



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK NA TŘÍDĚNÝ RECYKLÁT

BELT CONVEYOR FOR A SORTED RECYCLATE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Březina

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Ondřej Březina**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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 na tříděný recyklát

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte pásový dopravník pro dopravu tříděného recyklátu, které je součástí mobilního recyklačního zařízení. Pásový dopravník má schopnost polohovat se do pracovní polohy a do přepravní polohy. Na mobilním recyklačním zařízení je připevněn pomocí otočných vazeb.

Technické parametry pásového dopravníku:

Dopravní výkon do 10 m³/hod.

Doprava pásových dopravníků do výšky cca 1,5 m.

Připojovací rozměry dopravníku na separační zařízení dle diplomové práce.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných pásových dopravníků s dopravou obdobných materiálů.

Koncepční návrh pásového dopravníku.

Funkční, rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce pásového dopravníku.

Kontrolu kinematiky rozložení do obou poloh.

Pevnostní kontrolu vybraných konstrukčních prvků.

Sestavný výkres pásového dopravníku.

Výkres rámu dopravníku.

Detailní výkresy vybraných dílů.

Seznam doporučené literatury:

BEZDÍČEK, Petr. Mobilní zařízení pro separaci štěrkopísku na jednotlivé frakce [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149095>.

Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem polohovatelného pásového dopravníku, který je součástí mobilního recyklačního zařízení. Dopravník přepravuje materiál pod úhlem 30° s výškovým rozdílem 1,5 m. Rešeršní část se zaměřuje na studii pásových dopravníků s vyšším úhlem stoupání a následně charakterizuje jejich základní části. Následuje koncepční návrh konstrukce, v které jsou zvoleny základní komponenty a následně podrobeny návrhovým výpočtům. Dále je provedena pevnostní kontrola nosné konstrukce a detailní popis principu polohování do pracovní a přepravní polohy. Součástí práce jsou 3D obrázky koncepčního modelu a výkresová dokumentace vybraných dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník přesahující mezní úhly, polohovatelný pásový dopravník, dělená nosná konstrukce, dopravníkový pás, elektrobuben

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a positionable belt conveyor which is part of a mobile recycling machine. The conveyor transports the material at an angle of 30° with a height difference of 1.5 m. The research part focuses on the study of belt conveyors with a higher inclination angle and then characterizes their basic parts. This is followed by a conceptual design of the structure in which the basic components are selected and then subjected to design calculations. Furthermore, a strength check of the structure and a detailed description of the principle of positioning to the working and transport position are carried out. The work includes 3D images of the conceptual model and drawings of selected components.

KEYWORDS

Belt conveyor exceeding limit angles, positionable belt conveyor, split conveyor belt structure, conveyor belt, electric drum

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BŘEZINA, O. *Pásový dopravník na tříděný recyklát*. Brno, 2024. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/156965>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Ondřej Březina

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji všem, kteří mě během tvorby této bakalářské práce podporovali. Především děkuji vedoucímu mé práce, Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D., za jeho cenné rady, trpělivost a odborné vedení. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za jejich neustálou podporu a povzbuzování během celého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Studie pásových dopravníků s vyšším úhlem stoupání	12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
1.2 Pásové dopravníky přesahující mezní úhly	12
1.2.1 Zvýšením součinitele tření pomocí modifikace povrchu	12
1.2.2 Využití přítlaku materiálu vůči dopravníkovému pásu	13
1.2.3 Dopravní pásy s pásovými přepážkami a zvlněnými bočními okraji	14
1.2.4 Trubkové (hadicové) pásové dopravníky	15
2 Základní části pásového dopravníku	16
2.1 Dopravníkový pás – materiálová a konstrukční studie	16
2.2 Válečky a válečkové stolice	16
2.3 Bubny pásového dopravníku	17
2.3.1 Hnací buben	17
2.3.2 Hnaný buben	18
2.4 Napínací zařízení	18
2.5 Čističe pásu	19
2.6 Brzdění pásu	19
2.7 Nosná konstrukce	19
3 Koncepční návrh pásového dopravníku	20
3.1 Volba normalizovaných součástí	20
3.1.1 Dopravníkový pás	20
3.1.2 Pohon dopravníku	21
3.1.3 Nosné válečky	21
3.1.4 Dopadové válečky	22
3.1.5 Strážní válečky	22
4 Funkční rozměrové a silové výpočty	23
4.1 Zadané hodnoty	23
4.2 Osová vzdálenost	23
4.3 Výpočet dopravníkového pásu	23
4.4 Pohybové odpory pásového dopravníku	25
4.5 Vedlejší odpory	27
4.6 Výpočet výkonu elektrobubny	28
4.7 Síly v pásu	29
4.8 Kontrola pásu	32
5 Upřesnění konstrukce pásového dopravníku	33
5.1 Nosná konstrukce	33
5.2 Ohyb pásu při přepravě	34
5.3 Hnané bubny	35
5.4 Napínání pásu	35

6	Kontrola kinematiky rozložení do obou poloh	36
7	Pevnostní kontrola rámu dopravníku	37
7.1	Výpočet spojitého liniového zatížení	37
7.2	Výpočet silových reakcí	39
7.3	Výpočet bezpečnosti	40
	Závěr	42
	Použité informační zdroje	43
	Seznam použitých zkratk a symbolů	45
	Seznam příloh	48

ÚVOD

Pásové dopravníky jsou zařízení určená k přepravě materiálů, kde unášecím prostředkem je nekonečný dopravní pás, který obíhá mezi poháněným a vratným bubnem. Tato zařízení jsou dále vybavena dalšími konstrukčními prvky nezbytnými pro efektivní provoz dopravníku. Jsou určena pro přímočarou vodorovnou dopravu (obr. 1) i pro dopravu pod úhlem. Běžné syké materiály je možno přepravovat do svahu až 18° nebo úpadně do -12° . [1] Zvýšení úhlu stoupání lze dosáhnout pomocí různých úprav pásu, například přidáním opěrek různých tvarů a jejich navulkanizováním na pás. [2]



Obr. 1 Vodorovná doprava materiálu v dolech [3]

1 STUDIE PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ S VYŠŠÍM ÚHLEM STOUPÁNÍ

Úkolem této práce je koncepce pásového dopravníku pro mobilní recyklační zařízení. Přesto je vhodné uvést rozdělení klasických pásových dopravníků.

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

- I. Podle materiálu tažného elementu (dopravního pásu)
 - a) dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
 - b) dopravníky s ocelovým pásem
 - c) dopravníky s ocelogumovým pásem
 - d) dopravníky s pásem z drátěného pletiva [2]

- II. Podle tvaru dopravníku
 - a) dopravníky vodorovné
 - b) dopravníky šikmé
 - c) dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
 - d) dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
 - e) dopravníky kombinované (např. s dvojí změnou směru) [2]

- III. Podle provedení nosné konstrukce
 - a) dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně připojena se základem
 - b) dopravníky pojízdné a přenosné – pro malá dopravní množství a malé dopravované délky
 - c) dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech [2]

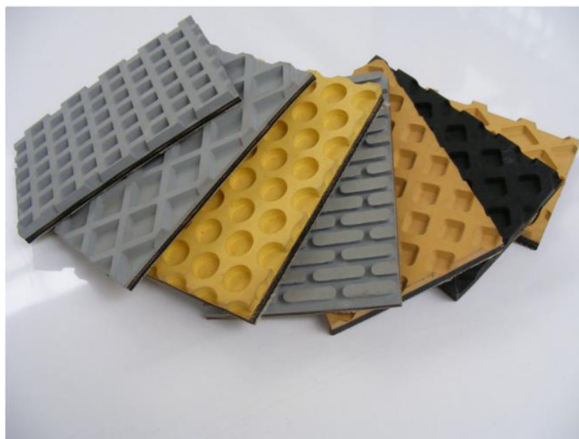
1.2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY PŘESAHUJÍCÍ MEZNÍ ÚHLY

Protože doprava pomocí pásových dopravníků v určitých případech vyžaduje překonat mezní úhel stoupání, byly vyvinuty následující možnosti, jak toho dosáhnout.

1.2.1 ZVÝŠENÍM SOUČiniteLE TŘENÍ POMOCÍ MODIFIKACE POVRCHU

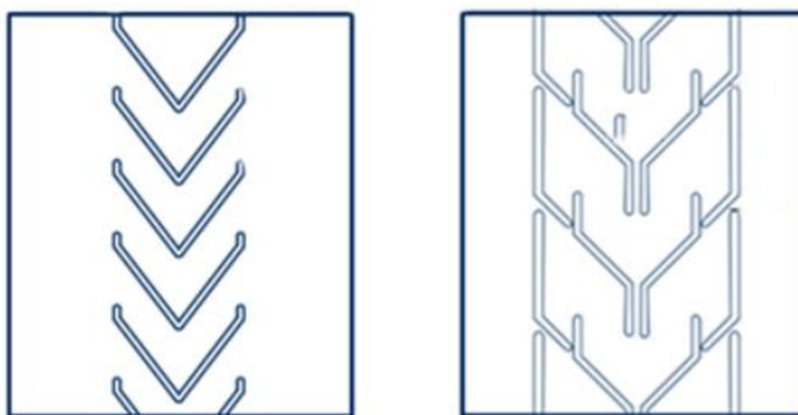
Využitím kompaktní vrstvy zrnitého materiálu (písku, jemně mletého tříděného šterku apod.) aplikovaného na nosnou pryžovou vrstvu pásu. Tato modifikace povrchu pásu má za cíl zvýšit součinitel tření mezi pásem a dopravovaným materiálem, což je zejména užitečné při přepravě materiálů jako jsou papírové kartony a dřevěné palety. [1]

