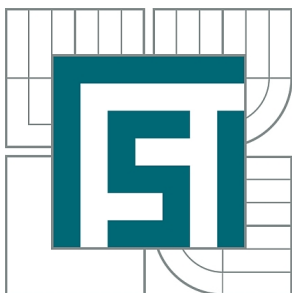


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJÍZDNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

MOBILE BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MIROSLAV SVOBODA

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN JONÁK

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Miroslav Svoboda

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Pojízdný pásový dopravník

v anglickém jazyce:

Mobile Belt Conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh pojízdného šikmého pásového dopravníku,

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 60.000 kg/hod

dopravní výška: do 3,5 m

dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů: 8 m

dopravovaný materiál: drobné kamenivo, zeminy, drobná stavební suť apod.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Jonák

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je návrh pásového dopravníku pro přepravu drobného kameniva, zeminy a drobné stavební sutě s dopravním výkonem 60 t/h, výškovým rozdílem 3,5 m a vzdáleností mezi osami bubnů 8 m. Tato práce obsahuje také popis základních částí pásového dopravníku, funkční výpočty podle normy ČSN ISO 5048, návrh hlavních rozměrů dopravníku a pohonu. Celá práce se skládá z technické zprávy a výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pojízdný pásový dopravník, dopravní pás, válečková stolice, pohon dopravníku, zemina, drobné kamenivo, drobná stavební suť, funkční výpočet

ABSTRACT

The aim of this work is to design belt conveyor to transport tiny aggregate, soil and small rubble and performance 60 t/h, 3.5 meters height difference and the distance between the axis of drums 8 meters. This work also contains a description of the basic parts of the conveyor, functional analysis according to ISO 5048 and the design of the main dimensions of the conveyor and conveyor drive. This thesis consists of the technical reports and drawings.

KEYWORDS

Mobile belt conveyor, conveyor belt, idler, drive of conveyor, soil, tiny aggregate performance, small rubble, functional calculation



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVOBODA, M. *Pojízdný pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Jonáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2014

.....

Miroslav Svoboda



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Martinu Jonákovi za vedení bakalářské práce, odborné konzultace a cenné rady, které mi při tvorbě práce pomohly.



OBSAH

Úvod	11
1 Pásový dopravník	12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
1.2 Popis pásového dopravníku.....	13
2 Hlavní části pásového dopravníku.....	13
2.1 Dopravní pás	13
2.2 Válečkové stolice	15
2.3 Válečky.....	16
2.4 Pohon.....	17
2.4.1 Hnací bubny.....	17
2.5 Stěrač pásu.....	18
2.6 Napínání pásu.....	18
2.7 Násypka.....	19
2.8 Rám pojízdného dopravníku	19
3 Návrh pásového dopravníku a funkční výpočty	19
3.1 Zadání.....	19
3.2 Úhel sklonu dopravníku	20
3.3 Volba jmenovité dopravní rychlosti pásu.....	20
3.4 Sypný úhel a hmotnost materiálu	21
3.5 Volba válečkových stolic a válečků	23
3.6 Pohybové odpory pásového dopravníku	24
3.7 Obvodová hnací síla	28
3.8 Potřebný výkon	28
3.9 Síly v pásu	30
3.10 Kontrola průvěsu pásu	30
3.11 Síly v pásu	31
4 Návrhový výpočet napínacího mechanismu.....	32
4.1 návrh průměru závitové tyče	32
4.2 Výpočet trvanlivosti ložiska.....	33
5 Pevnostní výpočet konstrukce	34
5.1 Zjednodušená konstrukce.....	34
5.1.1 Síla zatížení v místě válečkové stolice F_{Va}	35
5.1.2 Síla zatížení v místě hnacího bubnu	35
5.1.3 Síla zatížení v místě hnaného bubnu	36
5.1.4 Rovnice statické rovnováhy.....	36



5.1.5	Průběh ohybového momentu v n-tém úseku	36
5.2	Kompletní zatížení konstrukce.....	38
5.3	Kontrola bezpečnosti rámu vzhledem k mezi kluzu	39
5.4	Kontrola pojezdu	40
5.4.1	Kontrola maximální bezpečnosti na jedno kolo	40
Závěr.....		41
Seznam použitých zkratk a symbolů		44
Seznam příloh		47



ÚVOD

Pásový dopravník je zařízení sloužící ke kontinuální dopravě sypkých, zrnitých, vláknitých látek, případně kusového zboží a to jak ve vodorovném, tak i šikmém směru [1]. Je nevhodný pro dopravu příliš lepkavých nebo abrazivních materiálů. Jeho konstrukce je vhodná pro použití v různých odvětvích zemědělství a průmyslu [1].

Pásové dopravníky mohou být použity pro přepravu materiálu v členitém terénu, dají se opakovaně prodloužit a umožňují nasypávat materiál i z vícero míst trasy. V některých povrchových dolech jsou dopravníky dlouhé tisíce metrů. [6]

Hlavní přednosti, oproti jiným zařízením pro přepravu materiálu, jsou například vysoká rychlost dopravy a dopravní výkon, plynulost přepravy, ekonomicky hospodárny provoz, hlukem nezátěžující chod, šetrnost vůči životnímu prostředí a nízké nároky na údržbu. Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější a nejpoužívanější prostředky pro přepravu. [1]



Obr. 1 Pojízdný pásový dopravník [11]



1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pásové dopravníky mohou být rozděleny do několika kategorií uvedených níže. Rozdělení provedeno dle [1].

ROZDĚLENÍ PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s celogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva
- dopravníky s gumovým pásem nebo pásem z PVC

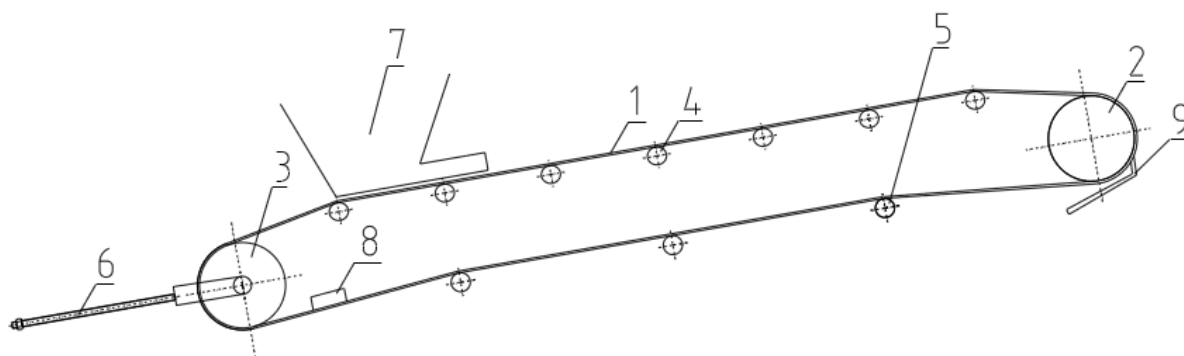
ROZDĚLENÍ PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

- dopravníky šikmé
- dopravníky vodorovné
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované (např. s dvojí změnou směru - kombinace konkávního a konvexního)

PODLE PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

- dopravníky stabilní - ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné - pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- dopravníky přestavitelné - podobné jako stabilní - vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech

1.2 POPIS PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 2 Schéma pásového dopravníku: 1 – dopravní pás, 2 – hnací buben, 3 – vratný buben, 4 – válečky nosné větve, 5 – válečky vratné větve, 6 – napínací zařízení, 7 – násypka, 8 – vnitřní stěrač, 9 – vnější stěrač [3]

2 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jednou z nejdůležitějších součástí pásového dopravníku a z tohoto důvodu jsou na něj obecně kladeny vysoké nároky a specifické požadavky. Dopravní pás se skládá z tažné a nosné částí [1]. Nosné části pásu jsou tvořené textilními vložkami z bavlny, polyamidu, perlonu, ocelových lan, příp. z jejich kombinací a jsou oboustranně chráněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji [1, 4].

Textilní vložky jsou vzájemně spojené tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní vrstva má za úkol chránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případným jiným mechanickým poškozením, dolní krycí vrstva ji chrání před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů, boční vrstvy před odíráním vodícími lištami nebo strážními válečky. [1]

Gumový pás s kostrou tvořenou ocelovými lanky je speciálně určen pro práci v těžkých podmínkách na dopravnících s velkým výkonem [3], popř. s velkým výškovým rozdílem [4]. Kostra je tvořena vysokopevnostními ocelovými stejnosměrnými pozinkovanými lanky, které jsou uloženy v jedné rovině a přenášejí tah v podélné ose pásu [3].

