



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PŘESTAVITELNÝ – NAPÍNACÍ STANICE

ADJUSTABLE BELT CONVEYOR - TAKE UP UNIT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ROMAN LANG

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Roman Lang

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 přestavitelný – napínací stanice

v anglickém jazyce:

Adjustable belt conveyor – take up unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet přestavitelného pásového dopravníku pro hnědé uhlí a konstrukční řešení napínací Stanice.

Dopravní výkon 180 000kg.h-1

Osová vzdálenost přesypů 270m

Výškový rozdíl 25m

Dopravovaný materiál: hnědé uhlí

Cíle bakalářské práce:

Proved'te funkční výpočet dopravníku, určení hlavních rozměrů.

Proved'te rozbor dopravovaného materiálu a uvedení technických parametrů, včetně alternativních materiálů.

Navrhněte konstrukční řešení napínací stanice.

Nakreslete sestavný výkres napínací stanice a důležité detailní výkresy.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
5. Gajdušek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 7.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem napínací stanice přestavitelného pásového dopravníku pro dopravu hnědého uhlí v povrchových dolech. Dále obsahuje funkční výpočet tohoto pásového dopravníku a rozbor dopravovaného materiálu. V práci je také uvedeno několik dalších alternativních materiálů, které lze tímto dopravníkem přepravovat.

KLÍČOVÁ SLOVA

přestavitelný pásový dopravník, napínací stanice, napínací síla, hnědé uhlí, rozbor dopravovaného materiálu

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals about the structural design of take up unit of the adjustable belt conveyor to transport brown coal in surface mines. It also contains functional calculation of the conveyor and analysis of transported material. This thesis also includes the other alternative materials which can be transported by the conveyor.

KEYWORDS

adjustable belt conveyor, take up unit, stretching force, brown coal, analysis of transported material



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LANG, R. *Pásový dopravník přestavitelný – napínací stanice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 58 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 pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 10. května 2012

.....

Roman Lang



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu této práce, panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc při řešení zadaného úkolu. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Janu Klímovi z firmy Stromag. Poděkování také patří mojí rodině za podporu a pomoc při studiu.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Napínací stanice.....	12
1.1 Základní druhy napínání	12
2 Použité komponenty	15
2.1 Poháněcí buben	15
2.2 Válečky a válečkové stolice	15
2.2.1 Nosná větev	16
2.2.2 Vratná větev	17
2.2.3 Strážné válečky.....	18
2.3 Dopravní pás	18
2.3.1 Spojování pásu.....	19
2.4 Čistič dopravního pásu	19
3 Funkční výpočet dopravníku	20
3.1 Sklon dopravníku	20
3.2 Volba rychlosti pásu	21
3.3 Teoretický průřez dopravovanou hmotou.....	21
3.4 Skutečný průřez dopravovanou hmotou	21
3.4.1 Korekce šířky pásu	22
3.4.2 Průřez vrchlíku	22
3.4.3 Průřez korýtky	22
3.4.4 Celková plocha dopravované hmoty.....	22
3.4.5 Součinitel korekce vrchlíku dopravní hmoty	23
3.4.6 Součinitel sklonu	23
3.4.7 Skutečná plocha průřezu dopravované hmoty.....	23
3.4.8 Kontrola velikosti průřezu dopravované hmoty	23
3.5 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky dopravníku.....	24
3.5.1 Nosná větev	24
3.5.2 Vratná větev	24
3.6 Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky dopravníku	25
3.7 Objemový dopravní výkon	25
3.8 Největší hmotnostní dopravní výkon.....	25
3.9 Odpory	25
3.9.1 Hlavní odpor.....	25
3.9.2 Odpor výšky	26
3.9.3 Odpor čističe dopravního pásu	26



3.9.4	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a násypkou	26
3.9.5	Odpor tření dopravované hmoty o boční vedení	27
3.9.6	Odpor setrvačných sil v místě urychlování	27
3.10	Potřebný poháněcí výkon.....	28
3.10.1	Obvodová síla na poháněcím bubnu	28
3.10.2	Potřebný výkon pohonu dopravníku.....	28
3.10.3	Provozní výkon poháněcího motoru	28
3.11	Síly v pásu	29
3.11.1	Síla T_1	30
3.11.2	Síla T_2	30
3.11.3	Síla T_3	30
3.11.4	Síla T_4	30
3.11.5	Změna tahových sil při rozběhu dopravníku.....	31
3.11.6	Kontrola průvěsu pásu mezi stolicemi	32
3.12	Napínací síla a dráha napínání	33
3.12.1	Napínací síla	33
3.12.2	Deformace pásu	33
3.12.3	Dráha napínání.....	33
3.13	Kontrola pásu	34
3.13.1	Maximální dovolená síla v pásu při provozu	34
3.13.2	Kontrola zatížení pásu.....	34
4	Navržená konstrukce napínací stanice	35
4.1	Princip činnosti navržené napínací stanice	35
4.2	Hlavní části napínací stanice.....	36
4.2.1	Rám.....	36
4.2.2	Posuvný rám	36
4.2.3	Kombinované kladky	37
4.2.4	Vedení	38
4.2.5	Napínací buben.....	39
4.2.6	Pružiny	40
4.2.7	Zdvíhací převodovka	42
4.2.8	Kluzná ložiska	44
4.2.9	Koncové spínače.....	45
4.3	Cenová bilance navržené napínací stanice.....	46
4.4	Shrnutí parametrů navržené napínací stanice.....	46



5 Rozbor dopravovaného materiálu	47
5.1 Hnědé uhlí	47
5.2 Obecné značení některých charakteristik sypkých hmot	47
5.2.1 Zrnitost	47
5.2.2 Soudržnost, sypnost	48
5.2.3 Abrazivnost	48
5.3 Alternativní dopravované materiály	49
Závěr	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	53
Seznam použitých obrázků	56
Seznam použitých tabulek	57
Seznam příloh	58



ÚVOD

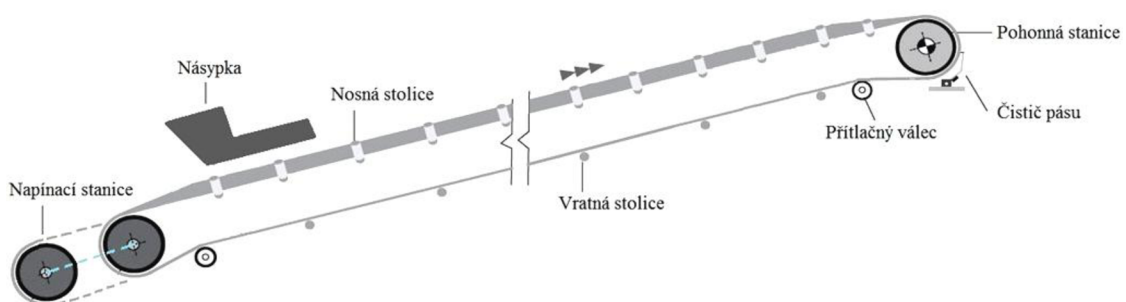
Pásové dopravníky jsou mechanická zařízení, vhodná zejména pro dopravu sypkých, ale i kusových materiálů. Jako tažný element využívají nekonečný dopravní pás. Mohou být používány ve směru vodorovném, šikmém a v některých případech také ve směru strmém. Velkou výhodou je možnost dopravy na velké vzdálenosti a kontinuálnost dopravy. Tato práce se pak zabývá přestavitelným pásovým dopravníkem, konkrétně napínací stanicí.

Přestavitelný pásový dopravník je sestaven ze samostatných konstrukčních celků. Jedná se zejména o pohonnou stanici, nosnou konstrukci a napínací stanici. Samozřejmostí jsou i další příslušenství jako násypky, shrnovače materiálů, čističe pásu a další. Jsou vhodné pro přepravu na větší vzdálenosti s vyššími dopravními rychlostmi. Nejčastějšího použití nachází v povrchových dolech.

Pohonná stanice slouží pro vyvození tažné síly v dopravním pásu. Tažná síla vzniká z krouticího momentu pohonu, přenášeného na poháněcí bubnu. Zde je pak vlivem tření dopravní pás uváděn do pohybu. Velikost tření závisí na součiniteli tření mezi povrchem poháněcího bubnu a dopravním pásem. Lze ji ovlivnit navýšením úhlu opásání poháněcího bubnu nebo použitím bubnu s drážkovaným gumovým povrchem. Kromě gumových povlaků je možné volit i různé druhy obložení, například keramické.

Propojení mezi poháněcí a napínací stanicí zajišťuje nosná konstrukce. Ta je složena ze vzájemně spojených segmentů a tvoří trať pásového dopravníku. Nosná konstrukce může být provedena jako nosníková nebo příhradová.

Úkolem napínací stanice je zajistit dostatečné napnutí dopravního pásu pro přenos tažné síly bez prokluzu. To je důležité pro správný a plynulý chod dopravníku. Napínací stanice je podrobněji rozebrána v kapitole 1.



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [13]



1 NAPÍNACÍ STANICE

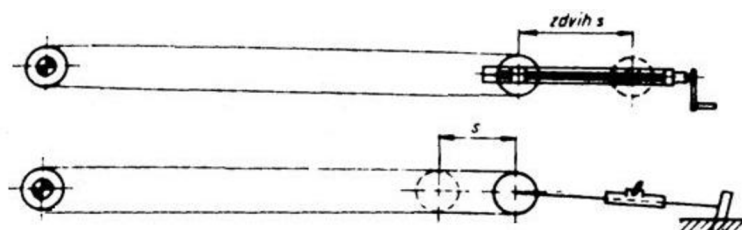
Jednou z podmínek správného chodu pásového dopravníku je dostatečné předpětí dopravního pásu. Proto je nezbytnou součástí každého pásového dopravníku napínací zařízení. Toto zařízení musí zajistit dostatečně velké předpětí pásu jak za rozběhu dopravníku, tak při jeho ustáleném chodu. Další důležitou funkcí napínacího zařízení je zamezení prověšení dopravního pásu mezi jednotlivými stolicemi. To může být způsobeno vlivem tíhy dopravovaného materiálu, či tíhou samotného dopravního pásu.

1.1 ZÁKLADNÍ DRUHY NAPÍNÁNÍ

Mezi základní druhy napínání dopravních pásů se řadí napínání tuhé, závažové, pneumatické, elektrohydraulické či napínání elektrickým zařízením. Rozdělení je provedeno podle literatury [2].

NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ TUHÁ

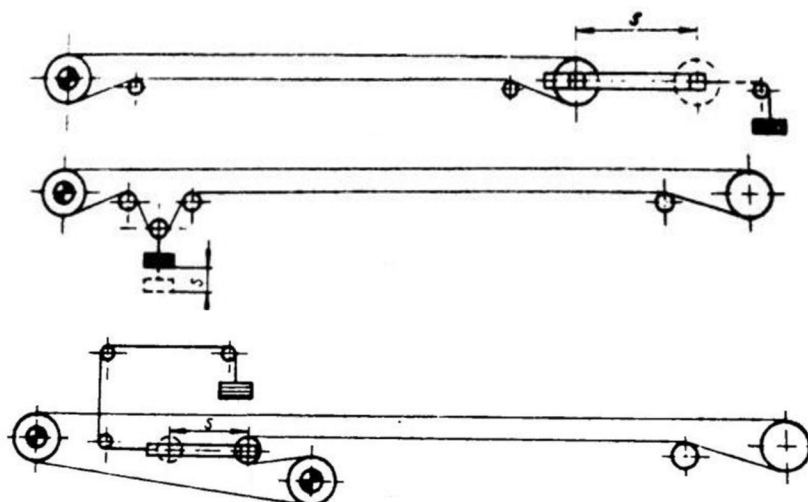
Jedná se o napínání pomocí šroubů nebo ručního vrátku. Používá se zejména u menších pásových dopravníků. Velikost předpětí je určena pouze odhadem. Při nastavování napínací síly se musí dát pozor, aby nedocházelo k vychylování napínacího bubnu do šikmé polohy, a tím nedocházelo ke sbíhání dopravního pásu.