Využitím speciálního opracování pásů během výroby. Užití rýhovaných a vroubkovaných forem při vulkanizačních procesech umožňuje získat různé profily výstupků a prohlubní (obr. 2), přičemž jejich rozměry se stanovují podle fyzikálně-mechanických vlastností přepravovaných materiálů. [1]



Obr. 2 Vzorčky pásu vyráběné vroubkovanými formami [4]

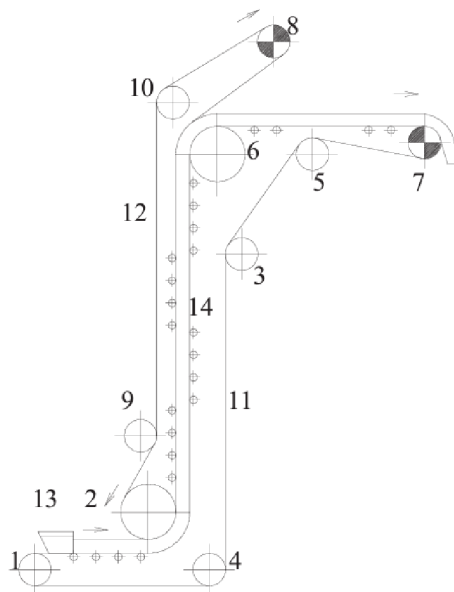
Využitím lisovaných rýhovaných a vroubkovaných drážek na pracovní povrch pásu, které jsou navulkanizovány během výroby z měkké pryže (obr. 3). Tím je umožněna efektivní přeprava kusových materiálů pod úhly sklonu do 30°. Tyto pásy jsou ideální pro instalaci na běžná dopravní zařízení s přímými nebo žlabovými válečkovými podpěrami. [1]



Obr. 3 Pás s navulkanizovanými profily [5]

1.2.2 VYUŽITÍ PŘÍTLAKU MATERIÁLU VŮČI DOPRAVNÍKOVÉMU PÁSU

Při této metodě je zvýšen úhel sklonu pomocí doplňkového krycího pásu, vedoucího paralelně s větví nosného pásu. Tento krycí pás svou vlastní tíhou a vynucenou silou vytváří nezbytný tlak na materiál, což zvyšuje jeho přilnavost a soudržnost s nosným pásem (obr. 4). Existuje několik konstrukčních návrhů strmých dvoupásových dopravníků, které jsou schopny přepravovat sypkou hmotu při úhlech sklonu výrazně přesahujících mezní úhly běžné pásové dopravy, v závislosti na druhu použitého dopravního pásu a přidavných zařízeních.



Obr. 4 Pásový dopravník s přitlačným pásem [1]; 1 – vratný napínací buben, 2 – převáděcí buben, 3,4,5,6 – vodící buben, 7 – poháněcí buben nosného pásu, 8 – poháněcí buben krycího pásu, 9,10 – vodící a dopínací buben krycího pásu, 11 – nekonečný nosný pás, 12 – nekonečný krycí pás, 13 – násypka, 14 – přitlačné válečky

Předností dvoupásových dopravníků je možnost přepravy sypkého materiálu pod úhlem sklonu až do 90° , vysoká rychlost dopravy dosahující až $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, nezávislost dopravního výkonu na úhlu sklonu a schopnost hermetického přepravování sypkých materiálů. To má zvláštní význam při přepravě prašných a toxických materiálů.[1]

1.2.3 DOPRAVNÍ PÁSY S PÁSOVÝMI PŘEPÁŽKAMI A ZVLNĚNÝMI BOČNÍMI OKRAJI.

Pro dosažení vyššího úhlu sklonu dopravy ($60^\circ \div 70^\circ$) se často používají dopravní pásy s přepážkami (obr. 5). Tyto pásy mají větší výšku přepážek ($50 \div 300 \text{ mm}$) než pásy s výstupky.

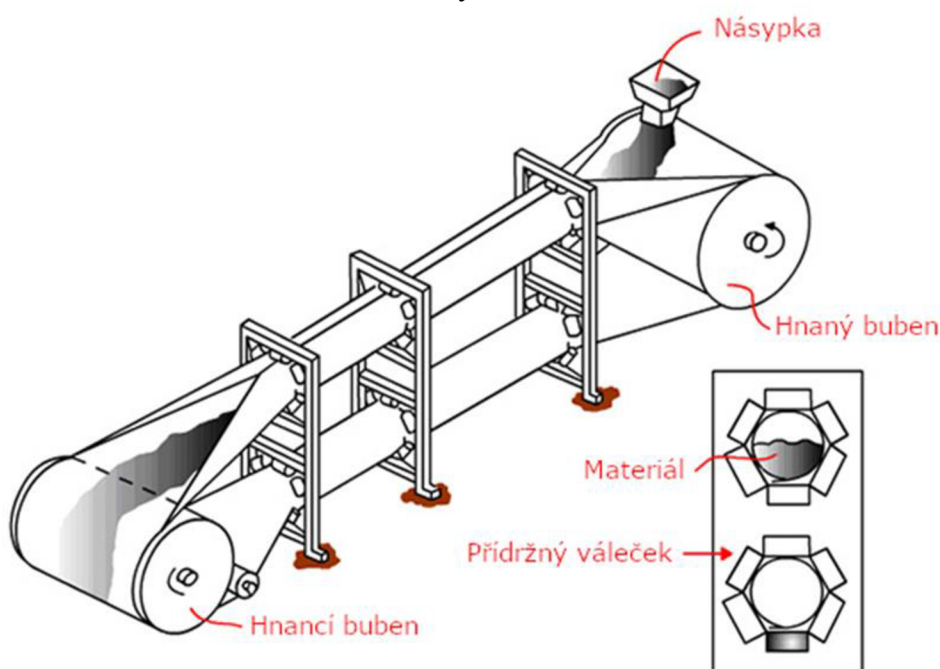


Obr. 5 Pásový dopravník se zvlněným bočním okrajem[6]

I přes své široké využití mají strmé pásové dopravníky s příčnými přepážkami několik nevýhod oproti klasickým dopravníkům, jako jsou: složitější technologie výroby, vyšší pořizovací cena, obtížnější čištění přilnavých částic materiálu, omezení na jednobubnové pohony, složitá konstrukce podpurných válců vratné větve, nemožnost výměny přepážek po jejich poškození [1]

1.2.4 TRUBKOVÉ (HADICOVÉ) PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Trubkový dopravník, vyvinutý japonskou firmou PIPE CONVEYOR Co. Ltd. v roce 1970, představuje inovativní koncept. Jeho princip je relativně jednoduchý. Oproti klasickým dopravníkům, které tvarují pás pouze do korytka, trubkový dopravník tvaruje pás do tvaru uzavřené trubky. Během nakládání je pás otevřený, ale jakmile projde soustavou válečkových podpěr, sbalí se do tvaru trubky. Pás se pohybuje ve tvaru trubky po celé délce dopravníku, až do místa výsypu, kde se opět otevře. (obr. 6) Materiál opouští dopravník obvyklým způsobem přes hnací buben. Po opuštění výsypu se pás ve vratné větvi vrátí do uzavřeného tvaru a setrvá v tomto stavu až do dosažení místa nakládky.



Obr. 6 Trubkový dopravník [7]

Trubkový dopravník přináší několik výhod. Dopravovaný materiál je v pásu zcela uzavřen, což brání úletu a spadu dopravovaného materiálu, jeho ztrátám a znečišťování okolí. Materiál je zároveň chráněn před vlivem okolního prostředí. Válečky jsou ve styku pouze s čistou stranou dopravníkového pásu, což významně snižuje valivý odpor a zvyšuje celkovou životnost. Plocha styku pásu s materiálem je větší, což umožňuje dosáhnout vyššího dovoleného sklonu (až o 50 % než u klasických dopravníků). Dopravník lze vést v oblouku jak ve vodorovné, tak i ve svislé rovině, což umožňuje snížení předávacích míst na trase. Doprava je možná i ve vratné větvi. Při stejných kapacitách je celková šířka trubkového dopravníku ve střední části, kde je pás svinutý, o 30 % až 50 % menší než u klasického dopravníku. Oproti těmto výhodám má i několik nevýhod jako například větší počet válečků, což přináší potřebu pečlivé kontroly a seřízení a také větší pořizovací a provozní náklady. Pásový dopravník musí být v neustálém provozu i v případech, kdy nedochází k přepravě materiálu [1]

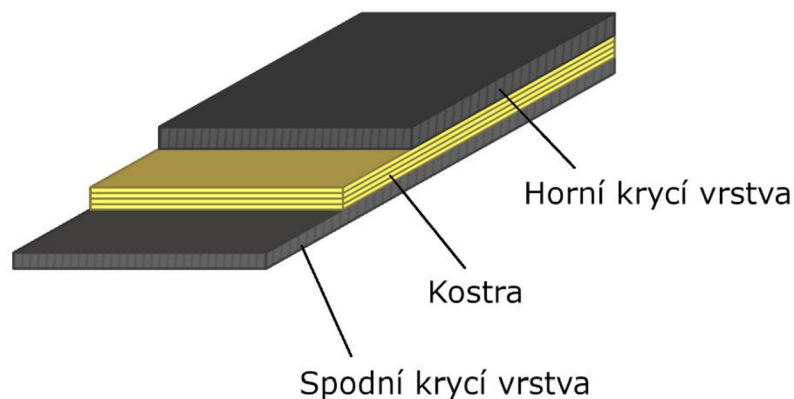
2 ZÁKLADNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z několika následujících částí, které společně zajišťují jeho správnou funkci.