PODLE KONSTRUKCE MOHOU BÝT PÁSY

- kryté, jejichž textilní kostra je kryta ochrannými vrstvami gumy ze všech stran
- řezané, vybavené pouze horní a dolní vrstvou gumy
- nekryté, bez ochranných vrstev měkké gumy

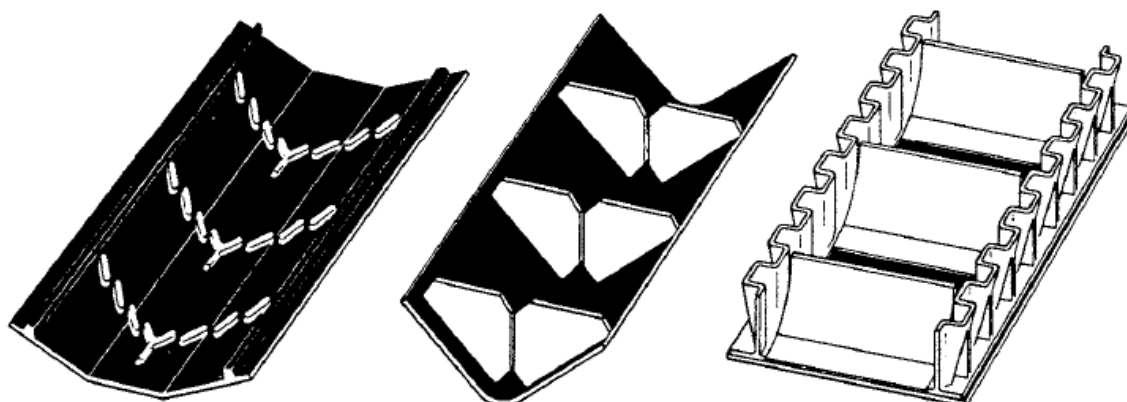


Obr. 3 Pásový dopravník s příčnými profily [10]

U kratších dopravníků jsou vyráběny pásy buďto celistvé, nebo nespojované [1]. Celistvé pásy jsou již při výrobě spojené vulkanizací na předepsanou délku. U nespojovaných se volné konce spojují za tepla, studena nebo za použití mechanického spoje [1, 4]. Spojení se provádí až při montáži dopravníku. Před spojením se textilní vložky pilovitě seříznou tak, aby spoje jednotlivých vložek byly vzájemně posunuty. Mechanické spojení přichází v úvahu pouze u méně namáhaných pásů, protože je schopno přenést maximálně 70 % jeho pevnosti [1].

U šikmých dopravníků, se sklonem větším než je sypný úhel materiálu, je vhodné použít dopravní pásy s tzv. lopatkami či žebry, viz obr. 4. Ty mohou mít buď rovný, nebo šípový profil. Strany pásu mohou být opatřeny vlnovcem, který zabraňuje pádu dopravovaného materiálu z pásu, čímž zvyšují bezpečnost a efektivitu provozu transportéru na úkor vyšší ceny pásu. [1]

Rozteč žebér je třeba brát v úvahu podle sypného úhlu dopravovaného materiálu a sklonu dopravníku tak, aby se pásu náležitě využilo [3].



Obr. 4 Různé typy dopravních pásů pro strmou dopravu [3]



2.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE

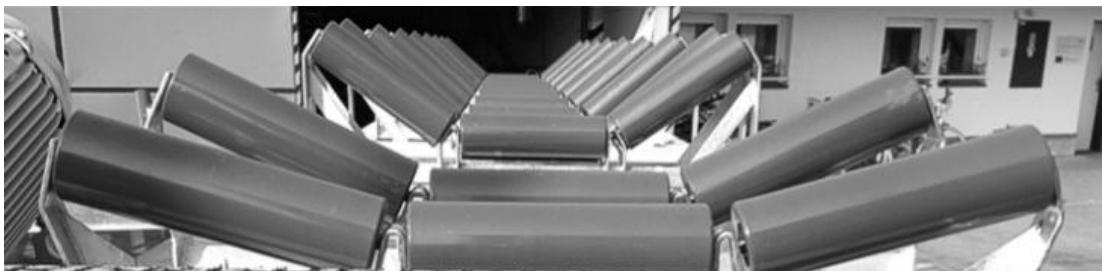
Do válečkových stolic se vkládají válečky. Jejich funkcí je podpírat horní větev pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev. Válečky v horní větvi bývají rozmístěny s menšími roztečemi, protože zde pás nese dopravovaný materiál [1].

Ve spodní větvi není zapotřebí tolika válečků jako ve větvi horní, válečky zde pouze brání průhybu pásu. Válečkové stolice jsou upevněny na konstrukci dopravníku buď za pomoci držáků, nebo rozebíratelných spojů anebo nerozebíratelných spojů. [4]

Pás běžící po nosných válečcích má tendenci vybočovat do stran. Je to způsobeno nepřesným spojením konců pásu, nepřesnou montáží válečků, což se projevuje odchylkami jejich os od směru kolmého na směr pohybu. Dalšími příčinami šikmého chodu pásu je jeho nerovnoměrné zatížení, příčné síly na přesypech atd. U krátkých dopravníků se k příčnému vedení pásu užívají tzv. strážné válečky, jež jsou instalovány v pravidelných roztečích po obou stranách pásu. [1]

TYPY VÁLEČKOVÝCH STOLIC

- Jednoválečkové
- Dvouválečkové
- Tříválečkové
- Víceválečkové
- Girlandové



Obr. 5 Tříválečkové stolice [22]

Jednoválečkové stolice se používají zpravidla ve vratné větvi pásového dopravníku. V nosné větvi pásového dopravníku bývají použity při malých dopravních množstvích či v kusové přepravě. [1]

Ostatní stolice slouží především k dopravě větších množství sypkého materiálu. Skládají se ze dvou, tří či více válečků a jsou použity zásadně v nosné větvi dopravníku. Vnější válečky jsou vzhledem k horizontální rovině skloněny o 20°, 30°, 35°, případně i více. Zvětšení sklonu ovlivňuje zejména zvýšení příčného průřezu materiálu na pásu. [1]



Jsou patrné tendence k přechodu na vyšší úhly bočních válečků a k používání girlandových válečkových stolic (Obr. 6), které se vyznačují zejména dobrým podepřením pásu[1]. Girlandová stolice má na ocelovém laně, otočně zavěšeném na rámu dopravníku, pevné nasazené nosné kladky, které se za chodu společně s lanem otáčejí. Lano má životnost až 600 milionů otáček [1]. Výhodou girlandové stolice ve srovnání se stolicemi standardními je menší hmotnost, menší počet ložisek a menší opotřebení rámu. Značnou nevýhodou je však až dvojnásobný odpor proti otáčení [1].



Obr. 6 Girlandová válečková stolice [9]

2.3 VÁLEČKY

Válečky podírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním vytvářejí požadovaný ložný průřez. Patří k důležitým částem dopravníkového pásu a mají značný vliv na velikosti pasivních odporů. Jsou na ně kladeny různé požadavky, např. je to snaha o co nejmenší odpor vůči otáčení, co nejnižší hmotnost, jednoduchá konstrukce, odolnost proti vnikání nečistot a tím pádem i nenáročnost na údržbu. [1, 4]

ROZDĚLENÍ VÁLEČKŮ PODLE KONSTRUKCE DLE [1]

- Válečky s pevnou osou
- Válečky s čepy ve víku

Válečky s pevnou osou jsou snadno vyměnitelné, mají nižší odpory proti pohybu. Nevýhodou je ale jejich vyšší hmotnost a tím pádem i vyšší cena. Další nevýhodou jsou vyšší rychlosti kuliček v ložisku, což způsobuje jejich nižší životnost. Pro větší šířku pásů jsou vhodnější válečky s čepy ve víku. Jsou lehčí a tedy i levnější. Nevýhodou je však požadavek poměrně náročné montáže za účelem přesného uložení víček. [1]



2.4 POHON

Pohon bývá realizován elektromotorem společně s užitím převodovky, spojky, brzdy a hnacího bubnu. Pro pohon malých a středních pásových dopravníků s výkony do 100 kW se nejčastěji užívají třífázové asynchronní motory s kotvou nakrátko a pružné spojky mezi jednotlivými částmi hnacího mechanismu. [1]

Ve snaze maximálně snížit proudový ráz při zapnutí elektromotoru, zařazují se občas rozběhové spojky, které uskuteční silové spojení motoru s bubnem až při větším počtu otáček motoru. Pro výkony větší než 100 kW je nutné používat asynchronní motory s kotvou kroužkovou a odporovými spouštěči. [4]

Pojízdné dopravníky pracující v místech bez přístupu elektřiny bývají poháněny malými spalovacími motory, přičemž volba a použití jednotlivých prvků poháněcí stanice závisí na typu dopravníku [1].