Obr. 1.1 Schéma tuhého napínacího zařízení [2]

ZÁVAŽOVÁ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

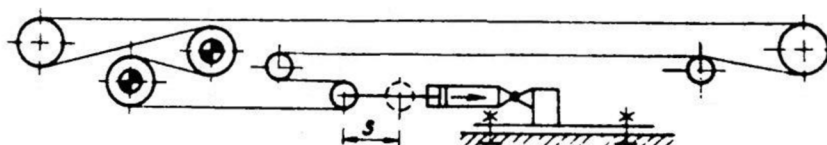
Při tomto způsobu napínání se napínací síla vyvozuje přímo (nebo přes kladky) samotnou hmotností závaží. Hmotnost závaží se volí tak, aby napínací síla udržela dostatečné napnutí dopravního pásu ve všech provozních režimech. Velkou výhodou tohoto napínacího zařízení je jeho jednoduchost a minimální požadavky na údržbu. Pro samotnou činnost není nutná dodávka energie a nevyžaduje ani řízení. Nevýhodou je v případě potřeby větších napínacích sil nutnost použití velkých nosných konstrukcí pro zavěšení závaží.



Obr. 1.2 Schéma závažového napínání [2]

PNEUMATICKÁ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

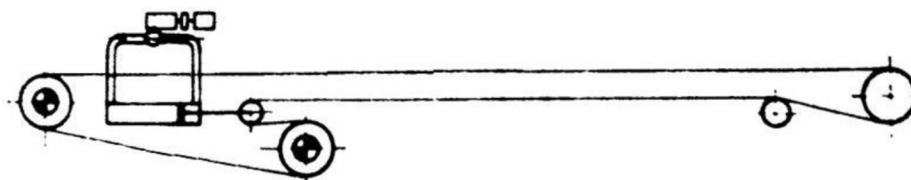
V případě pneumatického napínacího zařízení je napínací buben upevněn na výsuvném konci pneumatických válců. Přivedením stlačeného vzduchu se válce vysouvají a dochází k samotnému napínání dopravního pásu. Tato zařízení se obvykle instalují přímo k pohonné stanici dopravníku. Možnost zapojení jednotlivých zařízení do série pak zajistí navýšení obvykle kratších zdvihů. Nejčastější využití nachází v hlubinných dolech, kde je k dispozici rozvod stlačeného vzduchu.



Obr. 1.3 Schéma pneumatického napínání [2]

ELEKTROHYDRAULICKÁ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

U elektrohydraulických napínacích zařízení se potřebného napnutí dopravního pásu docílí pomocí přímočarého hydraulického motoru. Volbou tohoto způsobu napínání lze velmi dobře regulovat velikost napínací síly pro všechny provozní stavy dopravníku.

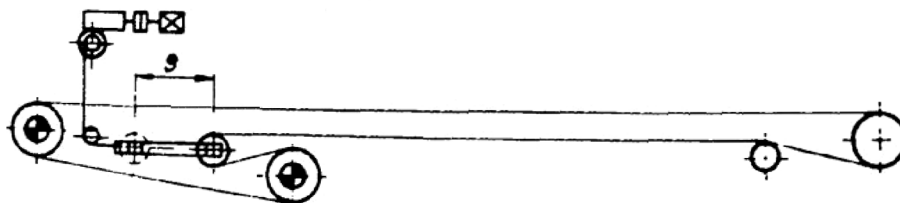


Obr. 1.4 Schéma elektrohydraulického napínání [2]



NAPÍNÁNÍ ELEKTRICKÝM ZAŘÍZENÍM

Napínání dopravního pásu elektrickým zařízením umožňuje regulovat velikost napínací síly. A to ručně, nebo automaticky. Do této skupiny napínání se řadí například napínání elektrickým vrátkem. Největší využití mají tato zařízení u důlních dopravníků.



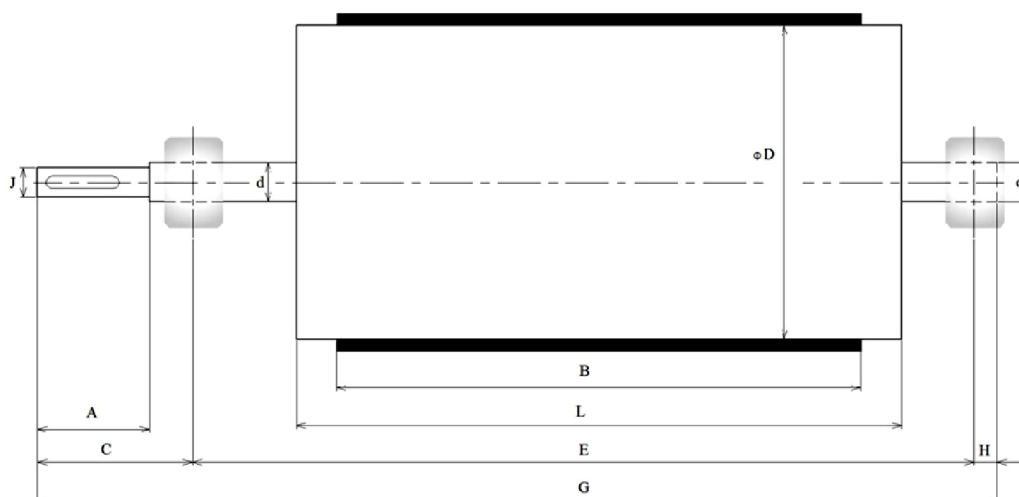
Obr. 1.5 Schéma napínání elektrickým zařízením [2]



2 POUŽITÉ KOMPONENTY

2.1 POHÁNĚCÍ BUBEN

Jako poháněcí buben byl zvolen buben od firmy Rulmeca. Jedná se o ocelový svařovaný buben s pogumovaným povrchem. Pro zvýšení součinitele tření je gumový povrch opatřen šipovými drážkami. Úhel opásání na poháněcím bubnu je 220°.



Obr. 2.1 Schéma poháněcího bubnu

Tab. 2.1 Rozměry poháněcího bubnu

ΦD	A	B	C	d	E	G	H	J	L
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
400	110	650	180	50	930	1140	30	48	750

2.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky patří mezi jedny z nejdůležitějších součástí dopravníků. Jejich úkolem je vést a podpírat dopravní pás. Vhodným uložením válečků do válečkových stolic se pak zajistí vytvoření požadovaného průřezu dopravované hmoty.

Všechny válečky v nosné (horní) i vratné (dolní) větvi dopravníku, včetně válečkových stolic, jsou zakoupeny od firmy Transroll-CZ, a.s.



2.2.1 NOSNÁ VĚTEV

VÁLEČKY



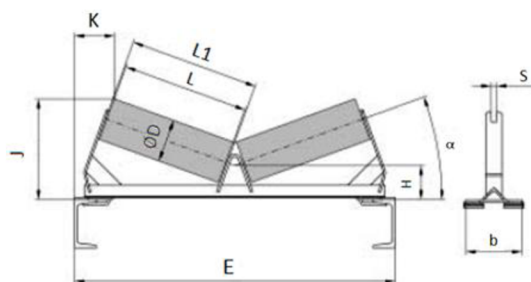
Obr. 2.2 Nosný váleček [23]

Tab. 2.2 Rozměry nosného válečku

ϕd	L	L1	L2	Hmotnost rotujících částí	Celková hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]	[kg]
30	380	388	406	2,6	3,7

VÁLEČKOVÁ STOLICE

V závislosti na volené šířce dopravního pásu (kap. 2.3) a vypočítaném teoretickém průřezu dopravované hmoty (kap. 3.3), byla pro horní nosnou větev vybrána dvouválečková stolice. Stolice budou umístěny s roztečí 1m.



Obr. 2.3 Nosná dvouválečková stolice [23]

Tab. 2.3 Rozměry nosné dvouválečkové stolice

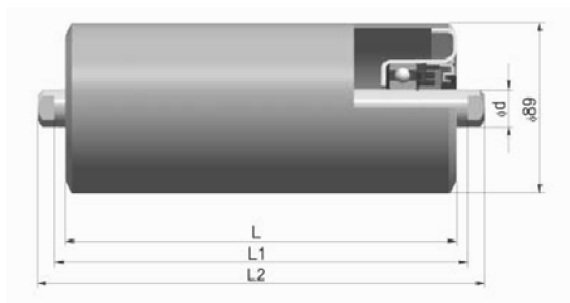
ϕD	b	E	H	J	K	L	L1	S	α
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]
89	160	950	113	290	113	380	388	14	20



2.2.2 VRATNÁ VĚTEV

VÁLEČKY

Pro dolní vratnou větev dopravníku byla zvolena jednoválečková stolice. Stolice budou rozmístěny s roztečí 3 m. Jednotlivé rozměry jsou uvedeny níže v tab. 2.4.

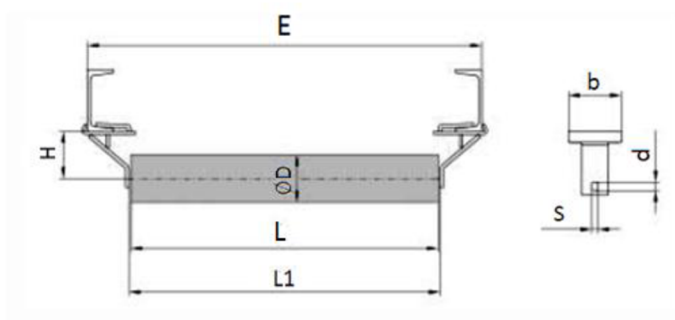


Obr. 2.4 Vratný váleček [23]

Tab. 2.4 Rozměry vratného válečku

ϕd	L	L1	L2	Hmotnost rotujících částí	Celková hmotnost
[mm]	[mm]	[m]	[mm]	[kg]	[kg]
25	750	758	796	4,7	6,7

VÁLEČKOVÁ STOLICE



Obr. 2.5 Vratná jednoválečková stolice [23]

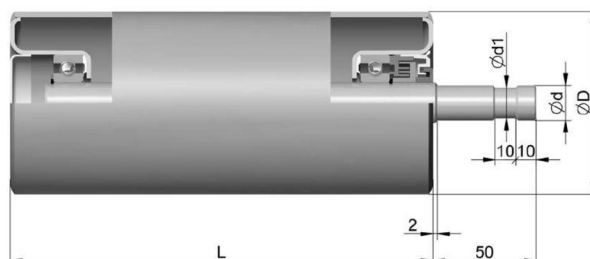
Tab. 2.5 Rozměry vratné jednoválečkové stolice

b	d	E	H	L	L1	S	ϕD
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
100	20	950	84	750	796	14	89



2.2.3 STRÁŽNÉ VÁLEČKY

Úkolem strážných válečků je zajistit správné vedení dopravního pásu na válečkových stolicích. Budou použity v obou větvích dopravníku s roztečí 30m. První pár strážných válečků se umístí ve vzdálenosti 15m od poháněcího bubnu.



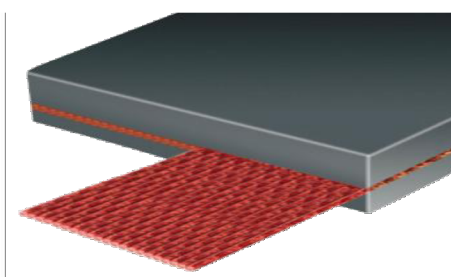
Obr. 2.6 Strážný váleček [23]

Tab. 2.6 Parametry strážného válečku

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing d1$	L	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
89	17	15	160	2,1

2.3 DOPRAVNÍ PÁS

Jako dopravní pás byl zvolen pás s aramidovými vlákny od firmy Metso. Aramid se řadí k vláknům s vynikajícími vlastnostmi, zejména vysokou pevností, odolností vůči abrazi a nízkou hmotností. Jeho použití sníží hodnoty odporů a dovolí použít bubny menších průměrů.