2.1 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS – MATERIÁLOVÁ A KONSTRUKČNÍ STUDIE

Dopravníkové pásy musí splňovat vysoké požadavky v oblasti odolnosti a životnosti. To zahrnuje vysokou odolnost proti opotřebení otěrem, vysokou životnost, vysokou podélnou tuhost pro minimální prodloužení při vysokých tazích, vysokou pevnost při zachování nízké vlastní hmotnosti a schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání. Tyto vlastnosti jsou klíčové pro efektivní a spolehlivý provoz pásových dopravníků.[2]

Dopravníkový pás se klasicky skládá ze dvou prvků. Prvním prvkem je část, která přichází do kontaktu se sypkým materiálem a přenáší ho. Druhým prvkem je část, která nese a odolává napětí, jež je na ni vyvíjeno. Většina dopravních pásových systémů je konstruována tak, že střední část pásu, označována jako kostra, tvoří prvek přenášející tah. Tato kostra je z obou stran překryta krycími vrstvami (obr. 7) vyrobenými z materiálů s vhodnými třecími vlastnostmi a materiálů které odolávají opotřebení, což zajišťuje efektivní a spolehlivý přenos materiálu.[8] [9]



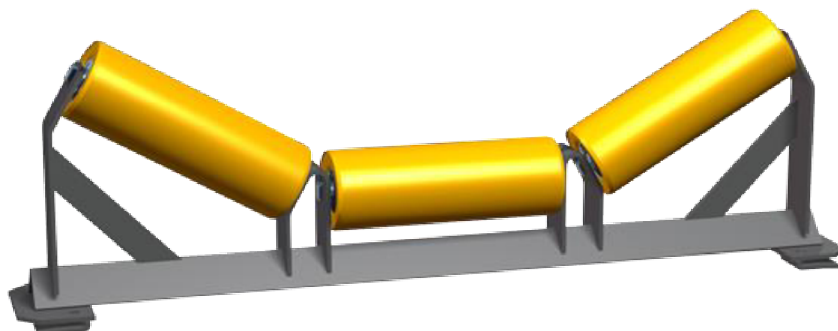
Obr. 7 Řez dopravníkovým pásem[10]

2.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním a uložením ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Musí mít malý odpor při otáčení, malou vlastní hmotnost, musí být staticky i dynamicky vyvážené a být nenáročné na údržbu. Dále musí mít jednoduchou konstrukci a být utěsněny proti vnikání nečistot.

Váleček se skládá z pláště svařeného ze skruženého plechu s navařenými čely, ve kterých jsou umístěna kuličková ložiska chráněná proti vnikání nečistot. V místech, kde jsou válečky silně namáhány (v místě přívodu materiálu atd.), je vhodné válečky opatřit na vnějším obvodu pružnými disky, které pohltí část energie padajícího materiálu.

Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic (obr. 8). Válečkové stolice se upevňují na nosnou konstrukci nosníku. Vzdálenost (rozteč) stolic závisí na šířce pásu, ložném profilu a druhu dopravovaného materiálu. Rozteč stolic ve vratné větvi dopravníku je větší než ve větvi nosné. Rozteč v místě přivádění materiálu a v místech oblouků je menší. Příliš velká rozteč se projeví velkým průvěsem pásu, špatnou boční stabilitou, nepříznivými dynamickými účinky i větším příkonem dopravníku.[8]



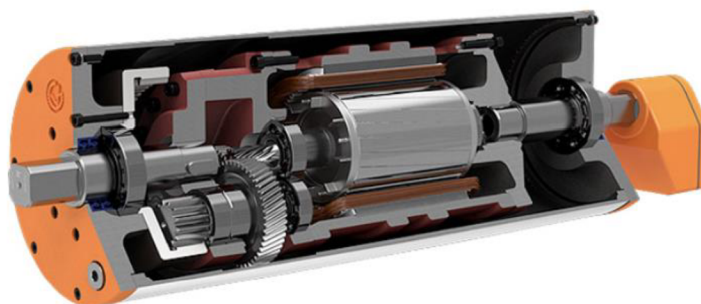
Obr. 8 Válečková stolice [11]

2.3 BUBNY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Bubny pásových dopravníků mohou být buď lité nebo svařované konstrukce, s povrchem pláště obvykle hladkým. U vyšších výkonů se často používá pogumovaný povrch pláště, případně doplněný vzorkem nebo nalepenými keramickými destičkami, což zvyšuje součinitel tření a zabraňuje prokluzu dopravního pásu na bubnu. Při vedení gumového pásu přes bubny je důležité splnit následující požadavky. Je třeba minimalizovat počet změn směru ohybu, aby se zabránilo nadměrnému opotřebení. Tah pásu vedeného přes vratný buben by měl být co nejmenší, aby se minimalizovalo riziko poškození pásu. Napínací mechanismus by měl být umístěn v místě s nejmenším tahem v páse, což zajistí rovnoměrné napnutí pásu a minimalizuje riziko přetrhnutí nebo deformace. [2]

2.3.1 HNACÍ BUBEN

Většinou se umísťují na přepadovou hlavu, kde přenášejí hnací sílu na pás pomocí pásového tření mezi bubnem a pásem. Hnací buben může být poháněn elektromotorem s převodovkou, které jsou umístěny vně bubnu. Toto uspořádání nabízí lehčí údržbu a nižší pořizovací náklady, avšak může zabírat dodatečné místo. Nejkompaktnějším řešením je elektrobuben (obr. 9), kde se elektromotor s převodovkou nachází uvnitř hnacího bubnu. Tato varianta je výhodná díky malým rozměrům, rychlé montáži a demontáži, dlouhé životnosti a bezúdržbovému provozu. Nevýhodou však je vyšší pořizovací cena a zahřívání bubnu v důsledku nedostatečného chlazení motoru.[2]



Obr. 9 Řez elektrobubnu [12]

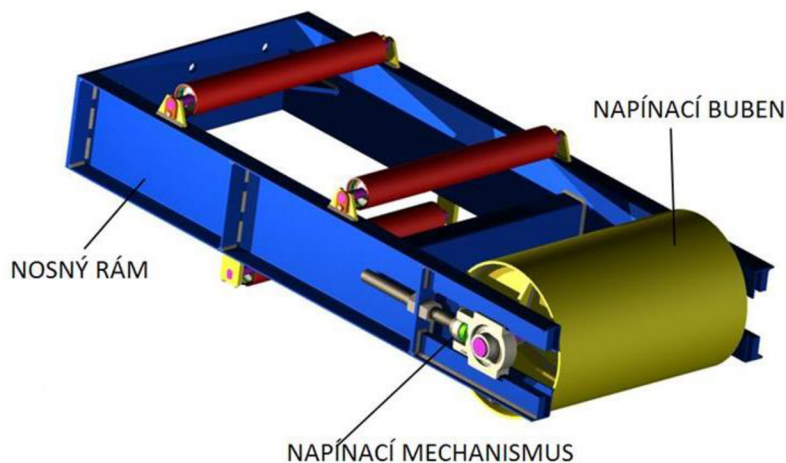
2.3.2 Hnaný buben

U běžných provedení jsou situované v místě násypu materiálu na pás, kde mění směr z vratné větve do větve nosné. U těchto bubnů nedochází k přenosu kroutícího momentu z bubnu na pás, a proto mohou být konstruovány jako jednoduché hladké ocelové bubny. Jsou oboustranně uloženy v ložiskových skříních, které jsou posuvně uloženy, aby se jimi mohl napínat pás.[13][14]

2.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Správným napnutím dopravního pásu se zajišťuje přenos sil z hnaného bubnu na pás a omezuje se průvès pásu mezi válečkovými stolicemi.[15]

U krátkých dopravníků se napínání obvykle provádí posuvem hnaného bubnu šroubovým napínákem (obr. 10). Napnutí pásu je dosaženo otáčením šroubu, tím se ložiskový blok posouvá směrem ke konci dopravníku, čímž se napíná pás. Na opačné straně bubnu se nachází další, identický šroubový napínák. Stejný postup musí být proveden rovnoměrně na obou stranách bubnu. U tohoto typu napínání není možné měřit napínací sílu, a nastavení napínací síly je prováděno odhadem. Je potřeba častější napínání.



Obr. 10 Šroubový napínák[16]

U delších dopravníků je nejjednodušší využít gravitace, která pomáhá udržovat konstantní předem stanovenou napínací sílu. Ideální umístění napínací stanice je v místě nejmenšího tahu v pásu, což umožní minimalizovat velikost závaží.[9]

Při pneumatickém napínání pásu je potřebné napnutí pásu zajištěno tlakovým vzduchem v pneumatických válcích. Po zapnutí hnacího motoru se do válců vpustí maximální tlak, který zajistí takové napětí, že ani při rozběhu nedochází k prokluzu mezi hnacím bubnem a pásem. Po rozběhu pásu je pomocí redukčního ventilu snížen tlak na provozní hodnotu. Hlavní výhodou tohoto způsobu napínání je možnost pohotového nastavení velikosti napínací síly v závislosti na momentálním režimu práce dopravníku. [2]

Elektricky napínané zařízení využívá elektricky poháněný naviják k udržení požadované napínací síly. Tuto sílu lze buď manuálně nebo automaticky regulovat. Automatická regulace pracuje na základě porovnání otáček mezi hnacím a hnaným bubnem. Tento systém se vyznačuje jednoduchostí při zajištění rozsáhlých posuvů napínacího bubnu, což je jeho hlavní výhodou.[2]

2.5 ČISTIČE PÁSU

Na vratné větvi pásového dopravníku se na podpěrných válečkách odvaluje strana pásu, po které byl dopravován materiál. Zbytky materiálu, které ulpěly na pásu, pak znečišťují válečky, nečistoty se na nich zachytávají a vedou k odchýlení pásu ve vratné větvi. Čištění pásu může probíhat několika způsoby.