2.4.1 HNACÍ BUBNY

Hnací buben dopravníku přenáší výkon z motoru na pás. Hnací bubny jsou buď lité, nebo svařované. Povrchy hnacích bubnů bývají pogumovány, a případně i opatřeny vzorkem, pro zabezpečení přenosu potřebných obvodových sil na pás. [1]

Hnací bubny mohou být tvořeny válcem, který je poháněn elektromotorem umístěným mimo samotný buben a výkon je na něj přenášén pomocí převodového ústrojí. Druhá možnost je použití bubnového motoru (elektrobubnu), viz obr. 7, kde hnací buben a motor tvoří jeden kompaktní celek. [4]



Obr. 7 Elektrobuben [11]



2.5 STĚRAČ PÁSU

Z hlediska bezporuchového provozu pásových dopravníků má rozhodující význam čištění vlastního pásu od přilepeného materiálu. Zejména ve vratné větvi se po podpěrných válečkách odvaluje strana pásu, na které se předtím nacházel dopravovaný materiál. Zbytky materiálu, které ulpěly na pásu, se nalepují na válečky, tam zatvrdnou a způsobují sbíhání pásu do strany. [4]



Obr. 8 Stěrač pásu [12]

2.6 NAPÍNÁNÍ PÁSU

Napínací zařízení je potřebné k vytvoření napínací síly, která je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Podle druhu a způsobu vyvození síly lze napínací zařízení rozdělit na tuhá napínací zařízení, samočinná napínací zařízení se závažím a samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení. [1]

Druhy napínacích zařízení dle [1,3] :

- Tuhá napínací zařízení
- Napínací zařízení se závažím
- Pneumatická, elektrická či elektrohydraulická napínací zařízení

TUHÁ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Používají se zejména pro kratší dopravníky do 30 m a u dopravníků s pásy s vložkami z ocelových lan [4]. Jako napínací buben se většinou používá vratný buben uložený na saních. Ten změnou své polohy vyvozuje napínací sílu pásu. Posuv bubnu se provádí buď napínákem s lanem, nebo napínacími šrouby. Napínání je nutno provádět po obou stranách pásu rovnoměrně tak, aby se vratný buben nedostal do šikmé polohy a nezpůsobil sbíhání pásu. [1]



NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ SE ZÁVAŽÍM

Napínání pomocí závaží zaručuje stálou napínací sílu. Je účelné napínat pás v místech nejmenšího tahu pásu, aby napínací závaží bylo co nejmenší. Při napínání závažím je zejména u šikmých dopravníků vhodné provádět napínání pásu pomocí tzv. smyčky. [4]

PNEUMATICKÁ, ELEKTRONICKÁ ČI HYDRAULICKÁ NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Tyto systémy se používají pro nejdelší pásové dopravníky. Jsou schopny vyvodit největší tahovou sílu a dle potřeby ji automaticky regulovat. Nevýhodou je však cena řádově vyšší než u ostatních způsobů napínání. [1]

2.7 NÁSYPKA

Násypka slouží k usměrnění příchozího materiálu na pásový dopravník. Usnadňuje sypání materiálu na pás, materiál rovnoměrně rozkládá po celé šířce pásu. Dle potřeby mohou být pod násypkou válečkové stolice umístěny s menšími roztečemi. [1]

Násypka bývá většinou umístěna za hnaným bubnem, kde je buď přidělána napevno, nebo uchycena odnímatelně. Násypka může být opatřena regulací objemového průtoku materiálu [4].

2.8 RÁM POJÍZDNÉHO DOPRAVNÍKU

U konstrukce rámu pásových dopravníků se používají dva typy:

- Příhradové konstrukce
- Plnostěnné konstrukce

3 NÁVRH PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU A FUNKČNÍ VÝPOČTY

3.1 ZADÁNÍ

Hlavní technické parametry:

- Dopravní výkon: 60 000 kg/hod
- Dopravní výška: do 3,5 m
- Dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů): 8 m
- Dopravovaný materiál: drobné kamenivo, zeminy, drobná stavební suť apod.



3.2 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{3,5}{8}$$

$$\delta = 26^\circ$$

kde:

H [m] dopravní výška dopravníku, viz zadání 3.1

L [m] dopravní délka dopravníku, viz zadání 3.1

3.3 VOLBA JMENOVITÉ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI PÁSU

$$v = \frac{Q_z}{3\,600 \cdot \rho_s \cdot S} \quad (2)$$

$$v = \frac{60\,000}{3\,600 \cdot 1\,800 \cdot 0,009}$$

$$v = 1,029 \, m \cdot s^{-1}$$

Přesná rychlost zvolena $1,1 \, m \cdot s^{-1}$.

kde:

S [m²] průřez, voleno dle ([1] , str. 151, tab. 8.4)

Q_z [kg · hod⁻¹] dopravní výkon, dle zadání

V [m · s⁻¹] rychlost dopravního pásu

ρ [kg · m⁻³] objemová sypná hmotnost, dle ([1] , str. 151)

3.4 SYPNÝ ÚHEL A HMOTNOST MATERIÁLU

Parametry dopravního materiálu dle [3]:

Tab. 1 parametry materiálu

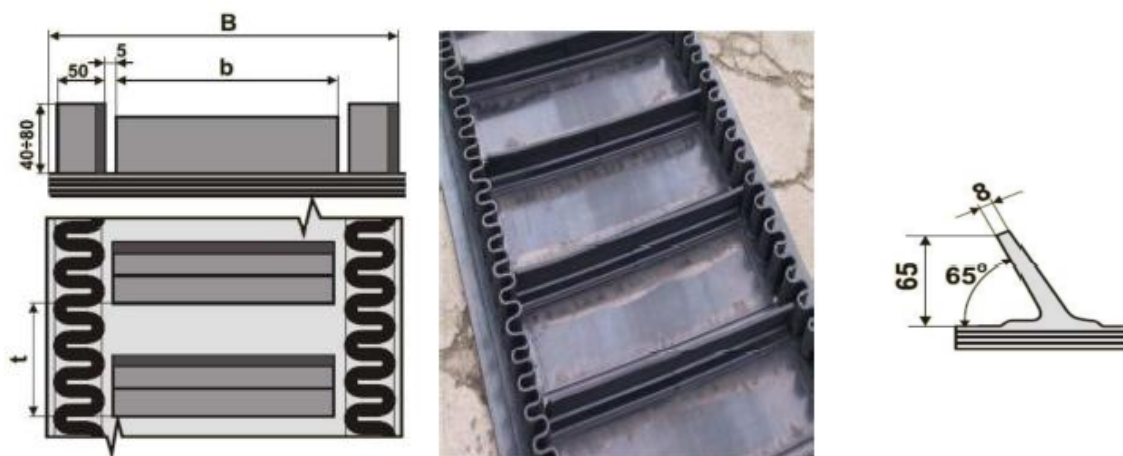
Materiál	Dynamický sypný úhel θ [°]	Sypná hmotnost ρ_s [kg/m ³]
Drobné kamenivo	15	1 800
Zemina	20	1 200
Drobná stavební suť	15	1 500

Výpočty potřebné k návrhu a volbě jednotlivých částí byly provedeny v programu Mathcad. Volba byla provedena podle materiálu s největší sypnou hmotností, tj. drobné kamenivo. Funkční výpočty byly provedeny i pro ostatní materiály, avšak vzhledem k jejich výsledným hodnotám, již tyto neměli vliv na volbu jednotlivých částí dopravníku.

VOLBA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Při výběru dopravníkového pásu od různých firem byly srovnány zejména základní vlastnosti a požadavky pro dopravníkový pás. V úvahu byla i cena produktu.

Byl zvolen dopravníkový pás od firmy Flexco, s.r.o. Pás bude spojen pomocí mechanických spojek Flexco. Jedná se o otěru-vzdorný pás z gumy styren butadienu. Vhodný je pro dopravu sypkých a kusovitých materiálů. Za normálních podmínek se otěr (abraze) pohybuje do 200 cm². [8]



Obr. 9 Dopravníkový pás [9]



Tab. 2 Parametry pásu, převzato [9]

B[mm]	b [mm]	t [mm]	Pevnost v tahu σ [MPa]	Maximální úhel sklonu
480	400	160	10	60°

Minimální průměr bubnu je 400 mm.

SOUČINITEL KOREKCE PRŮŘEZU VRCHLÍKU NÁPLNĚ

k [-] Pás je vybaven opěrkami, součinitel korekce je tedy roven 1.

LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b_l = \sqrt{\frac{6 \cdot 0,009}{\tan(\theta)}} \quad (3)$$

$$b_l = \sqrt{\frac{6 \cdot 0,009}{\tan(22,5^\circ)}}$$

$$b_l = 0,361\text{m}$$

VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA

$$b_v = 0,9 \cdot b - 0,055 \quad (4)$$

$$b_v = 0,9 \cdot 0,4 - 0,055$$

$$b_v = 0,305\text{m}$$

NEJVĚTŠÍ OBJEMOVÝ VÝKON PÁSU DOPRAVNÍKU

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (5)$$

$$I_v = 0,009 \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$I_v = 0,0099 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$



NEJVĚTŠÍ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_v \cdot \rho \quad (6)$$

$$I_m = 0,009\,9 \cdot 1\,800$$

$$I_m = 17,82 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

KONTROLA HMOTNOSTNÍHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$Q = 3\,600 \cdot I_v \cdot \rho \quad (7)$$

$$Q = 3\,600 \cdot 0,009\,9 \cdot 1\,800$$

$$Q = 64\,150 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Tab. 3 Dopravované množství pro všechny materiály

Dopravované množství Q [kg/h]		
Drobné kamenivo	Zemina	Drobná stavební suť
64,15	42,77	53,46

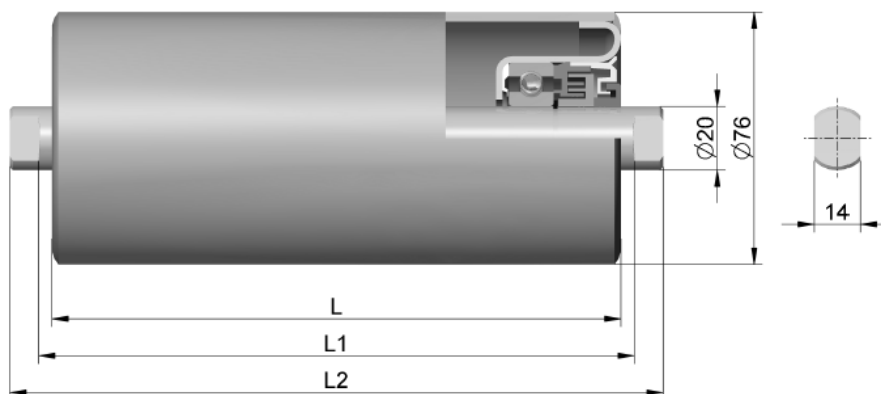
$$Q > Q_z$$

Q_z je zadaný dopravní výkon, viz 3.1, z čehož můžeme usoudit, že vypočtená dopravní množství vyhovují podmínce zadání.

3.5 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ

Menší dopravní výkon a nižší rychlost klade i menší nároky na podepření pásu. Válečkové stolice nosné větve jsou zvoleny od firmy Všekov, spol. s.r.o., jedná se o jednoválečkové stolice se základním ochranným nátěrem [23]. Válečky horní nosné větve jsou zvoleny od firmy Transroll - Cz, a.s. [24].

V případě nosné větve se jedná o válečky hladké s pláštěm z ocelové trubky o síle stěny 3 mm, čela tažena z ocelového plechu svařena s pláštěm, kuličkovými ložisky 6204 C3 a dvoustupňové labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou. Na povrch válečků je použit polyesterový práškový lak RAL 1003 [24].



Obr. 10 Váleček nosné větve [24]

Tab. 4 Parametry nosného válečku, převzato [24]

Označení	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rot. dílů [kg]	Hmotnost celková [kg]
3-20034-00167	500	508	546	3,1	4,5

Na podepření spodní větve bude použit držák – UB1od firmy GTK, spol. s.r.o. K objednavce budou speciální požadavky, a to větší vzdálenost osy otáčení válečku od rámu dopravníku.

K připevňování všech válečkových stolic k rámu budou použity šrouby M14x25 DIN 933 s šestihrannou hlavou a matice DIN 934 M14 [18]. Pod každou hlavu šroubu a každou matici bude použita plochá podložka DIN 125A M14 [19].

3.6 POHYBOVÉ ODPORY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Celkový pohybový odpor pásového dopravníku sestává z jednotlivých odporů, které lze rozdělit do následujících pěti skupin [3].

- Hlavní odpory F_H
- Vedlejší odpory F_N
- Přídavné hlavní odpory F_{S1}
- Přídavné vedlejší odpory F_{S2}
- Odpor překonání dopravní výšky F_{St}

VÝPOČET HLAVNÍCH ODPORŮ

Tyto odpory zahrnují rotační odpory válečků v horní a dolní větvi vznikající třením v ložiskách a těsnění válečků a odpory způsobené zamačkáváním válečků do pásu a opakovaným ohybem dopravního pásu s přepravovanou hmotou. [2]

**GLOBÁLNÍ SOUČINITEL TŘENÍ**

$f = 0,02$ zvoleno dle [2]

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDNOM METRU HORNÍ VĚTVĚ

$$q_{RO} = \frac{q_1 \cdot p_1}{L} \quad (8)$$

$$q_{RO} = \frac{3,1 \cdot 10}{8}$$

$$q_{RO} = 3,875 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

q_1 [kg] hmotnost rotující části jednoho válečku na horní větvi, tab. 3

p_1 [-] počet válečkových stolic horní větve na celý dopravník; válečky jsem rozmístil po 793 mm, na zaplnění celé trasy jich bude potřeba 10

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDNOM METRU DOLNÍ VĚTVĚ

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L} \quad (9)$$

$$q_{RU} = \frac{3,1 \cdot 3}{8}$$

$$q_{RU} = 1,425 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

q_2 [kg] hmotnost rotující části jednoho válečku na dolní větvi, $q_2 = 3,8\text{kg}$

p_2 [-] počet válečkových stolic dolní větve na celý dopravník; válečky jsem rozmístil po 2180 mm, na zaplnění celé trasy budou potřeba 3

HMOTNOST 1 M DOPRAVNÍHO PÁSU

$q_b = 4,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ údaje dané výrobcem

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 M DOPRAVNÍ TRASY

$$q_g = \frac{I_m}{v} \quad (10)$$

$$q_g = \frac{17,82}{1,1}$$

$$q_g = 16,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_b + q_g) \cdot \cos \delta] \quad (11)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 8 \cdot 9,81 \cdot [3,875 + 1,425 + (2 \cdot 4,5 + 16,2) \cdot \cos 26^\circ]$$

$$F_H = 66,701 \text{ N}$$

VÝPOČET VEDLEJŠÍCH ODPORŮ

Tyto odpory zahrnují odpory tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty a odpor tření o boční stěny násypky v místě nakládání, odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu a odpor ohybu pásu na bubnech. [2]

ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A URYCHLOVÁNÍ

$$F_{ba} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (12)$$

$$F_{ba} = 0,009 \text{ 9} \cdot 1 \text{ 800} \cdot (1,25 - 0)$$

$$F_{ba} = 19,602 \text{ N}$$

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot I_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (13)$$

$$F_f = \frac{0,7 \cdot 0,009 \text{ 9}^2 \cdot 1 \text{ 800} \cdot 9,81 \cdot 0,25}{\left(\frac{1,1+0}{2}\right)^2 \cdot 0,361^2}$$

$$F_f = 4,968 \text{ N}$$

$$I_{b,min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \quad (14)$$

$$I_{b,min} = \frac{1,1^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7}$$

$$I_{b,min} = 0,088 \quad \text{volím } I_b = 0,25$$

kde:

μ [-] zvoleno dle tabulky [1], $\mu = 0,7$

$I_{b,min}$ [-] minimální urychlovací délka

**ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH**

$$F_0 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_p}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_v} \quad (15)$$

$$F_0 = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{4\,000}{0,4} \right) \cdot \frac{0,010\,8}{0,4}$$

$$F_0 = 23,33\text{N}$$

kde:

D_v [m] zvolený průměr vratného bubnu $D_v = 0,4$ m

F_p [N] zvolený možný průměrný tah v pásu

ODPOR V LOŽISKÁCH HNANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_{22}}{D_v} \cdot F_T \quad (16)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,02}{0,4} \cdot 4\,000$$

$$F_t = 1\text{N}$$

kde:

d_{22} [mm] průměr hřídele v ložisku bubnu

F_T [N] zvolený možný vektorový součet tahů v pásu

GLOBÁLNÍ SOUČINITEL TŘENÍ

$f = 0,02$ zvoleno dle [2]

$$F_N = F_{ba} + F_f + F_0 + F_t \quad (17)$$

$$F_N = 19,602 + 4,968 + 23,33 + 1$$

$$F_N = 49,9\text{ N}$$

PŘÍDAVNÝ HLAVNÍ ODPOR F_{S1} , PŘÍDAVNÝ VEDLEJŠÍ ODPOR F_{S2}

$$F_{S1} = 0\text{ N}$$

$$F_{S2} = 0\text{ N}$$



U dopravníku se nevyskytují válečky vychýleny ve směru pohybu pásu ani není použito boční vedení po celé délce dopravníku, dopravník nemá přídavné hlavní odpory.

ODPOR PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Tento odpor je způsoben zdviháním nebo klesáním dopravované hmoty u skloněných dopravníků. [2]

$$F_{St} = q_g \cdot H \cdot g \quad (18)$$

$$F_{St} = 16,2 \cdot 3,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 556,227 \text{ N}$$

3.7 OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1,2} + F_{St} \quad (19)$$

$$F_U = 66,701 + 49,9 + 0 + 556,227$$

$$F_U = 671,828 \text{ N}$$

3.8 POTŘEBNÝ VÝKON

POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (20)$$

$$P_A = 671,828 \cdot 1,1$$

$$P_A = 739,01 \text{ W}$$

POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (21)$$

$$P_M = \frac{739,01}{0,9}$$

$$P_M = 821,123 \text{ W}$$

kde:

η [-] zvoleno, účinnost převodů



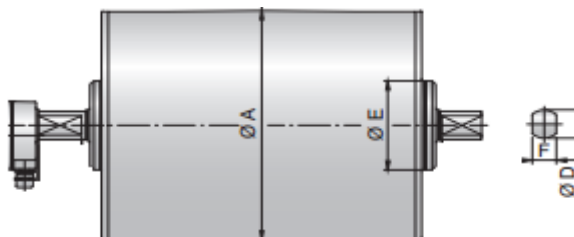
Tab. 5 Provozní výkon

Provozní výkon [W]		
Drobné kamenivo	Zemina	Drobná stavební suť
821,123	567,337	693,505

VOLBA HNACÍHO BUBNU

Při volbě poháněcí stanice byl kladen důraz na bezúdržbový provoz, na vysokou odolnost poháněcí stanice proti prашnému prostředí, dále bylo třeba zvážit minimální vhodnou velikost bubnu vzhledem k použitému pásu.