Obr. 2.7 Dopravní pás s aramidovým vláknem [18]

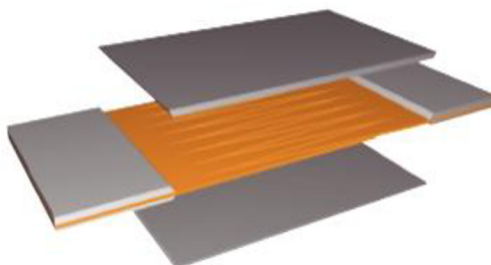
Tab. 2.7 Specifikace dopravního pásu

Šířka	Pevnost	Maximální pracovní zatížení	Modul pružnosti	Tloušťka	Hmotnost	Cena
B [m]	[N.mm ⁻¹]	σ [N.mm ⁻¹]	E_p [kN.mm ⁻¹]	t [mm]	q_B [kg.m ⁻¹]	[Kč.m ⁻¹]
0,65	630	80	12	8	6,89	1736



2.3.1 SPOJOVÁNÍ PÁSU

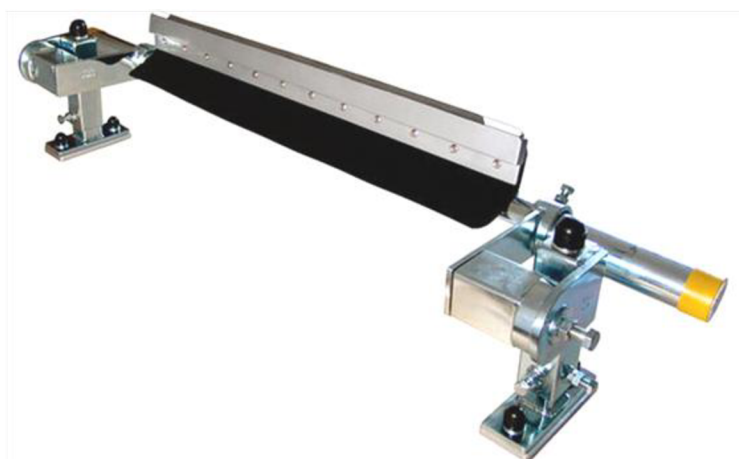
Pro aramidové pásy existují dvě metody spojování. Jedná se o prstové spoje pro pásy s pevností do 1250N/mm a spoje přeplátováním pro pásy s pevností vyšší jak 1250N/mm. Jelikož je pevnost použitého pásu 630 N/mm, bude spojován prstovými spoji.



Obr. 2.8 Prstový spoj dopravního pásu [18]

2.4 ČISTIČ DOPRAVNÍHO PÁSU

Přepřavou materiálu vznikají na dopravním pásu ulpělé nečistoty. Pro odstranění těchto nečistot se využívají čističe dopravního pásu. Ty zajistí, že se pod spodní větví dopravníku nebude vytvářet nežádoucí odpad. Další výhodou je i úspora dopravovaného materiálu v místě přesypu. Pro tento dopravník bylo využito lištového tvrdokovového čističe s teleskopickým nastavením. To umožní snadné seřízení za provozu. Čistič byl zakoupen od firmy M-Technik, s.r.o.



Obr. 2.9 Čistič dopravního pásu [21]



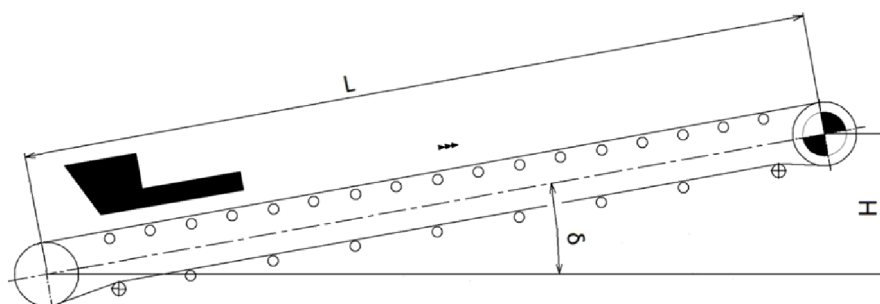
3 FUNKČNÍ VÝPOČET DOPRAVNÍKU

Výpočet byl proveden podle ČSN ISO 5048 – Zařízení pro plynulou dopravu nákladů.

V první fázi výpočtu byl vypočítán sklon dopravníku a teoretický průřez dopravovanou hmotou. V závislosti na teoretickém průřezu byly zvoleny válečky a válečkové stolice. Následně proběhl výpočet skutečného průřezu dopravovanou hmotou. Dále byly vypočítány hlavní a vedlejší odpory dopravníku pro určení obvodové síly na poháněcím bubnu a potřebného výkonu motoru. Na konec byly vypočítány velikosti tahů v pásu, napínací síla a potřebná dráha napínání, včetně provedení kontroly dopravního pásu.

Zadané hodnoty:

Dopravní výkon (Q_m)	180 000 kg.h ⁻¹
Osová vzdálenost přesypů (L)	270 m
Výškový rozdíl (H)	25 m
Dpravovaný materiál	hnědé uhlí



Obr. 3.1 Výpočetní schéma dopravníku

3.1 SKLON DOPRAVNÍKU

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{25}{270}$$

$$\delta = 5,313^\circ$$

kde:

H [m] je překonávaný výškový rozdíl

L [m] - osová vzdálenost přesypů



3.2 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU

Rychlost pásu byla volena z doporučených hodnot rychlostí pro hnědé uhlí dle literatury [2].

$$v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

3.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ DOPRAVOVANOU HMOTOU

$$S_t = \frac{Q_m}{v \cdot \rho} \quad (3)$$

$$S_t = \frac{180000}{2 \cdot 800 \cdot 3600}$$

$$S_t = 0,0313 \text{ m}^2$$

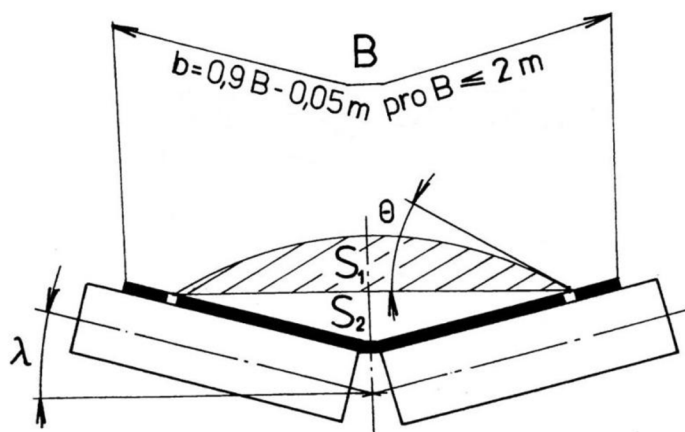
kde:

Q_m [kg.h⁻¹] je dopravní výkon

ρ [kg.m⁻³] - sypná hmotnost dopravované hmoty, volena dle normy [10]

3.4 SKUTEČNÝ PRŮŘEZ DOPRAVOVANOU HMOTOU

Skutečný průřez dopravovanou hmotou pro zvolenou dvouválečkovou stolicí se vypočítá jako součet plochy S_1 (vrchlík) a plochy S_2 (korýtko).



Obr. 3.2 Průřez dvouválečkovou stolicí [12]

**3.4.1 KOREKCE ŠÍŘKY PÁSU**

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (4)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,65 - 0,05$$

$$b = 0,535 \text{ m}$$

3.4.2 PRŮŘEZ VRCHLÍKU

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\text{tg} \Theta}{6} \quad (5)$$

$$S_1 = [0 + (0,535 - 0) \cdot \cos 20]^2 \cdot \frac{\text{tg} 16}{6}$$

$$S_1 = 0,012 \text{ m}^2$$

kde:

l_3 [m] je délka středního válečku válečkové stolice

λ [°] - úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic

Θ [°] - dynamický sypný úhel dopravované hmoty, voleno dle normy [10]

3.4.3 PRŮŘEZ KORÝTKA

$$S_2 = \left[l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \left[\frac{(b - l_3)}{2} \cdot \sin \lambda \right] \quad (6)$$

$$S_2 = \left[0 + \frac{(0,535 - 0)}{2} \cdot \cos 20 \right] \cdot \left[\frac{(0,535 - 0)}{2} \cdot \sin 20 \right]$$

$$S_2 = 0,023 \text{ m}^2$$

3.4.4 CELKOVÁ PLOCHA DOPRAVOVANÉ HMOTY

$$S = S_1 + S_2 \quad (7)$$

$$S = 0,012 + 0,023$$

$$S = 0,035 \text{ m}^2$$

**3.4.5 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU DOPRAVNÍ HMOTY**

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 5,313 - \cos^2 16}{1 - \cos^2 16}}$$

$$k_1 = 0,942$$

3.4.6 SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0,012}{0,035} (1 - 0,942)$$

$$k = 0,980$$

3.4.7 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU DOPRAVOVANÉ HMOTY

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

$$S_s = 0,035 \cdot 0,98$$

$$S_s = 0,0343 \text{ m}^2$$

3.4.8 KONTROLA VELIKOSTI PRŮŘEZU DOPRAVOVANÉ HMOTY

Po výpočtu skutečné velikosti průřezu náplně je nutné provést kontrolu, zda je skutečná plocha průřezu dopravovanou hmotou větší, nebo rovna teoretické hodnotě.

$$S_s \geq S_t \quad (11)$$

$$0,0343 \text{ m}^2 \geq 0,0313 \text{ m}^2$$

Vyhovuje.



3.5 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M DÉLKY DOPRAVNÍKU

3.5.1 NOSNÁ VĚTEV

$$q_{RH} = \frac{m_{RH} \cdot n_{VH}}{A_H} \quad (12)$$

$$q_{RH} = \frac{2,6 \cdot 2}{1}$$

$$q_{RH} = 5,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

m_{RH} [kg] je hmotnost rotujících částí 1 válečku v horní větvi dopravníku

n_{VH} [-] - počet válečků v 1 stolici horní větve dopravníku

A_H [m] - rozteč válečkových stolic v horní větvi dopravníku, volena dle normy [12]

3.5.2 VRATNÁ VĚTEV

$$q_{RD} = \frac{m_{RD} \cdot n_{VD}}{A_D} \quad (13)$$

$$q_{RD} = \frac{4,7 \cdot 1}{3}$$

$$q_{RD} = 1,567 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

m_{RD} [kg] je hmotnost rotujících částí 1 válečku v dolní větvi dopravníku

n_{VD} [-] - počet válečků v 1 stolici dolní větve dopravníku

A_D [m] - rozteč válečkových stolic v dolní větvi dopravníku, volena dle normy [12]

**3.6 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 M DÉLKY DOPRAVNÍKU**

$$q_G = \frac{Q_m}{v} \quad (14)$$

$$q_G = \frac{180000}{2 \cdot 3600}$$

$$q_G = 25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.7 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S_s \cdot v \quad (15)$$

$$I_V = 0,0343 \cdot 2$$

$$I_V = 0,0686 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

3.8 NEJVĚTŠÍ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \quad (16)$$

$$I_m = 0,0686 \cdot 800 \cdot 3600$$

$$I_m = 197568 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

3.9 ODPORY**3.9.1 HLAVNÍ ODPOR**

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RH} + q_{RD} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (17)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 270 \cdot 9,82 \cdot [5,2 + 1,567 + (2 \cdot 6,89 + 25) \cdot \cos 5,313]$$

$$F_H = 2406,431 \text{ N}$$

kde:

f	[-]	je globální součinitel tření, volen dle normy [12]
g	[m.s ⁻²]	- tíhové zrychlení
q_B	[kg.m ⁻¹]	- hmotnost dopravního pásu na 1 metr délky dopravníku

**3.9.2 ODPOR VÝŠKY**

$$F_{ST} = q_G \cdot g \cdot H \quad (18)$$

$$F_{ST} = 25 \cdot 9,82 \cdot 25$$

$$F_{ST} = 6137,5 N$$

3.9.3 ODPOR ČISTIČE DOPRAVNÍHO PÁSU

$$F_R = A_1 \cdot p \cdot \mu_3 \quad (19)$$

$$F_R = 0,005 \cdot 100000 \cdot 0,35$$

$$F_R = 175 N$$

kde:

- A_1 [m²] je dotyková plocha čističe dopravního pásu
 p [Pa] - přitlačný tlak mezi čističem dopravního pásu a dopravním pásem, volen dle normy [12]
 μ_3 [-] - součinitel tření mezi kontaktní částí čističe a dopravním pásem, volen dle normy [12]

3.9.4 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A NÁSYPKOU**MINIMÁLNÍ DÉLKA NÁSYPKY**

$$l_{b\min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (20)$$

$$l_{b\min} = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,82 \cdot 0,7}$$

$$l_{b\min} = 0,291 m$$

Zvolena délka násypky $l_b = 1 m$.

kde:

- μ_1 [-] je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a dopravním pásem, volen dle normy [12]
 v_0 [m.s⁻¹] - složka počáteční rychlosti dopravovaného materiálu ve směru urychlování