- a) Stěrači, které mají pryžovou nebo ocelovou hranu. Jsou k pásu přitlačovány závažím nebo pružinou. Používají se u suchého pásu, na kterém neulpívá materiál.
- b) Rotačními čističi pásu, jsou tvořeny několika šroubovými lopatkami s pryžovými stíracími lištami.
- c) Čistícími kartáči, které pracují podobně jako rotační čističe, mohou být ocelové nebo nylonové, otáčejí se ve směru pohybu pásu, avšak zhruba o 20 % rychleji.
- d) Kotoučovými a šikmými válečky, používajícími se pro silně ulpívající materiály například jílu.[8]

2.6 BRZDĚNÍ PÁSU

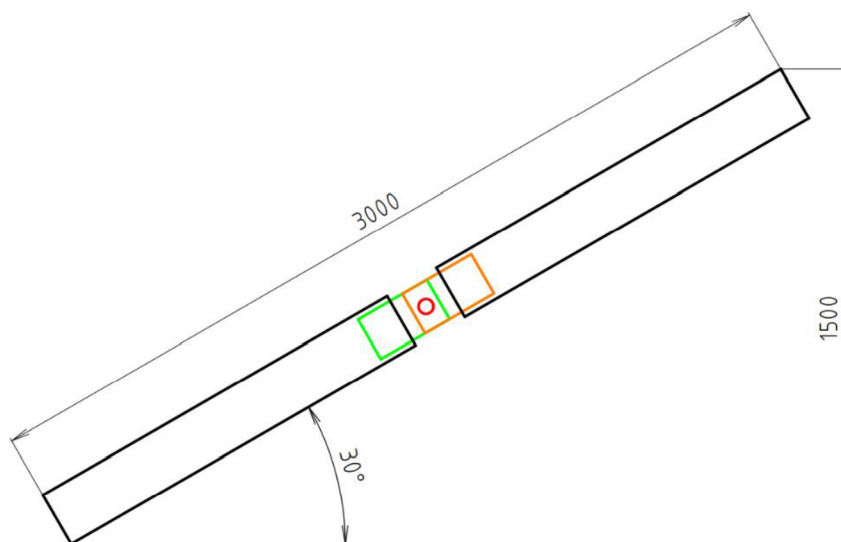
U nakloněných dopravníků může hmotnost dopravovaného materiálu způsobit, že po zastavení pohonu se pás začne sám od sebe vracet zpět, a to může vést k havárii dopravníku. Proto je důležité zajistit automatické brzdění pásu po vypnutí pohonu. Typickým řešením je použití čelistové nebo kotoučové brzdy umístěné na vstupním hřídeli převodovky. Během provozu je brzda odbrzděna elektromagnetem nebo elektrohydraulickým odbrzdovačem, který automaticky zabrzdí pás po vypnutí motoru.[8]

2.7 NOSNÁ KONSTRUKCE

Na nosné konstrukci jsou uloženy výše uvedené součásti. Nosná konstrukce zachycuje statické síly způsobené hmotností přepravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, jakož i dynamické síly vyvolané podélnými a příčnými vibracemi pásu, přívodem materiálu na pás nebo nevyvážeností válečků a bubnů. Při výpočtu a navrhování konstrukce je třeba splnit nejen podmínky dostatečné pevnosti, ale i podmínky dostatečné tuhosti.[15]

3 KONCEPČNÍ NÁVRH PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník bude přepravovat tříděný materiál obdobných vlastností jako má písek. Požadovaná dopravní výška je 1,5 metru a zároveň zachování malých rozměrů, proto je zvolen úhel sklonu dopravníku 30° . Dále musí být pásový dopravník schopen přecházet mezi pracovní a přepravní polohou, to je zajištěno pomocí dělené nosné konstrukce spojené hnaným bubnem (obr. 11), který zajistí správné ohnutí dopravníkového pásu při polohování a jeho hřídel slouží jako osa rotace.



Obr. 11 Konceptní návrh

3.1 VOLBA NORMALIZOVANÝCH SOUČÁSTÍ

V následující kapitole jsou uvedeny normalizované prvky spolu se základními parametry, které jsou použity u kontrolních výpočtů.

3.1.1 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS

Dle literatury [2] je maximální hodnota sklonu dopravníku pro suchý písek smíšený se šterkem 20° , proto je volen profilový dopravníkový pás chevron šípový s boční lištou od společnosti KSK – BELT, a.s.[17] (obr. 12). Určený pro strmou dopravu materiálu se sklonem do 40° . V tab. 1 jsou uvedeny základní rozměry pásu.



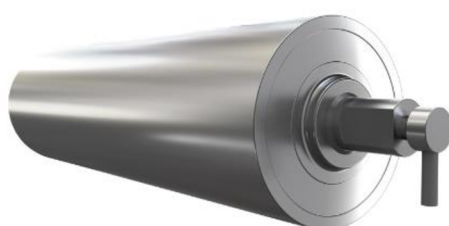
Obr. 12 Dopravníkový pás EP400/3,3+2 [17]

Tab. 1 Parametry dopravníkového pásu EP 400/3, 3+2[17]

Počet vložek [ks]	Šířka [mm]	Tloušťka [mm]	Tloušťka boční lišty [mm]	Výška žeber [mm]	Hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]	Pevnost v tahu [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]
2	350	8	10	10	5	400

3.1.2 POHON DOPRAVNÍKU

Pohon dopravníku je zajištěn elektrobubnem, hlavním důvodem zvolení tohoto pohonu jsou jeho malé rozměry, kterých dosahuje díky integrování elektromotoru a převodovky uvnitř bubnu a tím pádem pomůže dopravníku v jeho jednoduché polohovatelnosti. Je zvolen elektrobuben 165LS (obr. 13) od společnosti Rumelca Holding S.p.A. [18]. Rozměry zvoleného elektrobubnu jsou uvedeny v tab. 2.



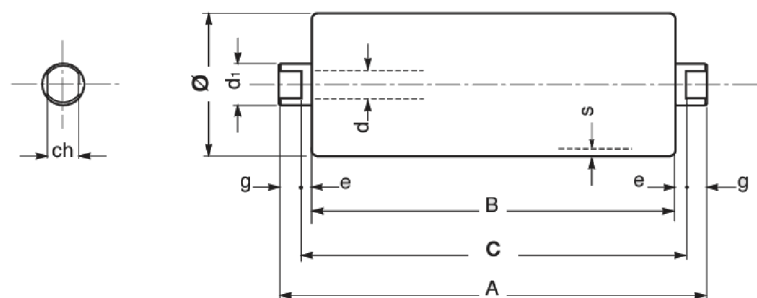
Obr. 13 Elektrobuben 165 LS [18]

Tab. 2 Charakteristika elektrobubnu 165 LS [18]

Výkon [kW]	Rychlost pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	Obvodová síla [N]	Maximální radiální zatížení [N]	Průměr bubnu [mm]	Délka bubnu [mm]	Hmotnost [kg]
1,1	0,8	1 340	9 330	165	380	26

3.1.3 NOSNÉ VÁLEČKY

Jsou zvoleny hladké nosné válečky typu MPS1 60N (obr. 14) společnosti Rumelca Holding S.p.A. [19] se základními rozměry uvedenými v tab. 3. Plášť se skládá z ocelové trubky o tloušťce 3 mm. U válečků jsou použita kuličková ložiska 6204, která jsou utěsněna labyrintovým těsněním a krytkou z pozinkované oceli, proto je možné tento váleček použít i ve znečištěném prostředí se zaručeným tichým chodem.



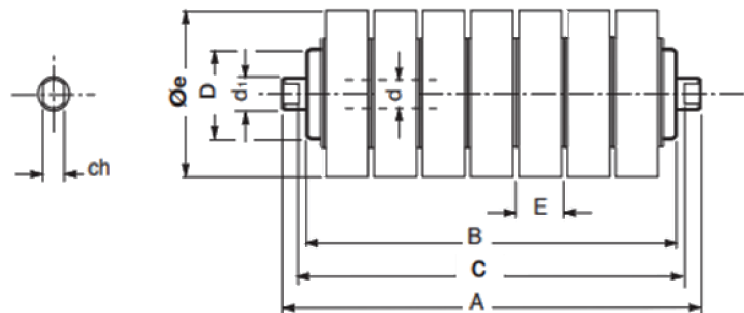
Obr. 14 Nosný váleček MPS1 60N[19]

Tab. 3 Základní rozměry nosných válečků[19]

\emptyset [mm]	d_1 [mm]	C [mm]	B [mm]	A [mm]	s [mm]	Hmotnost [kg]	ch [mm]
60	20	370	380	406	3	2,9	14

3.1.4 DOPADOVÉ VÁLEČKY

Materiál dopadá na pás z určité výšky, proto je nutno použít dopadové válečky, aby se pás nerozkmital a nepoškodil nosnou konstrukci. Jsou zvoleny dopadové válečky typu PSV1-FHS 89NA (obr. 15) společnosti Rumelca Holding S.p.A.[20], které mají ložisko i labyrintové těsnění konstruováno obdobně jako nosné válečky. Hlavní rozměry jsou uvedeny v tab. 4



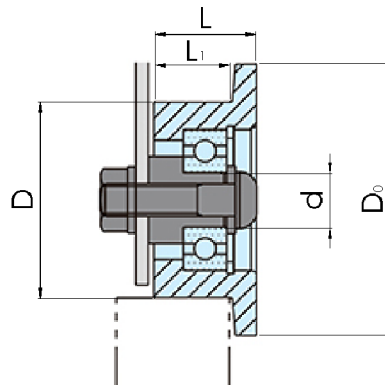
Obr. 15 Dopadový váleček PSV1-FHS 89NA[20]

Tab. 4 Základní rozměry dopadových válečků[20]

$\emptyset e$ [mm]	D [mm]	d_1 [mm]	B [mm]	C [mm]	A [mm]	ch [mm]	Hmotnost [kg]
89	63	20	380	388	406	14	4,8