Byl zvolen hnací buben od firmy Rulmeca [8].



Obr. 11 Zvolený elektrobuben [8]

Tab. 6 Parametry elektrobubnu [8]

Průměr [mm]	V provedení	Výkon [kW]	Šíře [mm]	Rychlost [m/s]
400	Lehkém, stř. těžkém a těžkém	2,2	550	0,16 - 3,15

Hnaný buben byl zvolen od firmy GTK, spol. s.r.o., který má stejné parametry jako hnací buben [22].



3.9 SÍLY V PÁSU

ROZBĚHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{U \max} = F_U \cdot \xi \quad (22)$$

$$F_{U \max} = 671,828 \cdot 1,5$$

$$F_{U \max} = 1\,007,742 \text{ N}$$

kde:

ξ [-] součinitel zahrnující skutečnost, že obvodová síla je při rozběhu zařízení větší než při ustáleném chodu [2]

PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Pro správný přenos obvodové síly na pás je nutno udržovat tahovou sílu v dolní větvi na určité úrovni.

$$F_{2 \min} \geq F_{U \max} \cdot \frac{1}{e^{\varphi \mu_2 - 1}} \quad (23)$$

$$F_{2 \min} \geq 1\,008 \cdot \frac{1}{e^{\pi \cdot 0,4 - 1}}$$

$$F_{2 \min} \geq 401 \text{ N}$$

kde:

μ_2 [-] součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, zvoleno dle tabulky [2]

3.10 KONTROLA PRŮVĚSU PÁSU

POTŘEBNÁ SÍLA PRO DOVOLENÝ PRŮVĚS PÁSU V NOSNÉ VĚTVI

$$F_{\min h} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G \cdot \cos(\delta)) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (24)$$

$$F_{\min h} \geq \frac{0,727 \cdot (4,5 + 16,2 \cdot \cos(26^\circ)) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{\min h} \geq 1\,416 \text{ N}$$

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ největší dovolený relativní průvřes pásu. Podle [2] se pohybuje v rozmezí 0,005 - 0,02. Pro výpočet je zvoleno 0,012.



POTŘEBNÁ SÍLA PRO DOVOLENÝ PRŮVĚŠ PÁSU V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{\min d} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (25)$$

$$F_{\min d} \geq \frac{2 \cdot 4,5 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{\min d} \geq 919,68 \text{ N}$$

3.11 SÍLY V PÁSU

Tahové síly v pásu se mění po celé jeho délce. Jejich velikost závisí na trase pásového dopravníku, počtu a uspořádání poháněcích bubnů, charakteristikách hnacích a brzdových systémů, druhu uspořádání napínacích zařízení pásu, či případu zatížení dopravníku, tj. rozběhu, ustáleném provozu, brzdění a velikosti naplnění dopravníku. [2]

SÍLA V HORNÍ NOSNÉ VĚTVI

$$F_1 \approx F_U \cdot \xi \left(\frac{1}{e^{\varphi \mu_2 - 1}} + 1 \right) \quad (26)$$

$$F_1 \approx 671,828 \cdot 1,5 \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi - 1}} + 1 \right)$$

$$F_1 \approx 1\,409 \text{ N}$$

Tab. 7 Maximální síla v pásu

Největší tahová síla v pásu [N]		
Drobné kamenivo	Zemina	Drobná stavební suť
1 409	973	1 190

VÝPOČET MAXIMÁLNÍ DOVOLENÉ SÍLY V PÁSU

$$F_{dov} = \sigma_p \cdot S \quad (27)$$

$$F_{dov} = 10^7 \cdot 0,004\,8$$

$$F_{dov} = 48\,000 \text{ N}$$



kde:

σ_p [MPa] maximální dovolené napětí v tahu na pás, viz tab. 2

VÝPOČET BEZPEČNOSTI V PÁSU

$$k_p \approx \frac{F_{dov}}{F_{max}} \quad (28)$$

$$k_p \approx \frac{48\,000}{1\,409}$$

$$k_p \approx 34$$

PRŮMĚRNÝ TAH PÁSU NA BUBEN

$$F = F_1 + F_2 \quad (29)$$

$$F = 1\,409 + 401$$

$$F = 1\,810\, N$$

4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET NAPÍNACÍHO MECHANISMU

Pro toto zadání bylo zvoleno tuhé napínací zařízení, pomocí pohybových šroubů. Vratný buben je uložen v saních, kde na něj budou tahem působit dva šrouby. Ty jsou navrženy s ohledem k daným požadavkům. Celé napínací zařízení bude uloženo v rámu dopravníku tak aby nedošlo k jeho případnému poškození vnějšími vlivy.

4.1 NÁVRH PRŮMĚRU ZÁVITOVÉ TYČE

$$F_{krit} = \frac{F}{2} \cdot k_n \quad (30)$$

$$F_{krit} = \frac{1\,810}{2} \cdot 4$$

$$F_{krit} = 3\,619\, N$$

kde:

k_n součinitel bezpečnosti pro závitovou tyč



$$d_z \geq \left(\frac{64 \cdot F_{krit} \cdot l_z^2}{\pi^3 \cdot c \cdot E} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (31)$$

$$d_z \geq \left(\frac{64 \cdot 36190,5^2}{\pi^3 \cdot E} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$d_z \geq 9,7 \text{ mm}$$

kde:

l_z maximální zdvihová výška závitového šroubu

E modul pružnosti v tahu pro ocel

Byla zvolena závitová tyč s metrickým závitem M18x4 DIN 975–4.8 [13]. Závitová tyč bude použita spolu s ložiskovým tělesem UCT 205 od firmy Matis industrial components [14]. Závitová tyč bude v ložiskovém tělese zasunuta v čtvercové matici vyrobená z pásoviny, opatřená dírou se závitem, z druhé strany ložiskového tělesa bude tyč pojištěna kontramaticí D7967 M18. [16] Na této tyči bude použita šestihranná matice, jejímž utahováním bude dosaženo napnutí pásu. [15]. Pod matice bude umístěna podložka M24 DIN 125 Zn [17].

Ložiskové těleso má tyto parametry[14]:

Tab. 8 Parametry ložiskového tělesa [14]

Hmotnost [kg]	Dynamická únosnost C [kN]	Statická únosnost [kN]
0,82	13,3	7,5

4.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Výpočet proveden dle [5]:

$$P_D = \frac{F}{2} \quad (32)$$

$$P_D = \frac{1802}{2}$$

$$P_D = 904,8 \text{ N}$$



$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_D}\right)^p \quad (33)$$

$$L_{10} = \left(\frac{13,3 \cdot 10^3}{904,8}\right)^3$$

$$L_{10} = 3,176 \cdot 10^9 \text{ cyklů}$$

Při rychlosti navržené pro tento dopravník činí trvanlivost ložiska asi $20 \cdot 10^5$ hodin.

kde:

p exponent rovnice trvanlivosti

P_D ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

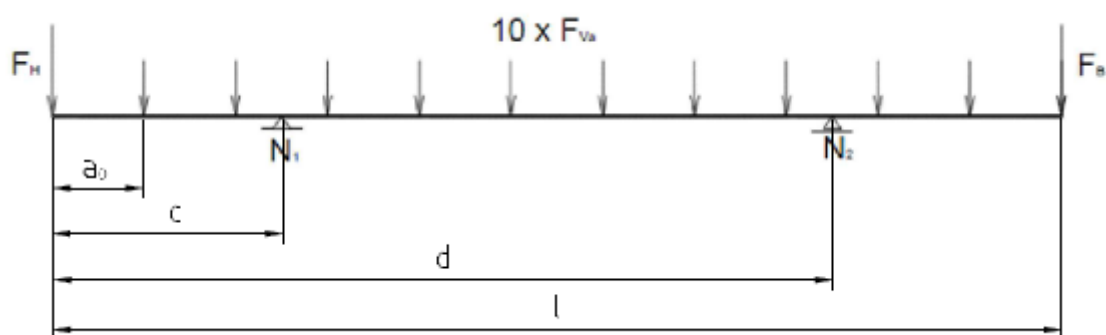
Ložiskové těleso bude zasunuto do saní, které budou vytvořeny přivařením dvou lišt z ocele 11 373 na dva hranoly obdélníkového průřezu ze stejného materiálu. Tyto saně budou vloženy do otvoru vytvořeného v rámu dopravníku. Saně budou k rámu přivařeny. Rám bude vybaven dvěma napínacími zařízeními, z nichž jedno bude na levé a druhé na pravé straně dopravníku.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET KONSTRUKCE

Konstrukce rámu se skládá ze dvou tyčí o délce 9,2 m průřezu DIN 1026-1, U140 válcovaných za tepla. Do těchto dvou U profilů budou zasunuty dvě tyče DIN 1026-1, U120 o délce 0,694 m, tyto profily budou spojeny svarem. Na obě vnější strany rámu budou přivařena nosná ramena, která budou rám spojit s pojezdem dopravníku. Tato ramena spolu budou svírat úhel 82° a budou spojena svarem jak s rámem, tak s pojezdem, na ramena bude použit profil DIN 1026-1, U120. Na rám bude dále přivařena pata, která bude zaručovat stabilitu dopravníku, na patu bude použit profil DIN 1026-1, U140. U všech tyčí se jedná o materiál S235JR. Všechny tyče jsou pořízeny od firmy Feron, a.s. [20]

5.1 ZJEDNODUŠENÁ KONSTRUKCE

Zjednodušená konstrukce byla vypočtena jak ručně, tak v programu.