ODPOR MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A NÁSYPKOU

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_b^2} \quad (21)$$

$$F_f = \frac{0,7 \cdot 0,0686^2 \cdot 800 \cdot 9,82 \cdot 1}{\left(\frac{2+0}{2}\right)^2 \cdot 0,55^2}$$

$$F_f = 88,550 \text{ N}$$

kde

b_b [m] - šířka násypky

3.9.5 ODPOR TŘENÍ DOPRAVOVANÉ HMOTY O BOČNÍ VEDENÍ

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_l}{v^2 \cdot b_l^2} \quad (22)$$

$$F_{gL} = \frac{0,7 \cdot 0,0686^2 \cdot 800 \cdot 9,82 \cdot 3}{2^2 \cdot 0,55^2}$$

$$F_{gL} = 64,163 \text{ N}$$

kde:

μ_2 [-] je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, volen dle normy [12]

l_l [m] - délka vedení

b_l [m] - šířka vedení

3.9.6 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ URYCHLOVÁNÍ

$$F_a = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (23)$$

$$F_a = 0,0686 \cdot 800 \cdot (2 - 0)$$

$$F_a = 109,76 \text{ N}$$



3.10 POTŘEBNÝ POHÁNĚCÍ VÝKON

3.10.1 OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_{ST} + F_R + F_{gL} + F_f + F_a \quad (24)$$

kde F_N je velikost přidavných vedlejších odporů pásového dopravníku

Pro dopravníky s velkou vzdáleností os bubnů (pro $L > 80$ m) jsou přidavné vedlejší odpory značně nižší, než odpory hlavní. Pro jejich výpočet se zavádí součinitel přidavných vedlejších odporů C , jako násobitel hlavních odporů $[x]$.

$$F_U = C \cdot F_H + F_{ST} + F_R + F_{gL} + F_f + F_a$$

$$F_U = 1,38 \cdot 2406,431 + 6137,5 + 175 + 64,163 + 88,55 + 109,76$$

$$F_U = 9895,848 \text{ N}$$

kde:

C [-] je součinitel přidavných vedlejších odporů dopravníku, volen dle normy [12]

3.10.2 POTŘEBNÝ VÝKON POHONU DOPRAVNÍKU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (25)$$

$$P_A = 9895,848 \cdot 2$$

$$P_A = 19791,696 \text{ W}$$

3.10.3 PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (26)$$

$$P_M = \frac{19791,696}{0,95}$$

$$P_M = 20833,364 \text{ W} = 20,833 \text{ kW}$$

kde:

η [-] je účinnost, volena dle normy [12]

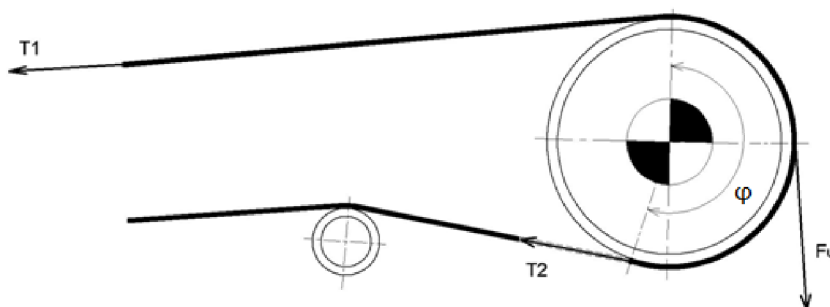
VOLBA POHONU

V závislosti na vypočítané hodnotě provozního výkonu poháněcího motoru se zvolí asynchronní elektromotor s vyšší výkonovou řadou. K motoru se musí dále navolit vhodná převodovka. Jednou z možností je více stupňová kuželočelní převodovka. Propojení motoru s převodovkou se provádí například rozběhovou spojkou, nebo lze zvolit i přímé spojení bez spojky s využitím například frekvenčního měniče či softstartéru.

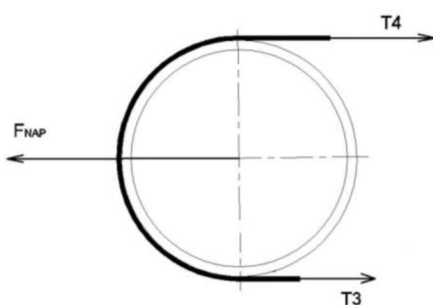
Jelikož se jedná o složitý výběrový proces, nebude toto dále řešeno.

3.11 SÍLY V PÁSU

Průběh sil v dopravním pásu se mění po celé jeho délce. Konkrétní velikost sil závisí hlavně na počtu a uspořádání poháněcích bubnů a zatížení dopravníku. Velikost tahových sil v dopravním pásu musí být dostatečně velká, aby nedocházelo k prokluzu pásu na poháněcím bubnu.



Obr. 3.3 Průběh sil na poháněcím bubnu



Obr. 3.4 Průběh sil na napínacím bubnu



3.11.1 SíLA T_1

$$T_1 = F_U \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \right) \quad (27)$$

$$T_1 = 9895,848 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,839} - 1} \right)$$

$$T_1 = 14469,707 \text{ N}$$

kde:

μ [-] je součinitel tření mezi bubnem a dopravním pásem, volen dle normy [12]

φ [rad] - úhel opásání na poháněcím bubnu, zvolen 3,839 ($\approx 220^\circ$)

3.11.2 SíLA T_2

$$T_2 = F_U \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \right) \quad (28)$$

$$T_2 = 9895,848 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,839} - 1} \right)$$

$$T_2 = 4573,859 \text{ N}$$

3.11.3 SíLA T_3

$$T_3 = T_2 + f \cdot L \cdot g \cdot (m_B \cdot \cos \delta + m_{RD}) + F_R - m_B \cdot g \cdot H \quad (29)$$

$$T_3 = 4573,859 + 0,02 \cdot 270 \cdot 9,82 \cdot (6,89 \cdot \cos 5,313 + 1,567) + 175 - 6,89 \cdot 9,82 \cdot 25$$

$$T_3 = 3504,252 \text{ N}$$

3.11.4 SíLA T_4

$$T_4 = T_1 - f \cdot L \cdot g \cdot [(q_G + m_B) \cdot \cos \delta + m_{RH}] - F_{gl} - F_f - F_a - F_{ST} - m_B \cdot g \cdot H \quad (30)$$

$$T_4 = 14469,707 - 0,02 \cdot 270 \cdot 9,82 \cdot [(25 + 6,89) \cdot \cos 5,313 + 5,2] -$$

$$- 64,163 - 88,550 - 109,460 - 6137,5 - 6,89 \cdot 9,82 \cdot 25$$

$$T_4 = 4418,996 \text{ N}$$



3.11.5 ZMĚNA TAHOVÝCH SIL PŘI ROZBĚHU DOPRAVNÍKU

NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V DOPRAVNÍM PÁSU

$$T'_1 = \xi \cdot F_U \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \right) \quad (31)$$

$$T'_1 = 1,8 \cdot 9895,848 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{0,33,839} - 1} \right)$$

$$T'_1 = 26045,473 \text{ N}$$

kde:

ξ [-] je součinitel zvětšení obvodové síly při rozjezdu dopravníku, volen dle normy [12]

SÍLA T_2 PŘI ROZBĚHU

$$T'_2 = \xi \cdot F_U \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \right) \quad (32)$$

$$T'_2 = 1,8 \cdot 9895,848 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,33,839} - 1} \right)$$

$$T'_2 = 8232,946 \text{ N}$$

SÍLA T_3 PŘI ROZBĚHU

$$T'_3 = T'_2 + f \cdot L \cdot g \cdot (m_B \cdot \cos \delta + m_{RD}) + F_R - m_B \cdot g \cdot H \quad (33)$$

$$T'_3 = 8232,946 + 0,02 \cdot 270 \cdot 9,82 \cdot (6,89 \cdot \cos 5,313 + 1,567) + 175 - 6,89 \cdot 9,82 \cdot 25$$

$$T'_3 = 7163,339 \text{ N}$$

SÍLA T_4 PŘI ROZBĚHU

$$T'_4 = T'_1 - f \cdot L \cdot g \cdot [(q_G + m_B) \cdot \cos \delta + m_{RH}] - F_{gl} - F_f - F_a - F_{ST} - m_B \cdot g \cdot H \quad (34)$$

$$T'_4 = 26045,473 - 0,02 \cdot 270 \cdot 9,82 \cdot [(25 + 6,89) \cdot \cos 5,313 + 5,2] - 64,163 - 88,550 - 109,460 - 6137,5 - 6,89 \cdot 9,82 \cdot 25$$

$$T'_4 = 15994,762 \text{ N}$$



3.11.6 KONTROLA PRŮVĚSU PÁSU MEZI STOLICEMI

Výpočtem se určí minimální velikost tahové síly v nosné a vratné větvi dopravníku. Pro zamezení průvěsu dopravního pásu mezi stolicemi musí být nejmenší síly v jednotlivých větvích dopravníku větší, nebo rovny velikosti vypočítané síly F_{Min} .

NOSNÁ VĚTEV

$$F_{Min,n} \geq \frac{A_H \cdot g \cdot (q_B + q_G)}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{DH}} \quad (35)$$

$$F_{Min,n} \geq \frac{1 \cdot 9,82 \cdot (6,89 + 25)}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{Min,n} \geq 1957,249 N$$

kde:

$\left(\frac{h}{a}\right)_{DH}$ [-] je dovolený průvěs pásu v horní větvi dopravníku, volen dle normy [12]

V nosné větvi dopravníku byla vypočítána hodnota nejmenší tahové síly $T_4 = 4418,996 N$. Jelikož je tato síla větší než síla $F_{Min,n}$, k prověšení dopravního pásu mezi stolicemi v nosné větvi nedojde.

VRATNÁ VĚTEV

$$F_{Min,v} \geq \frac{A_D \cdot g \cdot q_B}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{DD}} \quad (36)$$

$$F_{Min,v} \geq \frac{3 \cdot 9,82 \cdot 6,89}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{Min,v} \geq 1268,621 N$$

kde:

$\left(\frac{h}{a}\right)_{DD}$ [-] je dovolený průvěs pásu v dolní větvi dopravníku, volen dle normy [12]

Ve vratné větvi dopravníku byla vypočítána hodnota nejmenší tahové síly $T_3 = 3504,252 N$. Jelikož je tato síla větší než síla $F_{Min,v}$, k prověšení dopravního pásu mezi stolicemi ve vratné větvi nedojde.



3.12 NAPÍNACÍ SÍLA A DRÁHA NAPÍNÁNÍ

3.12.1 NAPÍNACÍ SÍLA

$$F_{NAP} = T'_3 + T'_4 \quad (37)$$

$$F_{NAP} = 7163,339 + 15994,762 \text{ N}$$

$$F_{NAP} = 23158,101 \text{ N}$$

3.12.2 DEFORMACE PÁSU

$$A_T = \frac{(T'_1 + T'_4) \cdot L}{2} + \frac{(T'_2 + T'_3) \cdot L}{2} \quad (38)$$

$$A_T = \frac{(26045,473 + 15994,762) \cdot 270}{2} + \frac{(8232,946 + 7163,339) \cdot 270}{2}$$

$$A_T = 7753930,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.12.3 DRÁHA NAPÍNÁNÍ

$$s_N = \frac{A_T - A_{T\min}}{2 \cdot E_P \cdot B \cdot 1000} \quad (39)$$

$$s_N = \frac{7753930,2 - 0}{2 \cdot 12000 \cdot 0,65 \cdot 1000}$$

$$s_N = 0,497 \text{ m}$$

kde:

$A_{T\min}$ [N.m] je minimální plocha omezená průběhem sil v dopravním pásu

E_P [N.mm⁻¹] - modul pružnosti pásu

Napínací dráha pro konstrukci napínací stanice bude z bezpečnostních důvodů zvýšena na dvojnásobek.

$$s_{NS} = 2 \cdot s_N \quad (40)$$

$$s_{NS} = 2 \cdot 0,497$$

$$s_{NS} = 0,994 \text{ m}$$



3.13 KONTROLA PÁSU

3.13.1 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÁ SÍLA V PÁSU PŘI PROVOZU

$$F_{MAX} = \sigma \cdot B \quad (41)$$

$$F_{MAX} = 80 \cdot 0,65 \cdot 1000$$

$$F_{MAX} = 52000 N$$

kde:

σ [Nmm⁻¹] je dovolené pracovní zatížení pásu

3.13.2 KONTROLA ZATÍŽENÍ PÁSU

$$F_{MAXv} \leq F_{MAX} \quad (42)$$

$$26045,473 N \leq 52000 N$$

Vyhovuje

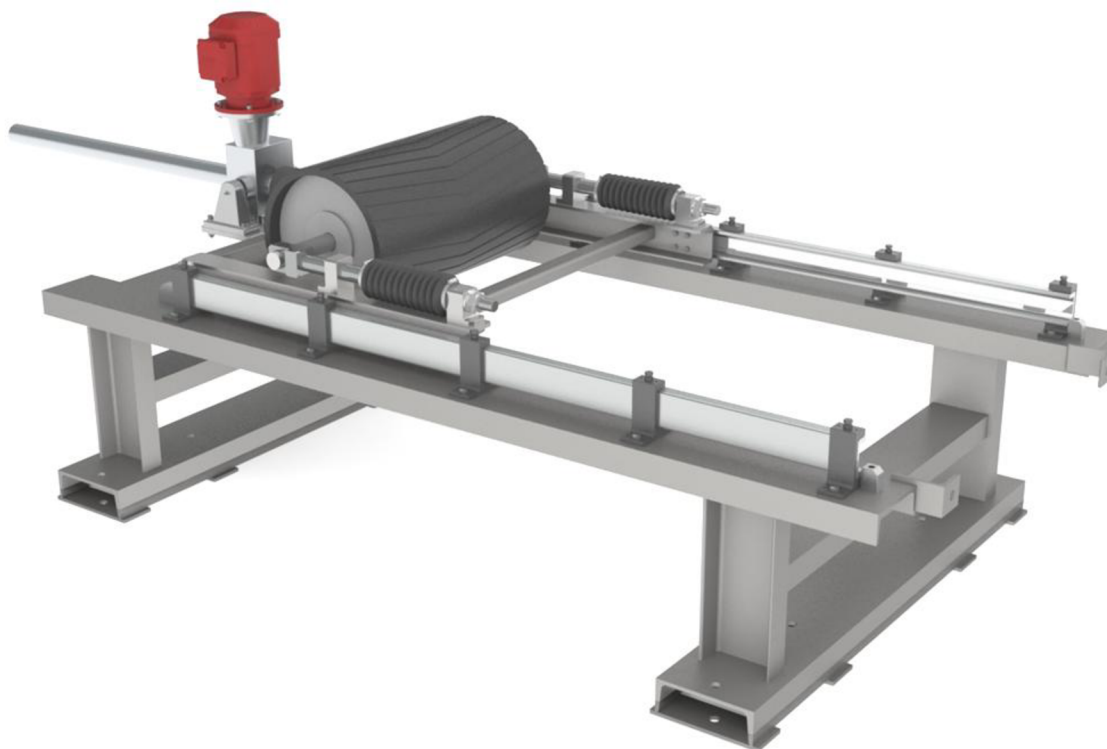
kde:

F_{MAXv} [N] je maximální vypočítaná síla v dopravním pásu při provozu



4 NAVRŽENÁ KONSTRUKCE NAPÍNAČÍ STANICE

Pro tento přestavitelný pásový dopravník byla navržena napínací stanice, která využívá pro vyvození napínací síly elektrické zařízení (zdvižnou převodovku). Pohon zajišťuje asynchronní elektromotor. Jako napínací buben je použit vratný buben dopravníku.



Obr. 4.1 Vizualizace napínací stanice

4.1 PRINCIP ČINNOSTI NAVRŽENÉ NAPÍNAČÍ STANICE

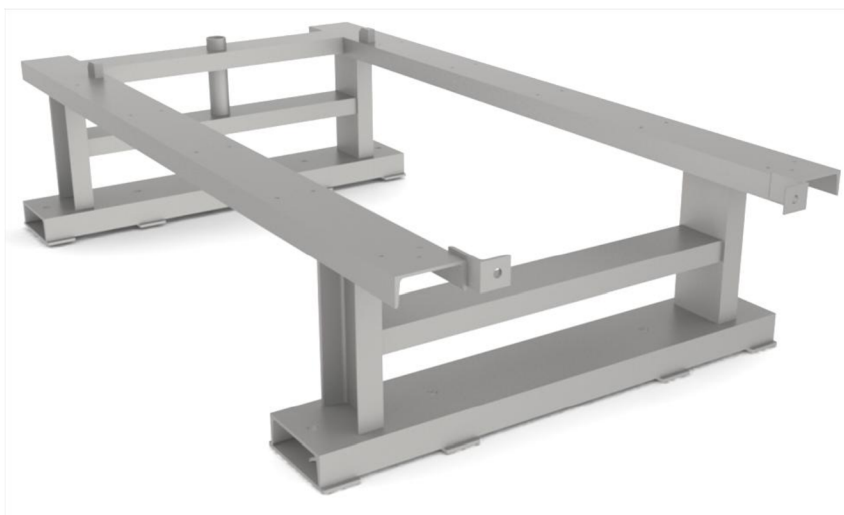
Princip činnosti navržené napínací stanice spočívá v uložení napínacího bubnu na posuvném rámu. Ten je opatřen čtyřmi kombinovanými kladkami, díky nimž se rám může pohybovat ve vedení. Pomocí svěracích přírub je toto vedení upevněno k základnímu rámu šroubovými spoji. Na konci výsuvné části vřetena zdvižné převodovky je našroubováno kloubové oko. Válcovým čepem je toto kloubové oko spojeno s posuvným rámem. Změna polohy posuvného rámu se pak provádí vysunutím nebo zasunutím vřetena zdvižné převodovky. Požadovaná hodnota napínací síly se kontroluje pomocí dvou tlačných pružin. Zdvižná převodovka je ovládaná v závislosti na velikosti stlačení pružin. Řízení může být ruční, nebo jako v tomto případě automatické, pomocí koncových spínačů.



4.2 HLAVNÍ ČÁSTI NAPÍNACÍ STANICE

4.2.1 RÁM

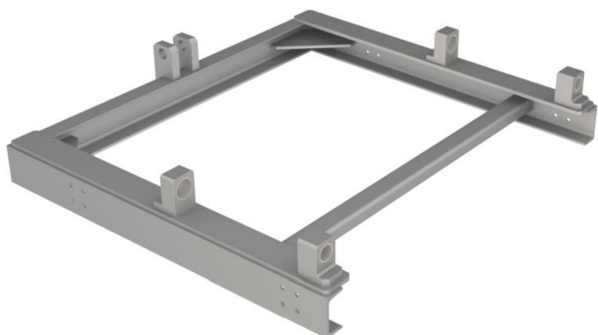
Základní rám napínací stanice je svařen z U profilů. V zadní části rámu je navařena trubka kruhového průřezu, která slouží pro uložení zdvižné převodovky. Po svaření rámu je nutné vyvrtat kotevní otvory. Dále pak otvory pro uchycení svěracích přírub a předních pojistek posuvného rámu.



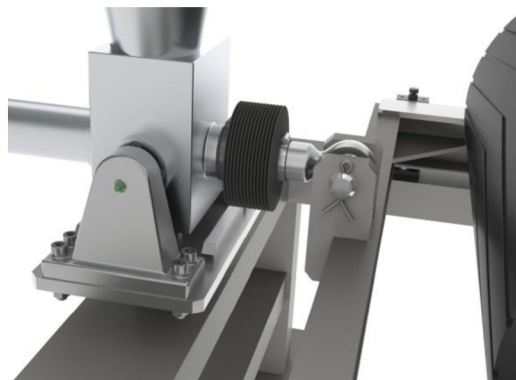
Obr. 4.2 Rám

4.2.2 POSUVNÝ RÁM

Posuvný rám pro uložení napínacího bubnu je svařen z U profilů. Pro jeho vyztužení byly použity dvě trojúhelníková žebra a trubka obdélníkového průřezu. Po svaření je nutno vyvrtat otvory pro šrouby, ve kterých budou uloženy kombinované kladky. Dále pak otvor v tažných prvcích, kterým bude za pomoci čepu posuvný rám spojen s vřetenem zdvižné převodovky.



Obr. 4.4 Posuvný rám

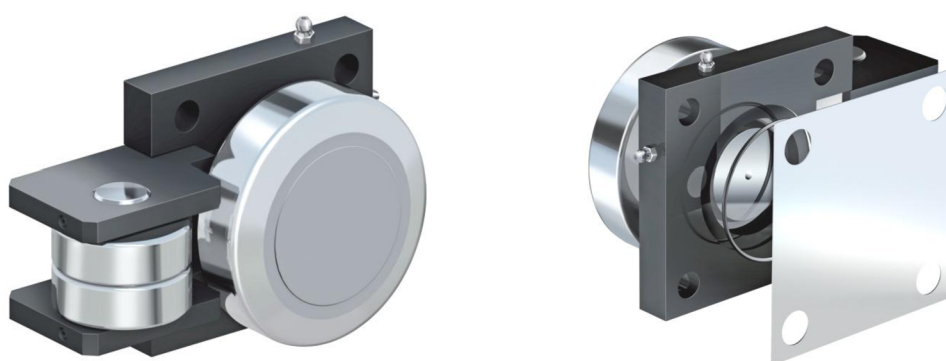


Obr. 4.3 Detail spojení převodovky s posuvným rámem

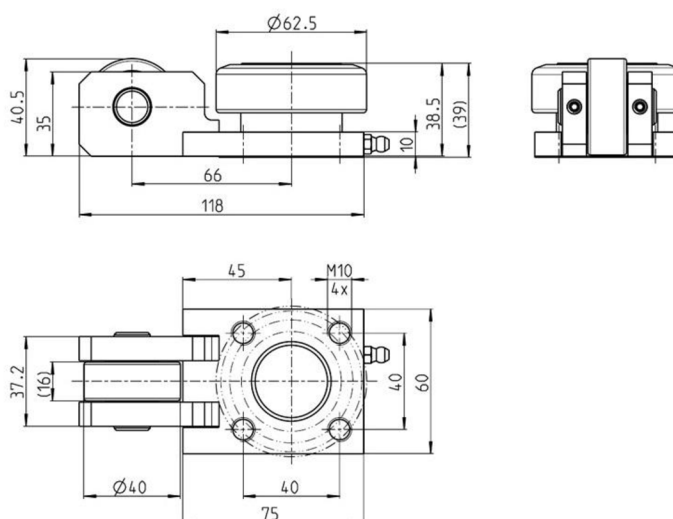


4.2.3 KOMBINOVANÉ KLADKY

Pro zajištění správného pohybu bubnu ve vedení byly použity čtyři kombinované kladky Heavy Duty od německé firmy Winkel. Jedná se o kombinované kladky pro náročné použití. Jsou odolné vůči nečistotám a prachu. Kladky byly navrženy speciálně pro použití v oblasti důlních prací a průmyslu stavebních hmot. Kombinovaná kladka se skládá z radiálního a axiálního ložiska. Radiální ložisko lze na čelní straně přimazávat. Axiální ložisko je nárazuvzdorné kuličkové ložisko pro vysoká zatížení. Je dokonale utěsněné a obsahuje dostatek mazací náplně pro celou dobu životnosti. Kladky se upevňují pomocí šroubů. Pojištění se provádí podložkami a maticemi se sníženou výškou. Doporučuje se také použití lepicího tmelu Loctite. Polohu v axiálním směru lze optimálně nastavit distančními podložkami.



Obr. 4.5 Kombinovaná kladka [24]

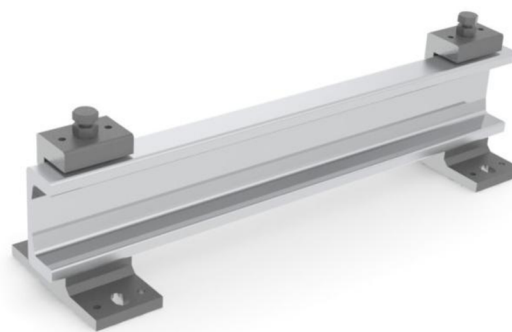


Obr. 4.6 Rozměrové schéma kombinované kladky [24]

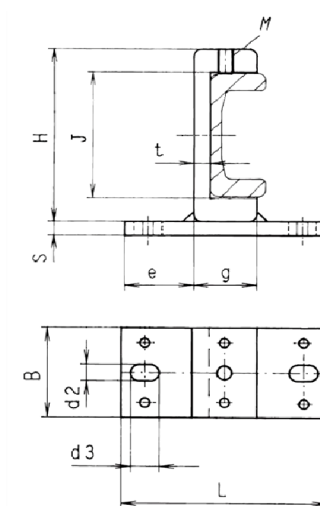


4.2.4 VEDENÍ

Vedení kombinovaných kladek je tvořeno standardními profily 0Nb rovněž od firmy Winkel. Profily jsou vyrobeny z oceli S450 J2. Pro upevnění profilů k rámu napínací stanice je použito svěracích přírub. Jedná se o nastavitelný systém upínání s krátkou dobou montáže. Použitím těchto svěracích přírub je zajištěno bezpečné sezení a snadná výměna profilů. Svěrací příruby se upevňují pomocí šroubových spojů. Výrobce udává doporučená rozteč svěracích přírub je 500 mm.