3.1.5 STRÁŽNÍ VÁLEČKY

Strážní válečky zajišťují, aby pás samovolně nevybočoval z předem definované dráhy. U tohoto dopravníku zároveň plní funkci nosných válečků ve vratné větvi. Jsou voleny vodící kolečka s límcem GRL-L (obr. 16) dodavatele OCTOPUSTOOLS s.r.o. [21], která jsou na požádání dodány společně s příslušným šroubem i maticí. Základní rozměry jsou uvedeny v tab. 5



Obr. 16 Strážní válečky v sestavě [21]

Tab. 5 Základní rozměry strážních válečků[21]

D_0 [mm]	D [mm]	d [mm]	L_1 [mm]	L [mm]	Hmotnost [kg]
70	46	15	22,5	28	0,3

4 FUNKČNÍ ROZMĚROVÉ A SILOVÉ VÝPOČTY

Tento výpočet byl proveden dle normy ČSN ISO 5048 [22]

4.1 ZADANÉ HODNOTY

Objemový dopravní výkon: $I_v = 10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Dopravní výška: $H = 1\,500 \text{ mm}$

Sklon dopravníku: $\varphi = 30^\circ$

Dopravovaný materiál: Písek

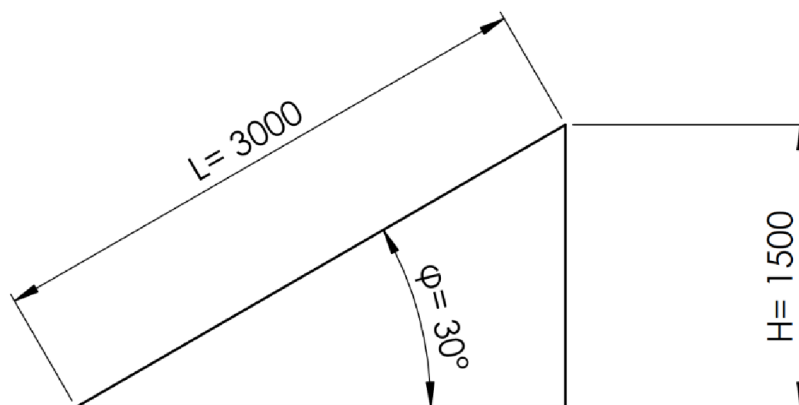
4.2 OSOVÁ VZDÁLENOST

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

$$L = \frac{1500}{\sin(30)}$$

$$L = 3000 \text{ mm}$$

Kde:	H	[mm]	Dopravní výška	Zadáno (obr. 17)
	φ	[°]	Sklon dopravníku	Zadáno



Obr. 17 Rozměrový náčrt

4.3 VÝPOČET DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Dopravovaná rychlost

Dle literatury [2] pro písek je dána rychlost pásu $1,6$ až $3,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Jelikož tento dopravník slouží na dopravu vytříděného písku z mobilní třídičky. Není potřeba dosahovat takových rychlostí, je volena rychlost pásového dopravníku $0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Teoretická plocha náplně pásu

Výpočet hmotnostní výkonnosti pásového dopravníku:

$$Q = I_v \cdot \rho \quad (2)$$

$$Q = 10 \cdot 1400$$

$$Q = 14\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v} \quad (3)$$

$$S_T = \frac{14000}{1400 \cdot 0,8 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,003472 \text{ m}^3$$

Kde:	I_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	Objemový dopravní výkon	Zadáno
	ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Objemová sypná hmotnost	Voleno dle literatury [2]
	v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Dopravní rychlost	Viz kap.4.3

Šířka dopravníkového pásu

Dle literatury [2] pro sypný úhel $\alpha = 30^\circ$ a dle výrobce volena šířku pásu $B = 350 \text{ mm}$

Využitelná ložná šířka pásu

Dle konstrukce pásu byla zvolena využitelná šířka pásu $b = 250 \text{ mm}$

Dynamický sypný úhel

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (4)$$

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

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

Kde:	α	$[\circ]$	Sypný úhel dopravovaného materiálu	Voleno dle literatury [2]
------	----------	-----------	------------------------------------	---------------------------

Průřez náplně pásu

$$S = \frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot \text{tg}(\theta)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 0,25^2 \cdot \text{tg}(22,5^\circ)$$

$$S = 0,0058 \text{ m}^2$$

$$\text{Podmínka: } S_T < S \\ 0,003472 \text{ m}^2 < 0,0058 \text{ m}^2$$

Požadované dopravované množství vyhovuje na zvolenou šířku pásu. Počítám s možným navýšením objemu přepravovaného materiálu vlivem okolních podmínek například vlhkosti. Proto je průřez náplně o 40 % větší než teoretický průřez přepravovaného materiálu.

Kde:	b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu	Dle konstrukce [17]
	θ	[°]	Dynamický sypný úhel	Vypočteno (4)
	S_t	[m ²]	Teoretická plocha náplně pásu	Vypočteno (3)

Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu a sklonu

Jelikož je úhel sklonu dopravníku větší, než dynamický sypný úhel písku nebude dopravovaný materiál vytvářet vrchlík, a proto nelze tyto součinitele použít.

4.4 POHYBOVÉ ODPORY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pohybový odpor pásového dopravníku je součtem různých typů odporů, které jsou rozděleny do následujících skupin:

- Hlavní odpory
- Vedlejší odpory
- Přídavné odpory
- Přídavné hlavní odpory
- Přídavné vedlejší odpory
- Odpor k překonání dopravní výšky [22]

Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v} \quad (5)$$

$$q_G = \frac{2,78 \cdot 10^{-3} \cdot 1400}{0,8}$$

$$q_G = 4,861 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:	I_v	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový dopravní výkon	Zadáno
	ρ	[kg·m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost	Voleno v (3)
	v	[m·s ⁻¹]	Dopravní rychlost	Viz kap.4.3

Hmotnost 1 m pásu

$$q_B = m_p \quad (6)$$

$$q_B = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:	m_p	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 m pásu	Viz tab. 1
------	-------	-----------------------	-------------------	------------

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m pro nosnou a vratnou větev

Nosná větev – dopadové, nosné a strážní válečky

$$q_{Ro} = \frac{q_1 \cdot n_1}{L} + \frac{q_2 \cdot n_2}{L} + \frac{q_3 \cdot n_3}{L} \quad (7)$$

$$q_{Ro} = \frac{4,8 \cdot 5}{3} + \frac{2,9 \cdot 4}{3} + \frac{0,3 \cdot 2}{3}$$

$$q_{Ro} = 12,067 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_1	[kg]	Hmotnost dopadového válečku	Viz tab. 4
n_1	[-]	Počet dopadových válečků	Dle konstrukce
L	[m]	Osová vzdálenost	Vypočteno (1)
q_2	[kg]	Hmotnost nosného válečku	Viz tab. 3
n_2	[-]	Počet nosných válečků	Dle konstrukce
q_3	[kg]	Hmotnost strážního válečku	Viz tab. 5
n_3	[-]	Počet strážních válečků – nosná větev	Dle konstrukce

Vratná větev – strážní válečky

$$q_{Ru} = \frac{q_3 \cdot n_4}{L} \quad (8)$$

$$q_{Ru} = \frac{0,3 \cdot 10}{3}$$

$$q_{Ru} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_3	[kg]	Hmotnost strážního válečku	Viz tab. 5
n_4	[-]	Počet strážních válečků – vratná větev	Dle konstrukce
L	[m]	Osová vzdálenost	Vypočteno (1)

Výpočet hlavního odporu

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{Ro} + q_{Ru} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos(\varphi)] \quad (9)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 3 \cdot 9,81 \cdot [12,067 + 1 + (2 \cdot 5 + 4,861) \cdot \cos(30^\circ)]$$

$$F_H = 15,27 \text{ N}$$

Kde: f	[-]	Globální součinitel tření	Dle literatury [22]
L	[m]	Osová vzdálenost	Vypočteno (1)
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení	
q_{Ro}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí v nosné větvi	Vypočteno (7)
q_{Ru}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí ve vratné větvi	Vypočteno (8)
q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 m pásu	Vypočteno (6)
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu	Vypočteno (5)
φ	[°]	Sklon dopravníku	Zadáno

4.5 VEDLEJŠÍ ODPORY

Odpor setrvačných sil při nakládání

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (10)$$

$$F_{bA} = 2,78 \cdot 10^{-3} \cdot 1400 \cdot (0,8 - 0)$$

$$F_{bA} = 3,11 \text{ N}$$

Kde:	I_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	Objemový dopravní výkon	Zadáno
	ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Objemová sypná hmotnost	Voleno v (3)
	v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Dopravní rychlost	Viz kap.4.3
	v_0	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost, při které vstupuje materiál na dopravník	Dle konstrukce

Odpor ohybu pásu s textilními vložkami na bubnech

$$F_o = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D} \quad (11)$$

$$F_o = 9 \cdot 0,35 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{500}{0,35}\right) \cdot \frac{0,008}{0,165}$$

$$F_o = 23,56 \text{ N}$$

Kde:	B	[m]	Šířka pásu	Viz Tab. 1
	F	[N]	Průměrná tahová síla v pásu na bubnu	Voleno
	d	[m]	Tloušťka pásu	Viz Tab. 1
	D	[m]	Průměr bubnu	Viz Tab. 2

Odpor v ložiskách hnaného bubnu

Jsou použity 2 hnané bubny, proto je nutno výsledný odpor vynásobit 2.

$$F_t = 2 \cdot 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T \quad (12)$$

$$F_t = 2 \cdot 0,005 \cdot \frac{0,017}{0,165} \cdot 1000$$

$$F_t = 1,03 \text{ N}$$

Kde:	d_0	[m]	Průměr hřídele bubnu	Voleno dle konstrukce
	D	[m]	Průměr bubnu	Voleno dle konstrukce
	F_T	[N]	Vektorový součet tahů v pásu a tíhových sil hmot bubnu	Předběžně voleno 1000 N