Obr. 12 Schéma rozložení sil na rám

5.1.1 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ VÁLEČKOVÉ STOLICE F_{VA}

$$F_{Va} = g \cdot (q_{RO} \cdot p_1 + m_p + m_v + m_s) \quad (34)$$

$$F_{Va} = 9,81 \cdot (3,87 \cdot 0,793 + 4,8 + 4,5 + 2)$$

$$F_{Va} = 140,5 \text{ N}$$

kde:

m_p [kg] hmotnost pásu na 1 m

m_v [kg] hmotnost válečku

m_s [kg] hmotnost válečkové stolice

5.1.2 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ HNACÍHO BUBNU

$$F_B = g \cdot m_b \quad (35)$$

$$F_B = 9,81 \cdot 125$$

$$F_B = 1\,226,25 \text{ N}$$

kde:

m_b [kg] hmotnost hnacího bubnu



5.1.3 SÍLA ZATÍŽENÍ V MÍSTĚ HANÉHO BUBNU

$$F_H = g \cdot m_H \quad (36)$$

$$F_H = 9,81 \cdot 50$$

$$F_H = 490,5 \text{ N}$$

kde:

m_H [kg] hmotnost hnaného bubnu s hřídelí a napínací soustavou

5.1.4 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$T: F_B + 10 \cdot F_{va} + F_H - F_{N1} - F_{N2} = 0 \quad (37)$$

$$M: -F_H \cdot 2100 - F_{va} \cdot 1307 - F_{va} \cdot 514 + F_{N1} \cdot 0 + F_{va} \cdot 279 + F_{va} \cdot 1072 + F_{va} \cdot 1865 + F_{va} \cdot 2658 + F_{va} \cdot 3451 + F_{va} \cdot 4244 - F_{N2} \cdot 4632 + F_{va} \cdot 5037 + F_{va} \cdot 5830 + F_B \cdot 6632 = 0 \quad (38)$$

Z rovnic statické rovnováhy jsem určil velikost síly v podporách N_1 a N_2 a následně zhotovil VVU.

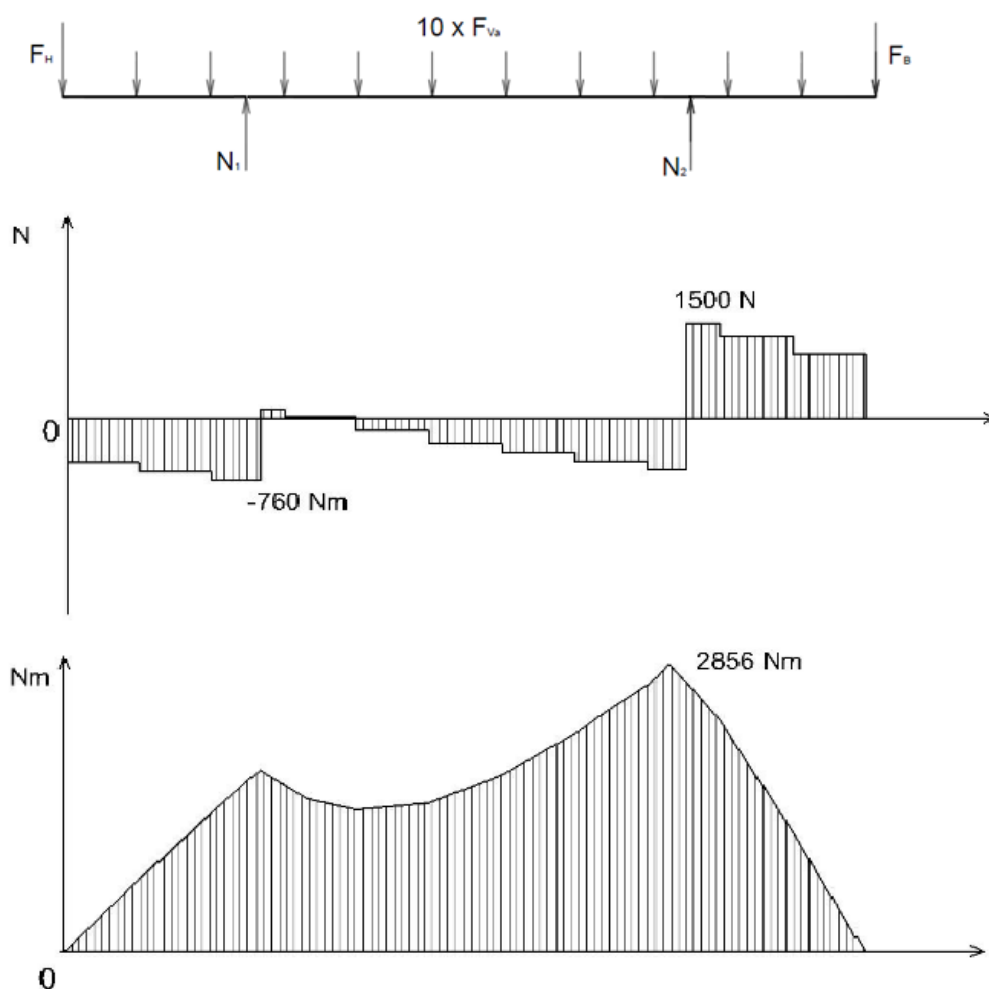
5.1.5 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU V N-TÉM ÚSEKU

$$x \in \langle 0; l \rangle$$

$$M_0(x) = \begin{cases} -F_H \cdot x - F_{va} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x - i \cdot a_0) & x \in \langle 0; c \rangle \\ -F_H \cdot x + N_1 \cdot (x - c) - F_{va} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x - i \cdot a_0) & x \in \langle c; d \rangle \\ -F_H \cdot x + N_1 \cdot (x - c) + N_2 \cdot (x - d) - F_{va} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x - i \cdot a_0) & x \in \langle d; l \rangle \end{cases} \quad (39)$$

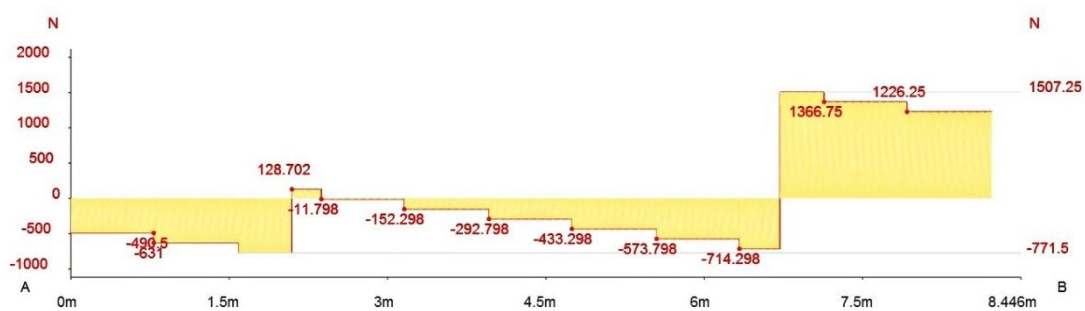
kde:

n [–] počet válečkových stolic v horní větvi dopravníku včetně hnaného bubnu, které se nachází před uvažovaným místem definovaným vzdáleností x .

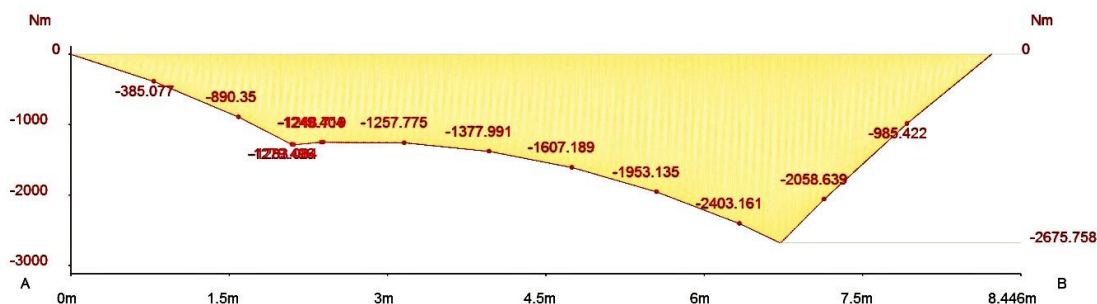


Obr. 13 VVU zjednodušeného rámu pro posouvající sílu a moment, který je v absolutní hodnotě s momentem v absolutní hodnotě, určené dle [7]

Výslednice momentu VVU zjednodušeného rámu v programu Autodesk ForceEffect.