Obr. 4.7 Vedení s přírubou



Obr. 4.8 Schéma svěrací příruby [24]

Tab. 4.1 Rozměry svěrací příruby

B	d2	d3	e	g	H	J	L	M	S	t
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]
60	11	18	45	41	121	88,5	130	M10x30	10	11



4.2.5 NAPÍNACÍ BUBEN

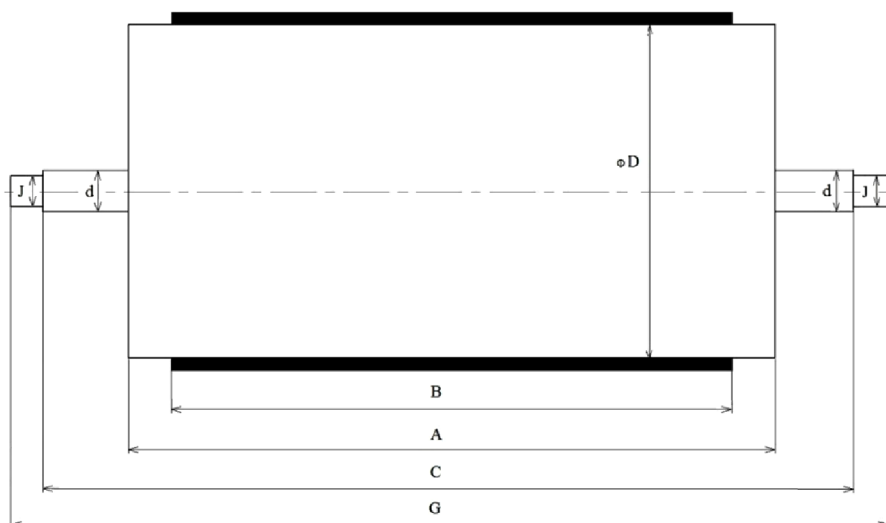
Napínací buben je zakoupen od firmy Rulmeca. Jedná se o svařovaný ocelový buben s průchozím hřídelem. Ložiska jsou zabudována přímo uvnitř bubnu. Povrch je pogumovaný se šipovými drážkami.



Obr. 4.9 Napínací buben

Tab. 4.2 Rozměry napínacího bubnu

ΦD	A	B	C	d	G	J
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[m]	[mm]
400	750	650	990	50	1110	48



Obr. 4.10 Schéma napínacího



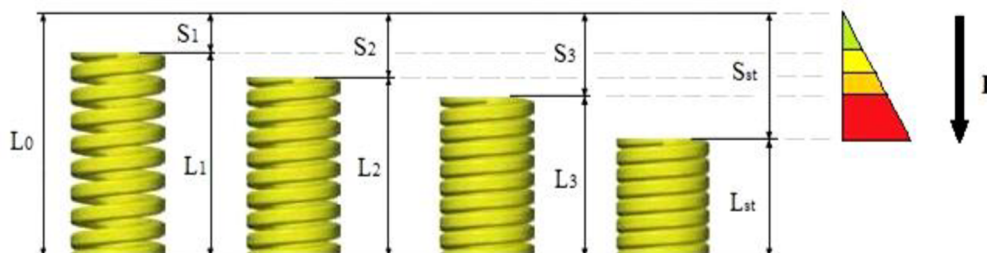
4.2.6 PRUŽINY

Pro kontrolu velikosti napínací síly byly zvoleny tlačné pružiny s drátem obdélníkového průřezu. Jedná se o sérii G, která je vhodná pro velká zatížení. Konkrétně jsou zvoleny pružiny G63-305. Výrobce je italská firma Special Springs S.r.l. Distribuci v České Republice zajišťuje firma Eichler Company s.r.o.

Pružiny budou trvale zatíženy silou předpětí F_p . Výrobce udává minimální velikost předpětí 9 973,5 N. V přepočtu na velikost stlačení se jedná o 15% z volné délky pružiny (L_0). Toto předpětí navýší pracovní životnost pružiny.



Obr. 4.11 Tlačná pružina



Obr. 4.12 Pracovní diagram pružiny [19]

Tab. 4.3 Charakteristika pružiny

Délka pružiny [mm]				
L_0	L_1	L_2	L_3	L_{st}
305	253,1	244	228,7	199,3

Zatěžující síla [N]			
F_1	F_2	F_3	F_{st}
11 314	13 298	16 633	23 043

Stlačení pružiny [mm]				Tuhost [N/mm]
S_1	S_2	S_3	S_{st}	k
51,9	61	76,3	105,7	218



ULOŽENÍ PRUŽIN

Pružiny jsou nasazeny na kruhové tyči, která je posuvně uložena v tělese s kluznými ložisky. Na konci tyče s větším průměrem je přivařeno uchycení napínacího bubnu. Na druhém konci tyče je závit M30x70, kterým se celé uložení pojistí a zároveň se docílí požadovaného předpětí pružiny. Toto předpětí se může kontrolovat odměřením velikosti stlačení pružiny či pomocí utahovacího momentu. Potřebný utahovací moment je vypočítán pomocí rovnice (43).

$$M = K \cdot F_p \cdot d \quad (43)$$

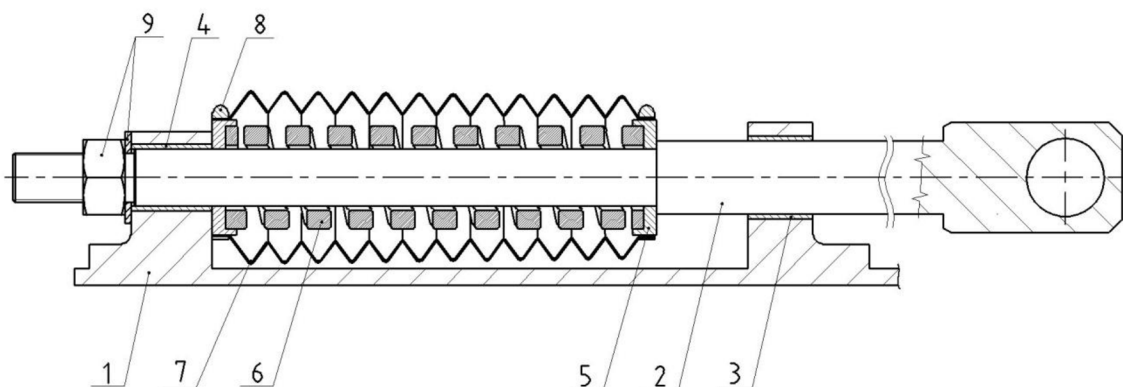
$$M = 0,2 \cdot 9973,5 \cdot 30$$

$$M = 59841 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde

K je součinitel utahovacího momentu, volen dle [4]
 F_p N - síla předpětí
 d mm - velký průměr závitu

Usazování menších zbytků či nečistot mezi závity může vést k nerovnoměrnému stlačení pružin, snížení jejich životnosti či dokonce ke vzniku závad na zařízení. Z tohoto důvodu jsou pružiny chráněny ochranným měchem.



- | | | | |
|----------------------|-------------------|----------------------|------------------------|
| 1 – Ložiskové těleso | 2 – Závitová tyč | 3,4 – Kluzná ložiska | 5 – Opěrka pružiny |
| 6 – Pružina | 7 – Ochranný měch | 8 – Objímka | 9 – Matice s podložkou |

Obr. 4.13 Schéma uložení pružiny



4.2.7 ZDVIŽNÁ PŘEVODOVKA

Jedním z hlavních komponentů napínací stanice je zdvižná převodovka. Jejím úkolem je vyvodit a udržet potřebnou velikost napínací síly. Byla zakoupena od firmy Stromag. Výrobce je však italská firma Setec Gruppo. Ta v závislosti na nominálním zatížení vyrábí převodovky v provedení S.E.L. (od 0,5 do 10 tun) nebo S.E.P. (od 5 do 150 tun). Pro požadovanou funkci a vypočítanou hodnotu napínací síly je plně dostačující provedení S.E.L. Pohon převodovky je zajištěn asynchronním elektromotorem. Motor je k převodovce připojen přírubou. Přenos krouticího momentu z motoru na převodovku je zajištěn pružnou hřídelovou spojkou. Pro zajištění požadované polohy a zamezení samovolného zpětného pohybu je použita brzda – Back stop. Pracovní část vřetena je proti nečistotám a vlivům okolního prostředí chráněna pryžovým měchem.

Přehled parametrů:

Typ převodovky	S.E.L.
Maximální zatížení	25 000 N
Typ vřetena	Trapézové
Pohyb vřetena	Výsuvný, bez rotace
Ovládání	2 koncové spínače, ruční
Pracovní délka vřetena	1100 mm
Převodové číslo	1/10
Typ koncovky	Kloubové oko
Zajištění polohy	Back stop
Výkon motoru	1,85 kW
Počet pólů motoru	4
Rychlost zdvihu	500 mm/min

Objednací kód:

SEL 25 T VT 2FC C1100 -10R A1 AR CP MOT90 B14 B5

ULOŽENÍ ZDVIŽNÉ PŘEVODOVKY

Při volbě vhodného způsobu uložení převodovky byl brán ohled na nutnost kompenzace nepřesností vzniklých svařováním rámu, vrtáním uchycovacích otvorů či samotnou montáží zařízení. Toto je důležité pro plynulý chod převodovky, zamezení radiálního zatížení vřetene, nadměrného zatěžování ložisek a docílení souměrného zatížení pružin.

Nejvhodnější způsob je použití kardanadaptérů a čepů. Skříň převodovky je z vnější strany vybavena čepy, pomocí kterých se převodovka uloží do kardanadaptérů. Ty jsou přišroubovány k desce s přivařeným čepem, který se vloží do trubky kruhového průřezu (součást rámu), osazené kluznými ložisky. Pojištění je provedeno pomocí závlačky. Tento způsob uložení spolu s kloubovým okem na konci vřetena dává zdvižné převodovce dostatečnou volnost ve všech osách, čímž zamezuje její přetěžování a brání přičení posuvného rámu ve vedení.



Obr. 4.14 Deska s čepem



Obr. 4.15 Kardanadaptéry



Obr. 4.16 Zdvíhací převodovka – vizualizace uložení

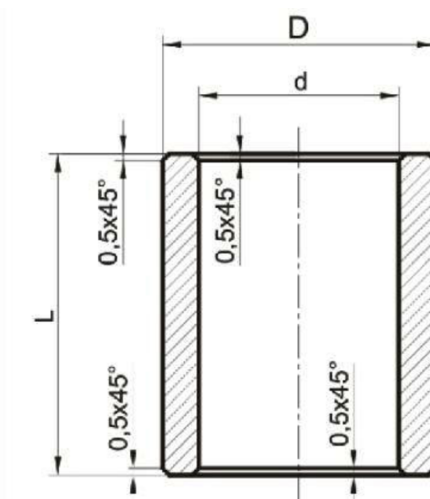


4.2.8 KLUZNÁ LOŽISKA

Pro uložení převodovky i posuvné uložení tyčí s tlačnými pružinami byla použita samomazná ložiska ze železného spékaného prášku. Tyto ložiska jsou spékaná za vysokých teplot a tlaků. 20% až 30 % jejich objemu je nasyceno olejem. Eliminují riziko zadření a zajišťují plynulý chod se stálým mazacím filmem. Pojištění ložisek bude provedeno pomocí lepidla Loctite 641. Toto lepidlo je zejména vhodné pro spoje s pozdější demontáží. Provozní pevnosti se dosahuje již za 30 min. V případě potřeby výměny ložiska či jiné údržby stačí spoj zahřát na teplotu 200°C a lepidlo povolí.