Výpočet vedlejších odporů

$$F_N = F_{bA} + F_o + F_t \quad (13)$$

$$F_N = 3,11 + 23,56 + 1,03$$

$$F_N = 27,7 \text{ N}$$

Kde:	F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil při nakládání	Vypočteno (10)
	F_o	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnu	Vypočteno (11)
	F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	Vypočteno (12)

Odpor k překonání dopravní výšky

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (14)$$

$$F_{St} = 4,861 \cdot 1,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 71,53 \text{ N}$$

Kde:	q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu	Vypočteno (5)
	H	[m]	Dopravní výška	Zadáno
	g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení	

4.6 VÝPOČET VÝKONU ELEKTROBUBNU**Obvodová hnací síla**

$$F_U = F_H + F_N + F_{St} \quad (15)$$

$$F_U = 15,27 + 27,7 + 71,53$$

$$F_U = 114,5 \text{ N}$$

Kde:	F_H	[N]	Hlavní odpor	Vypočteno (9)
	F_N	[N]	Vedlejší odpor	Vypočteno (14)
	F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky	Vypočteno (13)

Potřebný provozní výkon elektrobubnu

$$P_M = \frac{F_U \cdot v}{\eta_1} \quad (16)$$

$$P_M = \frac{114,5 \cdot 0,8}{0,9}$$

$$P_M = 101,78 \text{ W}$$

Kde:	F_U	[N]	Obvodová hnací síla	Vypočteno (15)
	v	[m·s ⁻¹]	Dopravní rychlost	Viz kap.4.3
	η_1	[-]	Účinnost elektrobubnu	Dle [18]

4.7 SÍLY V PÁSU

Maximální obvodová hnací síla

$$F_{U,max} = F_U \cdot \xi \quad (17)$$

$$F_{U,max} = 114,5 \cdot 1,5$$

$$F_{U,max} = 171,75 \text{ N}$$

Kde: F_U [N] Obvodová hnací síla Vypočteno (15)
 ξ [-] Součinitel rozběhu pásu Voleno dle [22]

Maximální teoretická tahová síla v pásu

$$F_{maxT} \approx F_{1T} \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \delta} - 1} + 1 \right) \quad (18)$$

$$F_{maxT} = 114,03 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{maxT} = 240,08 \text{ N}$$

Kde: F_U [N] Obvodová hnací síla Vypočteno (15)
 ξ [-] Součinitel rozběhu pásu Voleno dle [22]
 μ [-] Součinitel tření mezi bubnem a pásem Viz tab. 6
 δ [rad] Úhel opásání Voleno dle konstrukce

Minimální tahová síla ve vratné větvi z bubnu

$$F_{2,min} \geq F_{U,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \delta} - 1} \quad (19)$$

$$F_{2,min} \geq 171,75 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2,min} \geq 68,33 \text{ N}$$

Kde: $F_{U,max}$ [N] Maximální obvodová hnací síla Vypočteno (17)
 μ [-] Součinitel tření mezi bubnem a pásem Viz tab. 6
 δ [rad] Úhel opásání Voleno dle konstrukce

Tab. 6 Součinitel tření [22]

Stav stykových ploch	Obložení bubnu	μ
Suché	Hladký ocelový buben	0,4

Minimální tahová síla s ohledem průvės pásu

Nosná větev

$$F_{\min h} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (20)$$

$$F_{\min h} \geq \frac{0,571 \cdot (5 + 4,861) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{\min h} \geq 460,31 \text{ N}$$

Kde:	a_0	[m]	Maximální rozteč nosných válečků	Voleno dle konstrukce
	q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 m pásu	Vypočteno (6)
	q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu	Vypočteno (5)
	g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení	
	$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Největší dovolený průvės pásu	Voleno dle [22]

Vratná větev

$$F_{\min d} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (21)$$

$$F_{\min d} \geq \frac{0,617 \cdot 5 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{\min d} \geq 252,2 \text{ N}$$

Kde:	a_u	[m]	Maximální rozteč podpěrných válečků	Voleno dle konstrukce
	q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 m pásu	Vypočteno (6)
	g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení	
	$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Největší dovolený průvės pásu	Voleno dle [22]

Podmínka tahu pro nosnou větev

$$F_{\min h} \leq F_{1T} \quad (22)$$

460,31 ≤ 240,08 ⇒ Podmínka nevyhovuje

Kde:	$F_{\min h}$	[N]	Minimální tahová síla, zaručující požadovaný průvės pásu v nosné větvi	Vypočteno (20)
	F_{1T}	[N]	Teoretická tahová síla v pásu v nosné větvi	Vypočteno (18)

Podmínka tahu pro vratnou větev

$$F_{\min d} \leq F_{2,\min} \quad (23)$$

$252,2 \leq 68,33 \Rightarrow$ Podmínka nevyhovuje

Kde: $F_{\min d}$ [N] Minimální tahová síla, zaručující požadovaný průvěs pásu ve vratné větvi Vypočteno (21)
 $F_{2,\min}$ [N] Teoretická tahová síla v pásu ve vratné větvi Vypočteno (19)

Z důvodu nevyhovujících podmínek (22) a (23) je volena tahová síla v nosné větvi F_1 o 10% větší než minimální tahová síla $F_{\min h}$, aby se dosáhlo požadovaného průvěsu pásu.

$$F_1 = 1,1 \cdot F_{\min h} \quad (24)$$

$$F_1 = 1,1 \cdot 460,31$$

$$F_1 = 506,34 \text{ N}$$

Kde: $F_{\min h}$ [N] Minimální tahová síla v zaručující požadovaný průvěs pásu v nosné větvi Vypočteno (20)

Přepočítání tahové síly ve vratné větvi

$$F_2 = F_1 - F_{U,\max} \quad (25)$$

$$F_2 = 506,34 - 171,75$$

$$F_2 = 334,59 \text{ N}$$

Kde: $F_{U,\max}$ [N] Maximální obvodová hnací síla Vypočteno (17)
 F_1 [N] Tahová síla v nosné větvi Vypočteno (24)

Kontrola pomocí Eulerova vztahu

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu \cdot \delta} \quad (26)$$

$$\frac{506,34}{334,59} \leq e^{0,4 \cdot \pi}$$

$1,5133 \leq 3,5136 \Rightarrow$ Podmínka vyhovuje.

Kde: F_1 [N] Tahová síla v nosné větvi Vypočteno (24)
 F_2 [N] Tahová síla ve vratné větvi Vypočteno (25)
 μ [-] Součinitel tření mezi bubnem a pásem Viz tab. 6
 δ [rad] Úhel opásání Voleno dle konstrukce

Celková síla působící na buben

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (27)$$

$$F_C = 509 + 334,59$$

$$F_C = 840,93 \text{ N}$$

Kde: F_1 [N] Tahová síla v nosné větvi Vypočteno (24)
 F_2 [N] Tahová síla ve vratné větvi Vypočteno (25)

Všechny vypočtené podmínky zvolený elektrobuben splňuje, a je vhodné jej použít.

4.8 KONTROLA PÁSU**Dovolená tahová síla v pásu**

$$F_D = N \cdot B \quad (28)$$

$$F_D = 400 \cdot 350$$

$$F_D = 140\,000 \text{ N}$$

Kde: B [mm] Šířka pásu Viz tab. 1
 N [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$] Pevnost pásu v tahu Viz tab. 1

Kontrola pevnosti pásu

$$F_1 \leq F_D \quad (29)$$

$$506,34 \leq 140\,000 \Rightarrow \text{Zvolený pás vyhovuje}$$

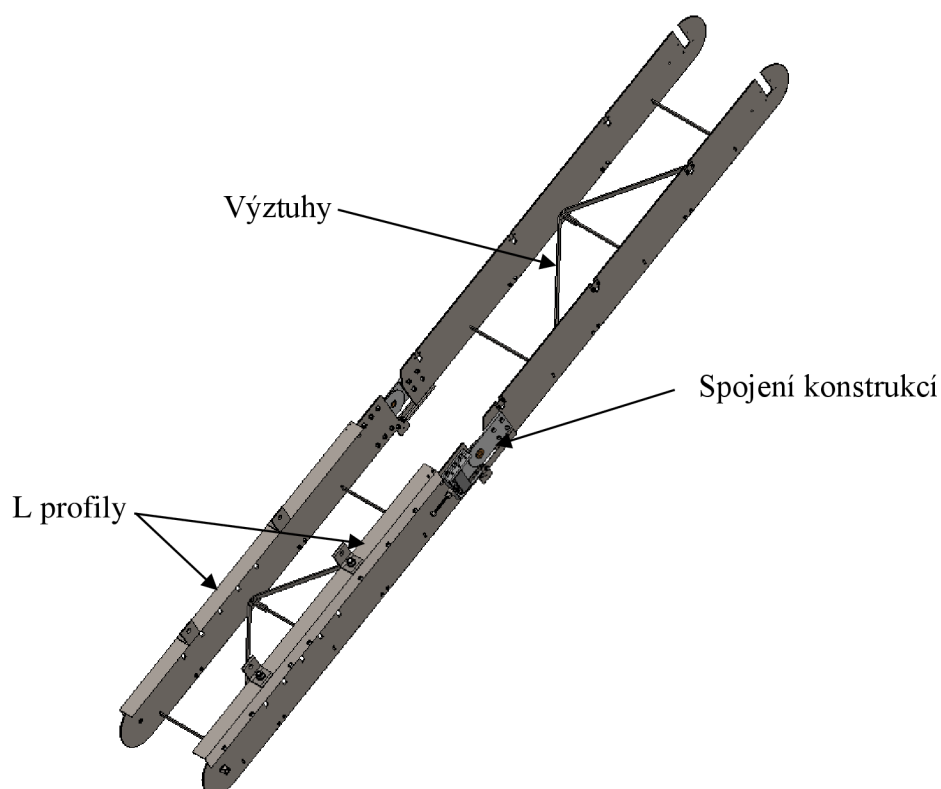
Kde: F_1 [N] Tahová síla v nosné větvi Vypočteno (24)
 F_D [N] Dovolená tahová síla v páse Vypočteno (27)

5 UPŘESNĚNÍ KONSTRUKCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Dle výpočtu bylo zjištěno, že zvolené normalizované prvky vyhovují parametrům zadání. V této kapitole bude upřesněna konstrukce vyráběných dílů, podpůrných dílů a uchycení normalizovaných prvků v nosné konstrukci.