Obr. 14 Zjednodušené VVU rámu, vykreslení tečné síly

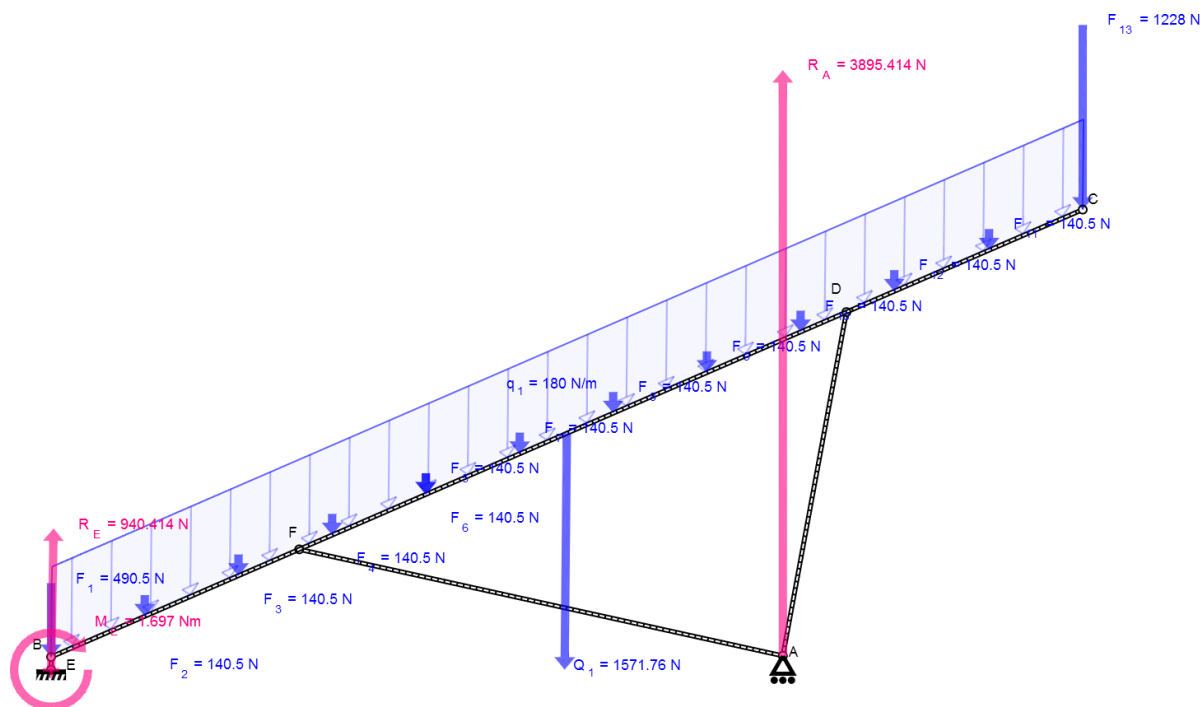


Obr. 15 Zjednodušené VVU rámu, vykreslení zatížení v momentu

Rozdíl mezi maximálním momentem získaným z výpočtu ručně a zhotoveným kompletně programem činí zhruba $181 \text{ N} \cdot \text{m}$, což je asi 5 %.

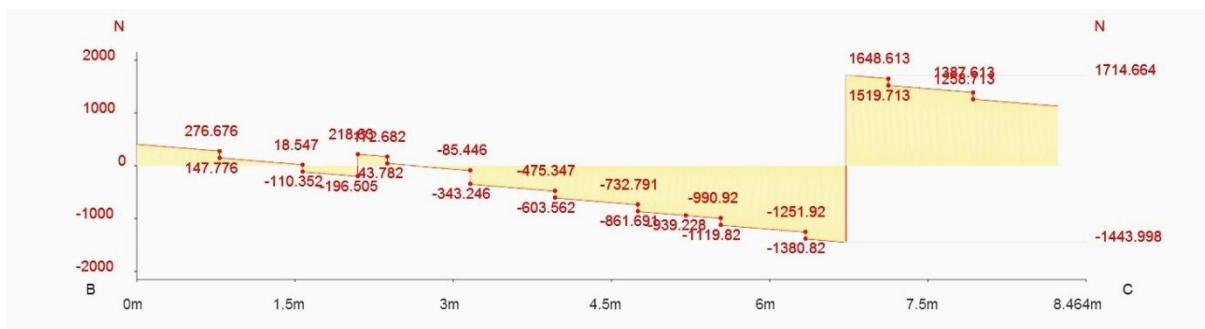
5.2 KOMPLETNÍ ZATÍŽENÍ KONSTRUKCE

Schéma i VVU kompletního rámu zhotoveného kompletně programem Autodesk ForceEffect.

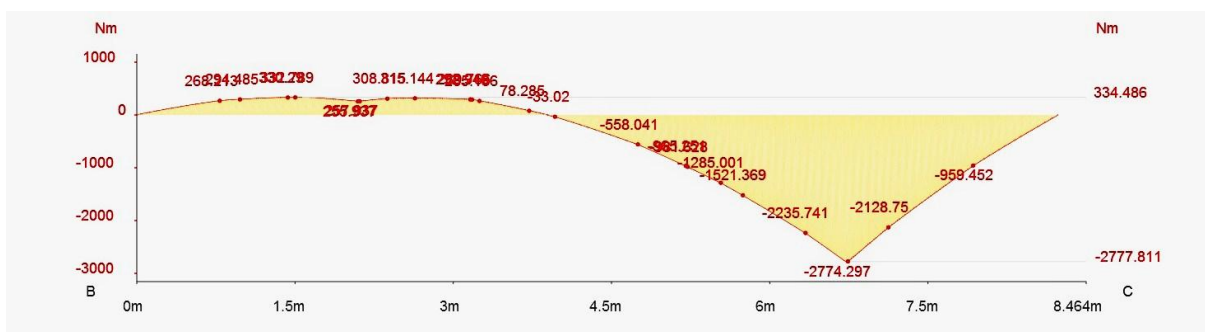


Obr. 16 Schéma konstrukce a zatížení sil

Program zpracoval výslednice všech styčníků jak v momentové, tak i v normálové a tečné charakteristice zatížení. Zde jsou uvedeny jen nedůležitější a nejvíce namáhané části výsledné zprávy z programu.



Obr. 17 Tečné zatížení rámu



Obr. 18 Momentová charakteristika zatížení rámu

Maximální ohybový moment působící na rám je asi $2777,8 \text{ N} \cdot \text{m}$. Z toho vyplývá, že zjednodušená konstrukce byla konzervativnější a počítala s působením větších sil a momentů, než které se v daném rámu dopravníku vyskytují.

5.3 KONTROLA BEZPEČNOSTI RÁMU VZHLÉDEM K MEZI KLUZU

$$\sigma_k = \frac{M_{\text{max}} \cdot 0,5}{W_0} \quad (39)$$

$$\sigma_k = \frac{2777,8 \cdot 0,5}{86,4 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_k = 16 \text{ MPa}$$

Zatížení maximálního momentu je poloviční, protože při vykreslování VVU nebylo uvažováno rozložení sil do dvou profilů rámu.

kde:

$W_0 [\text{m}^3]$ průřezový modul v ohybu profilu rámu [18]



$$k_k = \frac{\sigma_m}{\sigma_k} \quad (40)$$

$$k_k = \frac{235}{16}$$

$$k_k = 14,6$$

kde:

σ_m [MPa] Mez kluz materiálu

5.4 KONTROLA POJEZDU

Celková hmotnost konstrukce je přibližně 545 kg. Celková hmotnost s válečky, bubny a plným zatížením se pohybuje okolo 850 kg. Hmotnost celé konstrukce je rozložena do dvou kol a dvou pat umístěných do prostoru pod hnaný buben. Nosnost jednoho kola při rychlosti 6 km/h je 1 885 kg. Kola budou nasazena na pevnou osu, která bude svarem připevněna na konstrukci. Na konci budou pojištěna korunovou maticí.

5.4.1 KONTROLA MAXIMÁLNÍ BEZPEČNOSTI NA JEDNO KOLO

$$k_{kp} = \frac{m_d}{m_z} \quad (41)$$

$$k_{kp} = \frac{1\,885}{850}$$

$$k_{kp} = 2,22$$



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout pásový dopravník, který bude splňovat zadané parametry. V úvodních kapitolách jsem se věnoval obecné problematice pásových dopravníků, jejich rozdělení a popisem. V dalších částech jsem provedl kompletní výpočty související s volbou dopravního pásu, válečku, hnacího a hnaného bubnu včetně pohonu. Dále jsem se zabýval konstrukcí a pevnostními výpočty napínacího zařízení. Všechny kontrolní výpočty konstrukce i ostatních částí dopravníku vyhovují návrhu. Příloha obsahuje výkresovou dokumentaci odpovídající práci.