Tab. 4.4 Vlastnosti použitých kluzných ložisek

Maximální měrné zatížení	Maximální kluzná rychlost	Provozní teplota	Životnost
[N.mm ²]	[m.s ⁻¹]	[°C]	[hod]
150	6	-60 až +200	až 6000



Obr. 4.17 Schéma kluzného ložiska [15]

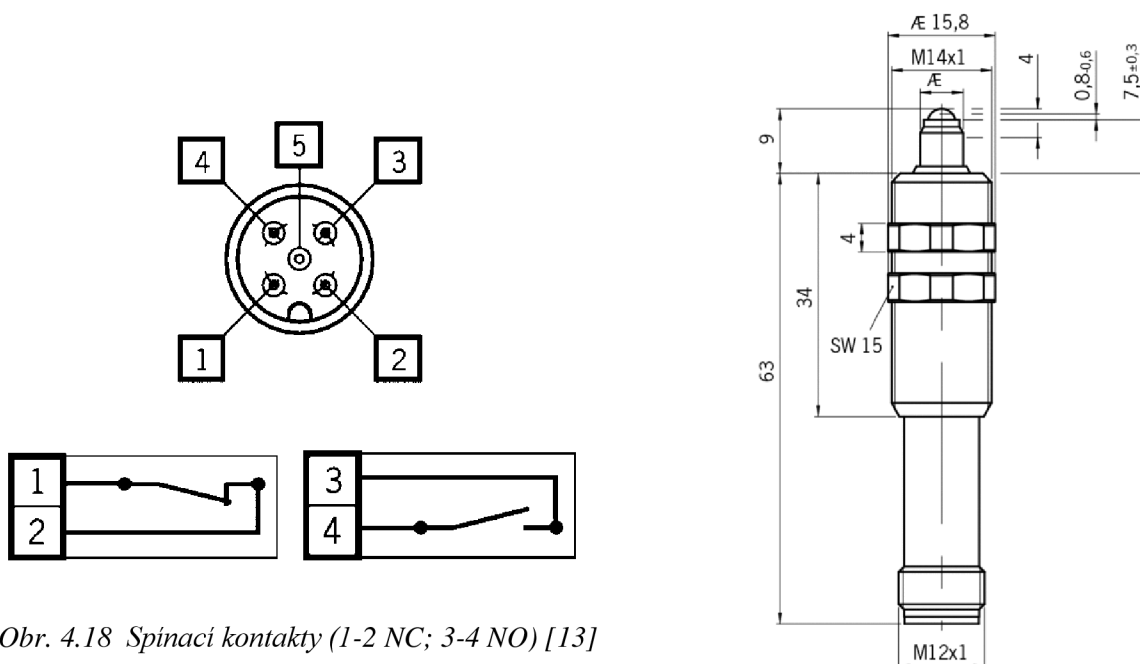
Tab. 4.5 Tabulka rozměrů použitých ložisek

Použití		D	d	L	Množství
		[mm]	[mm]	[mm]	[ks]
1.	Uložení převodovky	60	45	40	2
2.	Uložení posuvné tyče	51	45	45	2
		40	35	50	2



4.2.9 KONCOVÉ SPÍNAČE

Jak již bylo řečeno dříve, převodovka bude řízena převážně pomocí koncových spínačů. Pro tuto funkci byly vybrány dva válcové koncové spínače od firmy Euchner. Snímače jsou malých rozměrů a jsou zcela bezúdržbové. Dokážou navíc pracovat i v silně znečištěném prostředí. Pouzdro je provedeno z nerezové oceli a je opatřené metrickým závitem pro snadné seřízení. Použité spínače mají prodloužený planžr s kuličkou. Provedení spínací jednotky je 1xNC (rozpínací) a 1xNO (spínací) jazýčkový kontakt. Spínače budou uloženy v drážce, která je vyrobena na posuvném rámu.



Obr. 4.18 Spínací kontakty (1-2 NC; 3-4 NO) [13]

Obr. 4.19 Schéma spínače (prodloužený planžr) [13]



Obr. 4.20 Klasický válcový koncový spínač [13]



4.3 CENOVÁ BILANCE NAVRŽENÉ NAPÍNAČÍ STANICE

Byl proveden přibližný cenový rozbor hlavních komponent navržené stanice. Jelikož nebylo možné zjistit přesnou cenu napínacího bubnu, je výsledná cena pouze orientační. Uvedené ceny jsou bez DPH.

Tab. 4.6 Cenová bilance napínací stanice

Název komponenty	Množství	Cena za kus	Cena celkem
		[Kč]	
Rám	1	5 431,60	5 431,60
Posuvný rám	1	1 149,00	1 149,00
Kombinovaná kladka	4	2 495,00	9 980,00
Vedení	2	1 705,24	3 410,48
Svěrací příruba	10	659,98	6 599,80
Napínací buben	1	24 000,00	24 000,00
Vřetenová převodovka	1	64 510,35	64 510,35
Výsledná cena	1	115 081,23	

4.4 SHRUTÍ PARAMETRŮ NAVRŽENÉ NAPÍNAČÍ STANICE

Napínací síla pro plně zatížený dopravník	23 158,10 N
Napínací síla pro prázdný dopravník	2 915,92 N
Maximální vyvozená napínací síla	25 000,00 N
Dráha napínání pro zatížený dopravník	497,00 mm
Maximální možná dráha napínání	1100,00 mm



5 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

5.1 HNĚDÉ UHLÍ

Hnědé uhlí je jedním z přírodních produktů, často označovaných jako fosilní paliva. Tyto mají schopnost hořet a vydávat tepelnou energii. V České Republice se hlavní ložiska hnědého uhlí nachází v severočeské pánvi, dále pak v chebské, sokolovské a žitavské pánvi. Nejvyšší zastoupení má hnědé uhlí v energetice, kde je důležitým faktorem jeho výhřevnost. Ta se dle kvality a druhu hnědého uhlí pohybuje od 11 MJ/kg do 20 MJ/kg. Důležitými hodnotami hnědého uhlí jsou také procentuální obsahy popela, vody a síry. Samotná úprava těženého uhlí se provádí tříděním, drcením a rozdužováním.

Při výpočtu a konstruování dopravních zařízení se musí přihlížet na fyzikální vlastnosti, rozměry, měrné hmotnosti a rizikové vlivy při dopravě. Důležité hodnoty pro hnědé uhlí jsou uvedeny v tab. 5.1.

Tab. 5.1 Přehled vlastností hnědého uhlí

Objemová sypná hmotnost	Dynamický sypný úhel	Maximální sklon dopravníku	Zrnitost	Sypnost	Abrazivnost	Obecné vlastnosti
[Kg m ⁻³]	[°]	[°]	[-]	[-]	[-]	[-]
800-1000	15-20	18	Střední	Normálně sypké	Málo abrazivní	Drobivost

5.2 OBECNÉ ZNAČENÍ NĚKTERÝCH CHARAKTERISTIK SYPKÝCH HMOT

5.2.1 ZRNITOST

Charakteristika zrnitosti sypkých hmot je dána rozměry a tvary zrn. Pro volbu typu a provedení dopravního zařízení je třeba vycházet z mezních hodnot rozměrů zrn. Tříděné sypké hmoty mají poměr největšího a nejmenšího zrna rovný nebo menší 2,5. Netříděné mají tento poměr větší jak 2,5. Značení a základní roztrídění zrnitosti je uvedeno v tab. 5.2.

Tab. 5.2 Třídící ukazatel zrnitosti

Zrnitost	
Rozměr zrna [mm]	Značení
Velmi jemné - 0,07 - 0,4	A
Jemné - 0,5 - 3,5	B
Jemně zrnité - 3,6 - 13,0	C
Středně zrnité - 14,0 - 75,0	D ₁
Hrubě zrnité - nad 75,0	D ₂
Nepravidelné - vláknité, různé velikosti	E



5.2.2 SOUDRŽNOST, SYPNOST

Soudržnost sypké hmoty je dána vzájemným silovým působením mezi jednotlivými zrny. Je charakterizována pomocí sypného úhlu. Rozlišuje se sypný úhel α , dynamický sypný úhel Θ a slehlý sypný úhel Θ_s .

Důležitým faktorem je rovněž objemová sypná hmotnost ρ . Je to poměr hmotnosti vyjádřené v kg k objemu vyjádřenému v m^3 , uvažovaných pro sypký stav směsi.

Tab. 5.3 Třídící znak sypnosti

Sypnost	
Rozsah sypných úhlů α [°]	Značení
Velmi volně sypké - max. 6	1
Jemné - max. 15	2
Jemně zrnité - max.: 30	3
Středně zrnité - max.: 30	4

5.2.3 ABRAZIVNOST

Abrazivnost je kombinace vlastností sypkých hmot, které způsobují odírání povrchu vlastních částic, ale i odírání povrchu dopravního zařízení, se kterým přicházejí při přepravě do styku.

Tab. 5.4 Třídící znak abrazivnosti

Abrazivnost	
Součinitele abrazivnosti x [-]	Značení
Málo abrazivní – 1 až 17	5
Středně abrazivní – 18 až 67	6
Nadměrně abrazivní – 68 až 416	7



5.3 ALTERNATIVNÍ DOPRAVOVANÉ MATERIÁLY

Vliv dopravovaného materiálu na konstrukci dopravního zařízení je velmi podstatný. Můžeme jej pozorovat při samotném výpočtu pásového dopravníku dle normy ISO 5048. Hned na začátku samotného výpočtu musíme uvážit vhodnou rychlost pásu, která se odvíjí od charakteristik dopravovaného materiálu. Dále je nezbytné znát hodnotu objemové sypné hmotnosti, která spolu s rychlostí pásu ovlivňuje teoretický průřez dopravovanou hmotou. Neméně důležitou informací je hodnota dynamického sypného úhlu přepravovaného materiálu, která ovlivňuje tvorbu vrchlíku náplně na dopravním pásu.

ALTERNATIVNÍ MATERIÁLY PRO NAVRŽENÝ DOPRAVNÍK

Byl proveden výběr několika materiálů a následně rozbor vhodnosti jeho použití. Jako alternativní materiál lze považovat ten, u kterého bude vypočítaná hodnota teoretického průřezu dopravovanou hmotou větší nebo rovna skutečnému průřezu. Výsledky rozboru jsou uvedeny v tabulce 5.5. Výčet zkoušených materiálů byl proveden s omezením na dopravní rychlost pásu volenou pro hnědé uhlí a s ohledem na zvolený dopravní pás. Vhodnost použití platí pro celé rozsahy objemových sypných hmotností, případně dynamických sypných úhlů.

Uvažované hodnoty:

- Dopravní výkon 180 000 [kgh⁻¹]
- Rychlost pásu 2 [ms⁻¹]
- Vzdálenost os přesypů 270 [m]
- Výškový rozdíl 25 [m]
- Šířka dopravního pásu 650 [mm]
- Typ nosné stolice dvouválečková
- Průmyslové odvětví obecné

Tab. 5.5 Rozbor alternativních materiálů

Materiál	Objemová sypná hmotnost	Dynamický sypný úhel	Maximální hmotnostní výkon	Vhodnost
	[kgm ³]	[°]	[kgh ⁻¹]	
Cement	1200 až 1400	5	-	Ne
Hlína	960 až 1200	20	326 592	Ano
Kámen drcený	1500 až 2100	15	506 520	Ano
Koks	400 až 600	15	144 720	Ne
Písek	1300 až 1600	10 až 15	385 920	Ano
Ruda železná	2100 až 3000	15	723 600	Ano
Štěrk	1390 až 1440	25	437 529,6	Ano
Uhlí černé	850 až 1100	15 až 18	285912	Ano
Vápenec drcený	1360 až 1760	15	424 512	Ano



ZÁVĚR

V této bakalářské práci jsem provedl konstrukční návrh napínací stanice přestavitelného pásového dopravníku pro přepravu hnědého uhlí. Zadání uvažuje použití v povrchových dolech. Funkční výpočet dopravníku vychází z normy ČSN ISO 5048 - Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Provedl jsem také přibližný cenový odhad samotné napínací stanice.

Při návrhu konstrukce jsem se snažil volit jednoduché řešení s ohledem na funkčnost a cenovou dostupnost. Navržené zařízení má ve srovnání s nejčastěji užívanou závažovou napínací stanicí menší zástavbové prostory a nabízí možnost regulace velikosti napínací síly.