5.1 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce (obr. 18) se skládá ze dvou plechů o tloušťce 5 mm z materiálu E295 (11500) ve kterých jsou vyřezány drážky pro příslušné komponenty. Tuhost konstrukce je podpořena ocelovými výztuhami, které jsou navařeny k nosným plechům i k sobě samým. Ve spodní části jsou přišroubovány L profily, na kterých je dopravník připevněn k separačnímu zařízení, a zároveň zabraňují materiálu, aby padal do mezery mezi konstrukcí a pásem. Pro lepší montáž jsou matice spolu s podložkami navařeny na konstrukční plechy. Spojení dolní a horní části je detailněji zobrazeno na obr. 23.

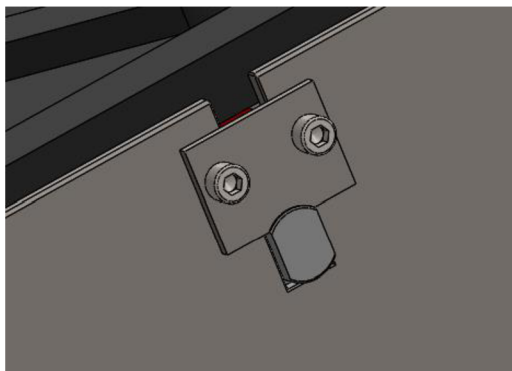


Obr. 18 Nosná konstrukce

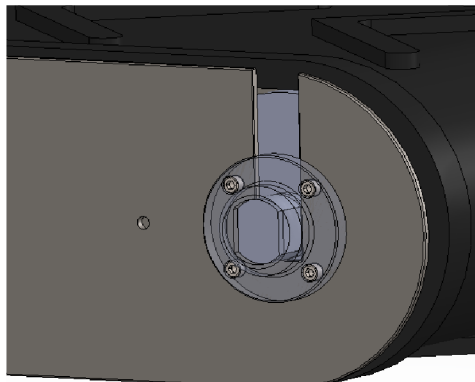
Uchycení válečků a elektrobubnu v nosné konstrukci

Nosné i dopadové válečky jsou vloženy do vyřezané drážky. Přišroubované příložky (obr. 19) zamezují jejich pohyb a zároveň zaručují jednoduchou výměnu při poruše.

Elektrobuben je vsunut do předem vyřezané drážky v nosné konstrukci. Jeho samovolný pohyb je zamezen pomocí přírub uchycenými čtyřmi šrouby (obr. 20).



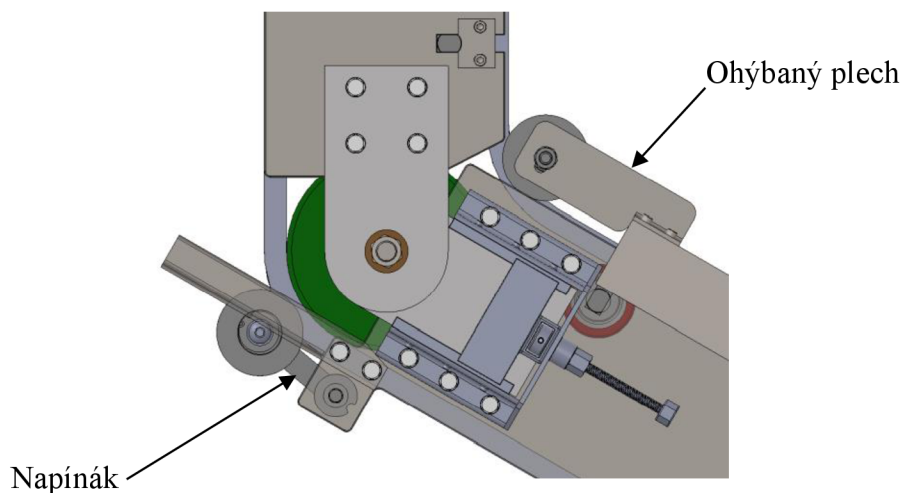
Obr. 19 Umístění nosného válečku



Obr. 20 Umístění elektrobubnu

5.2 OHYB PÁSU PŘI PŘEPRAVĚ

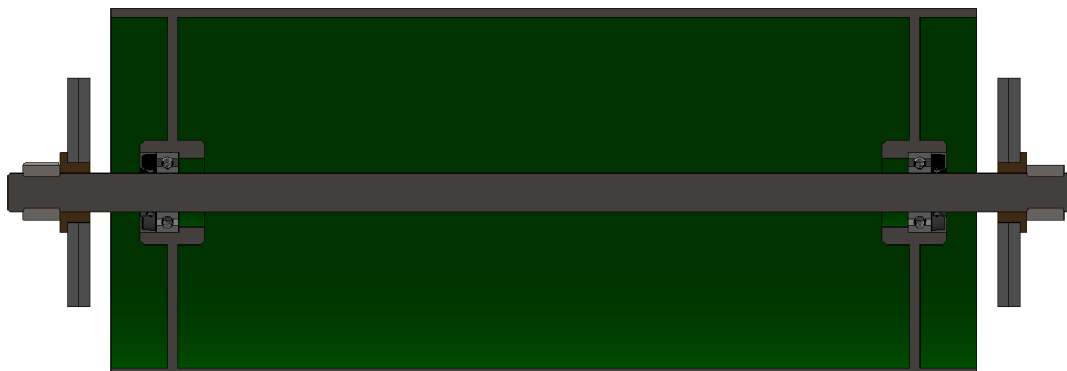
Je požadováno, aby při přepravě byl pás správně napnut okolo hnaného bubnu, to je dosaženo pomocí strážních válečků, které jsou ve vratné větvi připevněny univerzálním napínákem ROSTA, typ SE-F[23] společnosti Haberkorn s.r.o., který je třeba při montáži předepnout (obr. 21). V nosné větvi je přišroubován napevno ohýbaným plechem.



Obr. 21 Ohnutí pásu při přepravě

5.3 HANÉ BUBNY

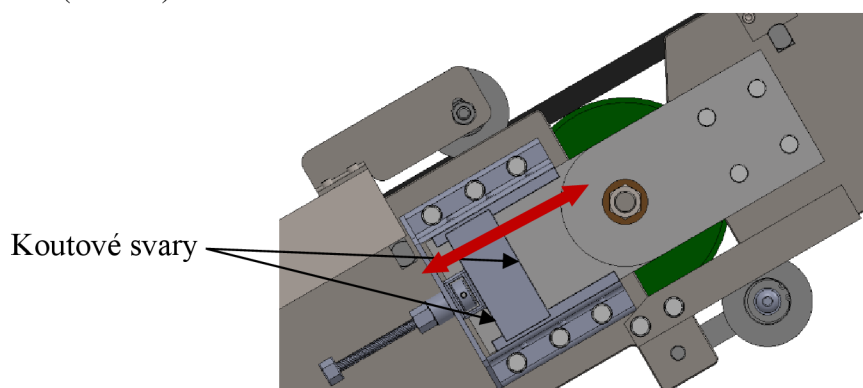
Jsou použity dva vyráběné hnané bubny, jeden jako podpora pásu v zalomení a druhý jako vratný buben dopravníku. Hřídel u podpůrného bubnu je použita jako osa při polohování, z tohoto důvodu jsou ložiska nalisována v bubnu a hřídel nalisována do ložisek. Pro dostatečnou ochranu před nečistotami jsou použita ložiska 6003 [24] se zakrytím a pryžové gufero s prachovkou 17x35x7 GP [24]. Na obr. 22 je zobrazen řez bubnu spolu s uchycením v nosné konstrukci, které je zajištěno závitovými konci hřídele a příslušnou maticí M16. Pro lepší rozložení sil je použita bronzová vložka. Stejným způsobem je uchycen i vratný buben.



Obr. 22 Řez hnaným bubnem v zalomení

5.4 NAPÍNÁNÍ PÁSU

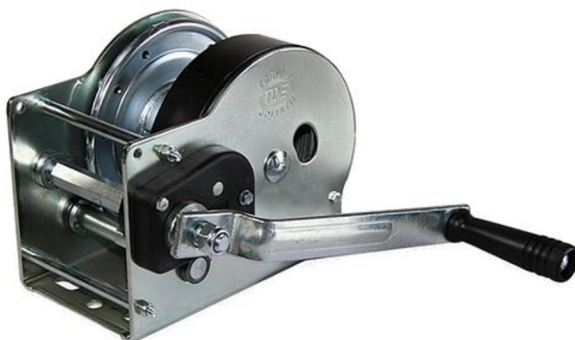
Napnutí pásu je z velké části realizováno sklopením dopravníku do pracovní polohy. Pro případné dopnutí je v místě zalomení, které je dobře přístupné, realizován šroubový napínák s lichoběžníkovým závitem. Napínák je přišroubován ke spodní části nosné konstrukce, a na pohyblivou část napínáku je navařen plech, který slouží ke spojení s horní částí nosné konstrukce (obr. 23).



