben
F_D	[N]	Silová reakce v místě D
F_{Dp}	[N]	Dovolená tahová síla v pásu
F_E	[N]	Silová reakce v místě E
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti
F_{Fp}	[N]	Pevnost zvoleného pásu
F_{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_{mind}	[N]	Minimální tahová síla v dolní větvi
F_{minh}	[N]	Minimální tahová síla v horní větvi
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_p	[N]	Potřebná zátěžná síla pružiny
F_{pn}	[N]	Síla při plně zatížené pružině
F_r	[N]	Odpor čističe pásu
F_{rl}	[N]	Radiální síla zatěžující ložiska
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_U	[N]	Obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová hnací síla
F_{Up}	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{Uv}	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
F_v	[N]	Součet tahů v pásu a tíhových sil vratného bubnu
F_x	[N]	Složka síly působící ve směru x na buben
F_y	[N]	Složka síly působící ve směru y na buben
F_ε	[N]	Odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu

g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
G_B	$[N]$	Tíhová síla bubnu
H	$[m]$	Dopravní výška
I_m	$[kg \cdot h^{-1}]$	Hmotnostní dopravní výkon
I_v	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
k	$[-]$	Součinitel sklonu
k_1	$[-]$	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_A	$[-]$	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti v bodě A
k_b	$[-]$	Součinitel bezpečnosti
k_G	$[-]$	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti v bodě G
k_H	$[-]$	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti v bodě H
k_p	$[N \cdot mm^{-1}]$	Tuhost pružiny
l	$[m]$	Délka bočního vedení
L	$[m]$	Osová vzdálenost
L_0	$[m]$	Délka pružiny ve stavu nezatíženém
l_1	$[m]$	Vzdálenost mezi silami F_C a F_D
L_{10}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách
L_2	$[m]$	Vzdálenost mezi silou F_1 a spojitým zatížením
l_2	$[m]$	Vzdálenost od síly F_C k podoře
l_3	$[m]$	Vzdálenost sil F_{A2} , F_{B2} od ložisek
l_4	$[m]$	Vzdálenost bodu H od ložiska
l_5	$[m]$	Vzdálenost mezi silami F_{A2} , F_{B2}
L_9	$[m]$	Mezní délka pružiny při do sedu závitů
L_B	$[m]$	Šířka spojitého zatížení
l_b	$[m]$	Urychlovací délka
l_{b1}	$[m]$	Šířka pláště s osazením
l_d	$[m]$	Délka dopadové části
m	$[m]$	Výška matice
m_B	$[kg]$	Hmotnost hnaného bubnu
M_{OmaxA}	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment na ose
M_{OmaxC}	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment na bubnu
M_{OmaxH}	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment v místě H
n	$[-]$	Počet závitů pružiny
n_b	$[min^{-1}]$	Otáčky osy hnaného bubnu

N_t	[-]	Celkový počet závitů pružiny
P	[mm]	Rozteč závitů
p	[Nm ⁻²]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
P_1	[ks]	Počet válečkových stolic v nosné větvi
P_2	[ks]	Počet válečkových stolic v dolní větvi
P_A	[W]	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
p_D	[MPa]	Dovolený tlak v závitě
P_{d1}	[ks]	Počet dopadových stolic v nosné větvi
P_M	[W]	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru
p_R	[mm]	Rozteč závitů
P_r	[N]	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení
p_z	[MPa]	Tlak v závitě napínacího šroubu
Q	[kg·h ⁻¹]	Dopravní výkon
q	[N·m ⁻¹]	Spojitě zatížení
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi
q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi
q_B	[kg·bm ⁻¹]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu
q_{d1}	[kg]	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky
q_{RO}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr v horní větvi
q_{RU}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr v dolní větvi
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
R_{mp}	[N·mm ⁻¹]	Pevnost pásu v tahu
S	[m ²]	Průřez náplně pásu
S_1	[m ²]	Plocha horní části náplně
S_2	[m ²]	Plocha dolní části náplně
s_b	[m]	Šířka bočnic
S_K	[m ²]	Skutečná plocha průřezu náplně
S_T	[m ²]	Teoretický průřez náplně pásu
t_c	[m]	Šířka čističe pásu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pásu
v_0	[m·s ⁻¹]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu dopravníku
V_b	[m ³]	Objem bočnice bubnu
V_B	[m ³]	Objem hnaného bubnu

V_P	[m ³]	Objem pláště bubnu
W_{OA}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě A
W_{OC}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě C
W_{OG}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě G
W_{OH}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v místě H
y_n	[m]	Stlačení pružiny při plném zatížení
y_p	[m]	Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly
$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi
α	[°]	Sypný úhel materiálu
β	[°]	Sklon bočních válečků
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
δ_{max}	[°]	Maximální sklon dopravníku
ε	[°]	Úhel vychýlení osy válečku vzhled k rovině kolmé k podélné ose pásu
η_1	[-]	Účinnost motoru
θ	[°]	Dynamický sypný úhel (dopravované hmoty)
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
ρ_o	[kg·m ⁻³]	Hustota oceli
σ_D	[MPa]	Dovolený tlak v závitech pro ocel pevnostní třídy 5.6
σ_{maxA}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na ose
σ_{maxC}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na bubnu
σ_{maxG}	[MPa]	Maximální ohybové napětí v bodě G
σ_{maxH}	[MPa]	Maximální ohybové napětí v bodě H
σ_{ODOV1}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{ODOV2}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{OG}	[MPa]	Ohybové napětí v bodě G
σ_{OH}	[MPa]	Ohybové napětí v bodě H
σ_S	[MPa]	Maximální takové napětí

σ_{tDOV}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
κ	[-]	Součinitel tvaru pro přechod v pravém úhlu

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Číslo výkresu	Název	Druh výkresu	List
1-3PSSZ/1-00	Pásový dopravník	Výkres sestavy	1/3
4-3PSSZ/1-00	Pásový dopravník	Seznam položek	2/3
4-3PSSZ/1-00	Pásový dopravník	Seznam položek	3/3
1-3PSSZ/1-11	Rám napínací stanice	Výkres podsestavy	1/4
4-3PSSZ/1-11	Rám napínací stanice	Seznam položek	2/4
4-3PSSZ/1-11	Rám napínací stanice	Seznam položek	3/4
4-3PSSZ/1-11	Rám napínací stanice	Seznam položek	4/4