Po provedení rozboru alternativního materiálu jsem zjistil, že daným dopravníkem lze kromě hnědého uhlí přepravovat například také železnou rudu, písek či drcený vápenec.

Součástí práce je také výkresová dokumentace. Jedná se o výkres sestavy napínací stanice a základního rámu.

Pro vytvoření této práce jsem využil uvedených informačních zdrojů a získaných znalostí předchozím studiem.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, F., VOŠTOVÁ, V., JEŘÁBEK, K. *Teorie a stavba dopravníků*. Praha: Ediční středisko ČVUT 1983. 290 s.
- [2] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně 1988. 277 s.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. Úvaly: Albra 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [4] SHIGLEY, J., MISCHKE, Ch., BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Přel. M. Hartl aj. 1.vyd. Brno: Vutium 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [5] SVOBODA, P. aj. *Základy Konstruování*. 3.vyd. Brno: Cerm 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1
- [6] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: Cerm 2009. 223 s. ISBN 978-80-7204-636-2
- [7] ČSN ISO 1535. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem – Dopravní pásy*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 4 s.
- [8] ČSN ISO 1536. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem – Bubny*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 4 s.
- [9] ČSN ISO 1537. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem – Válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 8s.
- [10] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 20 s.
- [11] ČSN 26 3007. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky – Řady základních parametrů a rozměrů*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 2 s.
- [12] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 16 s.

**INTERNETOVÉ ZDROJE**

- [13] *Automatizace Euchner* [online]. c2010.
Dostupné z: <<http://www.euchner.cz/produkty/automatizace>>
- [14] *HESTEGO – výrobce ochranných komponentů pohyblivých částí strojů* [online]. c2012. Dostupné z: <<http://www.hestego.cz>>
- [15] *Kluzná ložiska -Elo* [online].
Dostupné z: <<http://www.loziska.com/kluzna-loziska>>
- [16] *LOCTITE – průmyslová lepidla a tmely* [online]. c2012.
Dostupné z: <<http://www.loctite.cz>>
- [17] *Ložiska nerostných surovin* [online].
Dostupné z: <<http://www.geology.upol.cz/Soubory>>
- [18] *Mining and construction solutions* [online]. c2012.
Dostupné z: <<http://www.metsominerals.com>>
- [19] *Mole a gas per stampi, Molle a filo per stampi, SPECIAL SPRINGS* [online].
Dostupné z: <<http://www.specialsprings.com>>
- [20] *Rulmeca - Pulleys* [online].
Dostupné z: <<http://www.rulmeca.com/modules/cms/prcatpage.php?cc=4&pc=0>>
- [21] *STĚRAČE PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ* [online]. c2007.
Dostupné z: <<http://www.m-technik.cz/produkty/sterace-pasovych-dopravniku.htm>>
- [22] *Stromag - GKN Stromag Brno s.r.o.* [online]. c2005
Dostupné z: <<http://www.stromag.cz>>
- [23] *TRANSROLL - Strojírenská firma dopravní komponenty* [online]. c2012.
Dostupné z: <<http://www.transroll.cz>>
- [24] *Winkel - Innovation in motion* [online].
Dostupné z: <<http://www.winkel.de/cz>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_D	[m]	Rozteč válečkových stolic v dolní větvi dopravníku
A_H	[m]	Rozteč válečkových stolic v horní větvi dopravníku
A_l	[m ²]	Dotyková plocha čističe
A_T	[Nm]	Deformace pásu
A_{Tmin}	[N.m]	Minimální plocha omezená průběhem sil v dopravním pásu
b	[m]	Korekce šířky dopravního pásu
b_b	[m]	Šířka násypky
b_l	[m]	Šířka vedení
B	[m]	Šířka dopravního pásu
C	[-]	Součinitel vedlejšího odporu dopravníku
E_p	[N.mm ⁻¹]	Modul pružnosti dopravního pásu
f	[-]	Globální součinitel tření
F_f	[N]	Odpor mezi dopravovanou hmotou a násypkou
F_a	[N]	Odpor setrvačných sil v místě urychlování
F_{gl}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpor dopravníku
$F_{Min,n}$	[N]	Minimální potřebná tahová síla v dopravním pásu v nosné větvi
$F_{Min,v}$	[N]	Minimální potřebná tahová síla v dopravním pásu ve vratné větvi
F_{MAX}	[N]	Maximální dovolená síla v dopravním pásu při provozu
F_{MAXv}	[N]	Maximální vypočítaná síla v dopravním pásu při provozu
F_N	[N]	Vedlejší odpor dopravníku
F_{NAP}	[N]	Napínací síla
F_R	[N]	Odpor čističe dopravního pásu
F_{ST}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_U	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
I_v	[m ³ .s ⁻¹]	Objemový dopravní výkon
I_m	[kg.h ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
k	[-]	Součinitel sklonu
k_l	[-]	Součinitel korekce průřezu vrchlíku dopravované hmoty
l	[m]	Délka bočního vedení



l_b	[m]	Skutečná délka násypky
l_{bmin}	[m]	Minimální délka násypky
l_l	[m]	Délka vedení
L	[m]	Osová vzdálenost přesypů
m_{CD}	[kg]	Celková hmotnost 1 válečku v dolní větvi dopravníku
m_{CH}	[kg]	Celková hmotnost 1 válečku v horní větvi dopravníku
m_{RD}	[kg]	Hmotnost rotujících částí 1 válečku v dolní větvi dopravníku
m_{RH}	[kg]	Hmotnost rotujících částí 1 válečku v horní větvi dopravníku
n_{VD}	[-]	Počet válečků v 1 stolici dolní větve dopravníku
n_{VH}	[-]	Počet válečků v 1 stolici horní větve dopravníku
l_3	[m]	Délka středního válečku válečkové stolice
p	[Pa]	Tlak mezi čističem dopravního pásu a dopravním pásem
P_A	[W]	Potřebný výkon pohonu dopravníku
P_M	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru
q_B	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravního pásu na 1 metr délky dopravníku
q_G	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky dopravníku
Q_m	[kg.h ⁻¹]	Dopravní výkon
q_{RD}	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m vratné větve dopravníku
q_{RH}	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m nosné větve dopravníku
S	[m ²]	Průřez náplně dopravního pásu
S_1	[m ²]	Horní průřez náplně dopravního pásu (vrchlík)
S_2	[m ²]	Dolní průřez náplně dopravního pásu (korýtko)
S_N	[m]	Dráha napínání
S_{NS}	[m]	Dráha napínání - konstrukční
S_S	[m ²]	Skutečná plocha průřezu dopravované hmoty
S_t	[m ²]	Teoretický průřez dopravovanou hmotou
T_1	[N]	Tah v dopravním pásu při náběhu na poháněcí buben
T_1'	[N]	Zvětšený tah v dopravním pásu při náběhu na poháněcí buben
T_2	[N]	Tah v dopravním pásu při výběhu z poháněcího bubnu
T_2'	[N]	Zvětšený tah v dopravním pásu při výběhu z poháněcího bubnu
T_3	[N]	Tah v dopravním pásu při náběhu na napínací buben
T_3'	[N]	Zvětšený tah v dopravním pásu při náběhu na napínací buben
T_4	[N]	Tah v dopravním pásu při výběhu z poháněcího bubnu



T_4'	[N]	Zvětšený tah v dopravním pásu při výběhu z napínacího bubnu
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost dopravního pásu
v_0	[m.s ⁻¹]	Složka počáteční rychlosti dopravovaného materiálu ve směru urychlování
$\left(\frac{h}{a}\right)_{DD}$	[-]	Dovolený průvěs pásu mezi stolicemi v dolní větvi dopravníku
$\left(\frac{h}{a}\right)_{DH}$	[-]	Dovolený průvěs pásu mezi stolicemi v horní větvi dopravníku
α	[°]	Sypný úhel dopravované hmoty
φ	[rad]	Úhel opásání na poháněcím bubnu
δ	[°]	Sklon dopravníku
η	[-]	Účinnost pohonu
Θ	[°]	Dynamický sypný úhel dopravované hmoty
Θ_s	[°]	Slehlý sypný úhel dopravovaného materiálu
λ	[°]	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
ξ	[-]	Součinitel zvětšení obvodové síly při rozjezdu dopravníku
μ	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a dopravním pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a dopravním pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi dopravním pásem a čističem dopravního pásu
ρ	[kg.m ⁻³]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
σ	[N.mm ⁻¹]	Dovolené pracovní zatížení pásu

**SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ**

Obr. 1	Schéma pásového dopravníku [13]	11
Obr. 1.1	Schéma tuhého napínacího zařízení [2].....	12
Obr. 1.2	Schéma závažového napínání [2].....	13
Obr. 1.3	Schéma pneumatického napínání [2]	13
Obr. 1.4	Schéma elektrohydraulického napínání [2]	13
Obr. 1.5	Schéma napínání elektrickým zařízením [2]	14
Obr. 2.1	Schéma poháněcího bubnu	15
Obr. 2.2	Nosný váleček [23].....	16
Obr. 2.3	Nosná dvouválečková stolice [23]	16
Obr. 2.4	Vratný váleček [23].....	17
Obr. 2.5	Vratná jednoválečková stolice [23].....	17
Obr. 2.6	Strážný váleček [23].....	18
Obr. 2.7	Dopravní pás s aramidovým vláknem [18].....	18
Obr. 2.8	Prstový spoj dopravního pásu [18].....	19
Obr. 2.9	Čistič dopravního pásu [21].....	19
Obr. 3.1	Výpočetní schéma dopravníku.....	20
Obr. 3.2	Průřez dvouválečkovou stolicí [12].....	21
Obr. 3.3	Průběh sil na poháněcím bubnu	29
Obr. 3.4	Průběh sil na napínacím bubnu	29
Obr. 4.1	Vizualizace napínací stanice	35
Obr. 4.2	Rám	36
Obr. 4.3	Posuvný rám	36
Obr. 4.4	Detail spojení převodovky s posuvným rámem.....	36
Obr. 4.5	Kombinovaná kladka [24]	37
Obr. 4.6	Rozměrové schéma kombinované kladky [24].....	37
Obr. 4.7	Vedení s přírubou	38
Obr. 4.8	Schéma svěrací příruby [24]	38
Obr. 4.9	Napínací buben	39
Obr. 4.10	Schéma napínacího bubnu	39
Obr. 4.11	Tlačná pružina.....	40
Obr. 4.12	Pracovní diagram pružiny [19]	40
Obr. 4.13	Schéma uložení pružiny.....	41
Obr. 4.14	Deska s čepem.....	43
Obr. 4.15	Kardanadaptéry	43
Obr. 4.16	Zdvíhací převodovka – vizualizace uložení.....	43
Obr. 4.17	Schéma kluzného ložiska [15]	44
Obr. 4.18	Spínací kontakty (1-2 NC; 3-4 NO) [13].....	45
Obr. 4.19	Schéma spínače (prodloužený planžr) [13]	45
Obr. 4.20	Klasický válcový koncový spínač [13].....	45



SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tab. 2.1	Rozměry poháněcího bubnu	15
Tab. 2.2	Rozměry nosného válečku	16
Tab. 2.3	Rozměry nosné dvouválečkové stolice	16
Tab. 2.4	Rozměry vratného válečku	17
Tab. 2.5	Rozměry vratné jednoválečkové stolice	17
Tab. 2.6	Parametry strážného válečku	18
Tab. 2.7	Specifikace dopravního pásu	18
Tab. 4.1	Rozměry svěrací příruby	38
Tab. 4.2	Rozměry napínacího bubnu	39
Tab. 4.3	Charakteristika pružiny	40
Tab. 4.4	Vlastnosti použitých kluzných ložisek	44
Tab. 4.5	Tabulka rozměrů použitých ložisek	44
Tab. 4.6	Cenová bilance napínací stanice	46
Tab. 5.1	Přehled vlastností hnědého uhlí	47
Tab. 5.2	Třídící ukazatel zrnitosti	47
Tab. 5.3	Třídící znak sypanosti	48
Tab. 5.4	Třídící znak abrazivnosti	48
Tab. 5.5	Rozbor alternativních materiálů	49



SEZNAM PŘÍLOH

- | | |
|------------------------------------|--------------------------|
| 1. Výkres sestavy napínací stanice | č. výkresu 1-3A10-S1-0-0 |
| 2. Výkres rámu | č. výkresu 2-3A10-S1-1-0 |