Pohon pásového dopravníku byl navrhnut vzhledem k požadavkům na materiál s největší sypnou hmotností, pro ten byla určena rychlost $1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Aby byly splněny limity požadovaného dopravovaného výkonu pro ostatní materiály, je nutno zvýšit rychlost dopravního pásu. Zvolený motor je schopen dotahovat rychlosti až $3,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Konstrukce dopravního rámu byla navrhována tak, aby byla schopná čelit různým nepředvídatelným vlivům na pracovišti. Z toho plyne i vyšší koeficient bezpečnosti.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDUŠEK, J., ŠKOPÁN, M., *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 1988. 277 s.
- [2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [3] POLÁK J., PAVLISKA J., SLÍVA A., *Dopravní a manipulační zařízení*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1990. 106 s.
- [4] DRAŽAN, František, Věra VOŠTOVÁ, Karel JEŘÁBEK a Milan BRAND. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1983.
- [5] SHIGLEY, J., MISCHKE, CH., BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] ENGINEERING CONFERENCE, *Belt conveyors for bulk materials*. Lone Oak Boulevard, Florida, 2007. ISBN 1-89117-59-3
- [7] JANÍČEK P., ONDRÁČEK E., VRBKA J., BURŠA J., *Mechanika těles pružnost a pevnost I*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2004. ISBN 80-214-2592
- [8] Elektrobuben firmy Rulmeca dostupný na:
http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/mototamburi/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_bulk/76/motorized_pulley_400l_400m_400h
- [9] Dopravníkový pás dostupný na:
<http://www.flexco.cz/dopravnikovepasy.html>
- [10] Ilustrační obrázky z:
<http://www.alta.cz/vyroba-a-obchod/tezebni-prumysl/pasove-dopravniky/jednotliva-zarizeni/girlandove-stolice/>
- [11] Ilustrační obrázek z:
<http://www.hotfrog.cz/Firmy/Interroll-CZ/Pohony-p%C3%A1sov%C3%BDch-dopravn%C3%ADk%C5%AF-550>
- [12] Ilustrační obrázek z :
<http://www.abtechnology.cz/index.php/produkty/sterace-dopravnich-pasu/>
- [13] Závitová tyč dostupná na:
<http://www.valentazt.cz/zavitove-tyce-metric-ky-zavit.html#jakost-4-8>
- [14] Ložiskové těleso dostupné na:
http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/040.pdf



- [15] Matice dostupná na:
http://www.landsmann.cz/matice-sestihranna-presna-m18-din-934-ocel-tr-8-8-povrch-zinek-bily-100ks-_d16610.html
- [16] Kontra matice dostupná na:
<http://www.fabory.cz/cs/product/~d7967-oc.zn-mat-m18/12530180001.html>
- [17] Podložka dostupná na:
<http://www.metalfix.cz/podlozka-m18-din-125-zn/d-4573/>
- [18] Matice dostupná na:
<http://www.spojovaci-material.net/sp/matice/sestihranne/presne-din-934/ocel-tridy-8/pozink/matice-din-934-m14-08-pozink-6760.html>
- [19] Šroub dostupný na:
http://www.landsmann.cz/sroub-metricky-m14-x-25-mm-sestihranna-hlava-cely-zavit-din-933-ocel-tr-8-8-zinek-bily-100ks-_d75143.html
- [20] Tyče na rám dostupné na:
<http://www.ferona.cz/cze/index.php>
- [21] Pojezdové kolo dostupné na:
<http://www.blickle.cz/cz/kola-a-kladky-pro-vysoke-zatizeni-se-super-elastickymi-celogumovymi-obrucemi/produkty-cz/VLE-530-45-120K>
- [22] Hnaný buben dostupný na:
<http://www.gktupesy.cz/>
- [23] Válečkové stolice dostupné na:
<http://www.vsekov.cz/index.php?page=sto>
- [24] Válečky dostupné na
<http://www.transroll.cz/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Největší dovolený relativní průvès pásu
d_{22}	[mm]	Průměr hřídele v ložisku bubnu
D_v	[m]	Průměr vratného bubnu
F_p	[N]	Zvolený možný průměrný tah v pásu
F_T	[N]	Zvolený možný vektorový součet tahů v pásu
$F_{min h}$	[N]	Potřebná síla pro dovolený průvès pásu v nosné větvi
$F_{min d}$	[N]	Potřebná síla pro dovolený průvès pásu v dolní větvi
F_0	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_1	[N]	Síla v horní nosné větvi
$F_{2 min}$	[N]	Síla potřebná pro přenos obvodové síly na poháněcí buben
F_2	[N]	Síla v dolní vratné větvi
F_{Bk}	[N]	Síla působící v místě hnacího bubnu
F_H	[N]	Hlavní odpory pásu
F_H	[N]	Síla zatížení v místě hnaného bubnu
F_N	[N]	Vedlejší odpory pásu
F_{St}	[N]	Odpor překonání dopravní výšky
$F_{U max}$	[N]	Rozběhová síla v pásu
F_U	[N]	Obvodová hnací síla
F_{Va}	[N]	Síla, kterou působí jedna válečková stolice na rám dopravníku
F_b	[N]	Síla zatížení v místě hnacího bubnu
F_{ba}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a urychlování
F_{dov}	[N]	Maximální dovolené síly v pásu
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_{krit}	[N]	Kritická síla působící na závitovou tyč
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
$I_{b,min}$	[-]	Minimální urychlovací délka
I_m	[kg · s ⁻¹]	Největší hmotnostní dopravní výkon
I_v	[m ³ · s ⁻¹]	Největší objemový výkon pásu dopravníku
L_{10}	[-]	Počet cyklů do porušení únosnosti
M_{omax}	[Nm]	Maximální vyvolaný moment působící a pás



P_A	[W]	Potřebný provozní výkon pohonu bubnu
P_D	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_M	[W]	Potřebný provozní výkon motoru
Q_z	[kg · hod ⁻¹]	Dopravní výkon
W_R	[m ³]	Průřezový modul v ohybu profilu rámu
b_l	[m]	Ložná šířka pásu
b_v	[m]	Využitelná ložná šířka
d_z	[mm]	Minimální průměr závitové tyče
k_k	[-]	Bezpečnost rámu
k_k	[-]	Bezpečnost v místě hnacího bubnu
k_{kp}	[-]	Bezpečnost maximálního zatížení na jedno kolo
k_n	[-]	Součinitel bezpečnosti pro závitovou tyč
k_p	[-]	Bezpečnost v pásu
l_z	[-]	Maximální zdvihová výška závitového šroubu
m_H	[kg]	Hmotnost hnaného bubnu s hřídelí a napínací soustavou
m_b	[kg]	Hmotnost hnacího bubnu
m_d	[kg]	Dovolené zatížení na jedno kolo
m_p	[kg]	Hmotnost pásu na 1 m
m_v	[kg]	Hmotnost válečku
m_v	[kg]	Hmotnost válečkové stolice
m_z	[kg]	Maximální hmotnost dopravníku
p_1	[-]	Počet válečkových stolic horní větve
p_2	[-]	Počet válečkových stolic dolní větve
q_1	[kg]	Hmotnost rotující části jednoho válečku na horní větvi
q_2	[kg]	Hmotnost rotující části jednoho válečku na dolní větvi
q_{RO}	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na jednom metru horní větve
q_{RU}	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečků na jednom metru dolní větve
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
σ_k	[MPa]	Maximální napětí na rámu
σ_k	[MPa]	Dovolené napětí v rámu
σ_{kb}	[MPa]	Maximální napětí vyvolané v místě hnacího bubnu
σ_p	[MPa]	Maximální dovolené napětí v tahu na pás
B	[mm]	Šířka pásu



b	[mm]	Šířka žeber
C	[kN]	Dynamická únosnost
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah pásu na buben
F _{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory pásu
F _{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory pásu
H	[m]	Dopravní výška
k	[-]	Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně
L	[m]	Dopravní délka
L	[mm]	Šířka válečku
p	[-]	Exponent rovnice trvanlivosti
Q	[kg · h ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
q _b	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru dopravního pásu
S	[m ²]	Průřez
S	[m ²]	Průřez profilu v místě hnacího bubnu
t	[mm]	Vzdálenost roztečí žeber pásu
v	[m · s ⁻¹]	Jmenovitá rychlost pásu
ρ _s	[°]	Sypná hmotnost
σ	[MPa]	Pevnost pásu v tahu
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku
η	[-]	Účinnost převodů
θ	[°]	Dynamický sypný úhel
μ	[-]	Součinitel tření mezi dopravním pásem a materiálem Součinitel zahrnující skutečnost,
ξ	[-]	že obvodová síla je při rozběhu zařízení větší než při ustáleném chodu
ρ	[kg · m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy:

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK: PD- 00/00

Výkres součásti:

SANĚ: PD-02/00