Obr. 23 Napínací zařízení

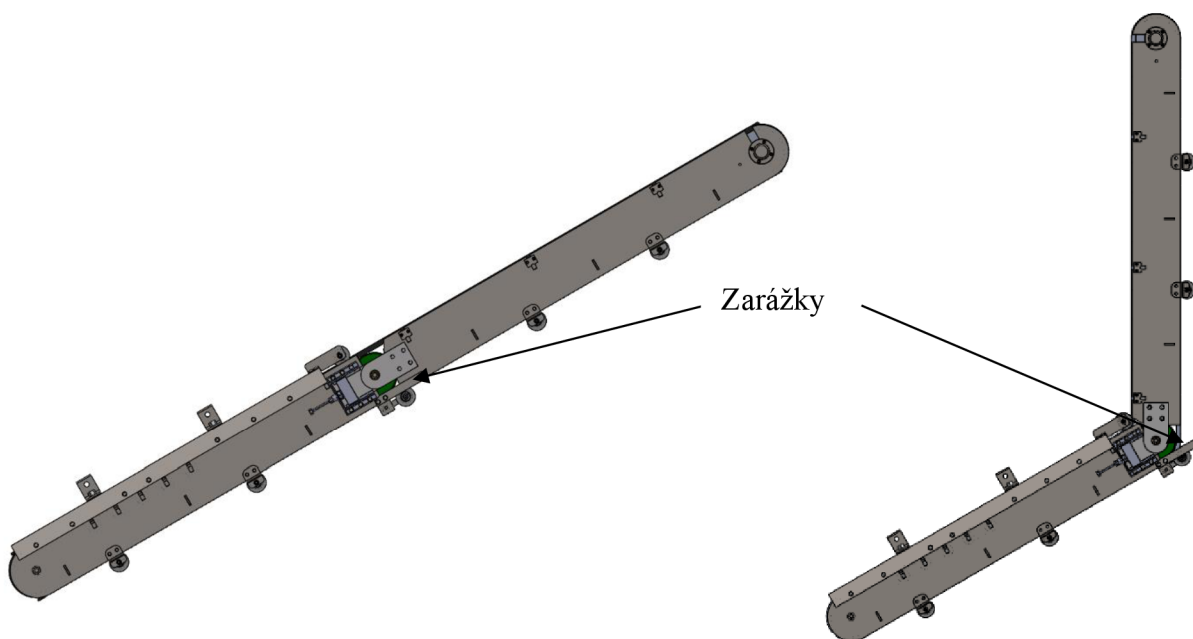
6 KONTROLA KINEMATIKY ROZLOŽENÍ DO OBOU POLOH

Rozložení bude realizováno pomocí ručního navijáku 6AFD [25] (obr. 24) od společnosti Pavlínek s.r.o. s nosností 500 kg. Naviják bude připevněn na konstrukci recyklačního zařízení a spojen pomocí lana s nosnou konstrukcí pásového dopravníku.



Obr. 24 Ruční naviják 6AFD [25]

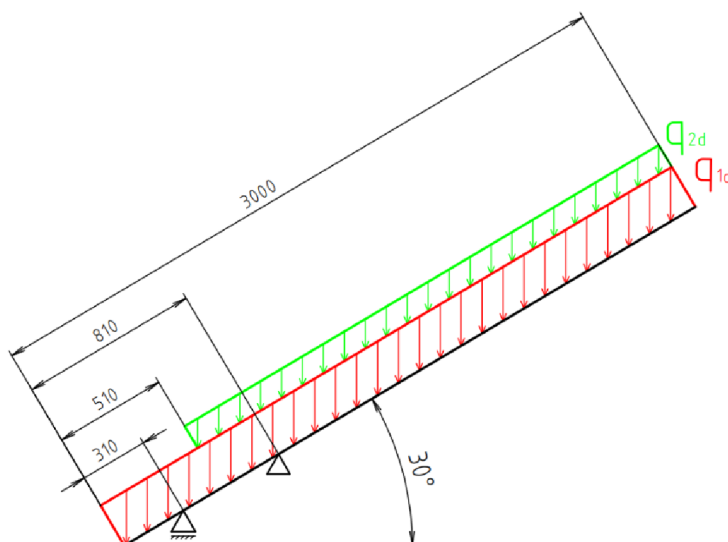
V levé části obr. 25 je zobrazen dopravník v jeho pracovní poloze. Správná provozní poloha je zajištěna zarážkami, o které se zapře horní část nosné konstrukce. V pravé části je zobrazen dopravník při přepravě.



Obr. 25 Mezní polohy pásového dopravníku

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU DOPRAVNÍKU

Pro pevnostní výpočet je uvažován zjednodušený celistvý rám 10 x 195 mm. Rám je upevněn na 2 podporách, zatížen spojitým zatížením q_{1d} , které je vyvozeno od vlastní hmotnosti a hmotnosti komponent. Dále je zatížen spojitým zatížením q_{2d} , které je vyvozeno od hmotnosti přepravovaného materiálu (obr. 26).



Obr. 26 Vazby a silové zatížení dopravníku

7.1 VÝPOČET SPOJITÉHO LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ

Od vlastní hmotnosti a hmotnosti komponent

$$q_{1d} = \frac{m \cdot g}{L} \quad (30)$$

$$q_{1d} = \frac{189,67 \cdot 9,81}{3}$$

$$q_{1d} = 620,2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: m	[kg]	Hmotnost sestavy	Dle SolidWorks
L	[m]	Osová vzdálenost	Vypočteno (1)
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení	

Od hmotnosti přepravovaného materiálu

$$q_{2d} = q_G \cdot g \quad (31)$$

$$q_{2d} = 4,861 \cdot 9,81$$

$$q_{2d} = 47,69 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky	Vypočteno (5)
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení	

Rozložení liniového zatížení do os**Osa X**

$$q_{1dx} = q_{1d} \cdot \cos(60^\circ) \quad (32)$$

$$q_{1dx} = 620,2 \cdot \cos(60^\circ)$$

$$q_{1dx} = 310,1 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_{1d} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od vlastní hmotnosti Vypočteno (30)

$$q_{2dx} = q_{2d} \cdot \cos(60^\circ) \quad (33)$$

$$q_{2dx} = 47,69 \cdot \cos(60^\circ)$$

$$q_{2dx} = 23,835 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_{2d} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od hmotnosti materiálu Vypočteno (31)

Osa Y

$$q_{1dy} = q_{1d} \cdot \sin(60^\circ) \quad (34)$$

$$q_{1dy} = 620,2 \cdot \sin(60^\circ)$$

$$q_{1dy} = 537,11 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_{1d} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od vlastní hmotnosti Vypočteno (30)

$$q_{2dy} = q_{2d} \cdot \sin(60^\circ) \quad (35)$$

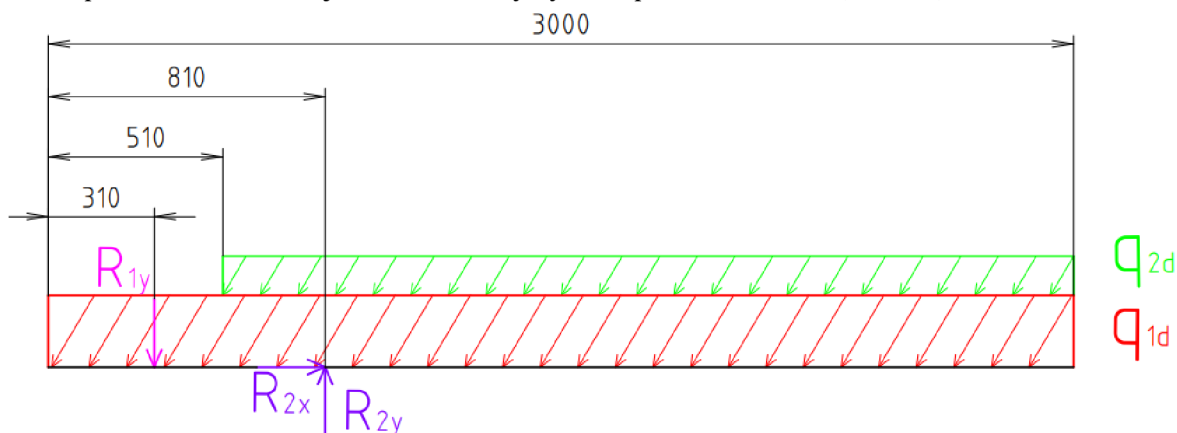
$$q_{2dy} = 47,69 \cdot \sin(60^\circ)$$

$$q_{2dy} = 41,28 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: q_{2d} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od hmotnosti materiálu Vypočteno (31)

7.2 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

Pro lepší srozumitelnost je souřadnicový systém pootočen o 30° (obr. 27)



Obr. 27 Uvolnění

Momentová rovnováha k bodu 1

$$\sum M_{o1} = 0 \quad (36)$$

$$\frac{q_{1dy} \cdot 0,31^2}{2} + R_{2y} \cdot 0,5 - \frac{q_{1dy} \cdot 2,690^2}{2} - q_{2dy} \cdot 2,490 \cdot \frac{2,690}{2} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{2y} = \frac{\frac{-q_{1dy} \cdot 0,31^2}{2} + \frac{q_{1dy} \cdot 2,690^2}{2} - (q_{2dy} \cdot 2,490 \cdot \frac{2,690}{2})}{0,5}$$

$$R_{2y} = \frac{\frac{-537,11 \cdot 0,31^2}{2} + \frac{537,11 \cdot 2,690^2}{2} - (41,28 \cdot 2,490 \cdot \frac{2,690}{2})}{0,5}$$

$$R_{2y} = 3\,555,08 \text{ N}$$

Kde: q_{1dy} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od vlastní hmotnosti v ose Y Vypočteno (34)

q_{2dy} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od hmotnosti materiálu v ose Y Vypočteno (35)

Silová rovnováha v ose Y

$$\sum F_y = 0 \quad (37)$$

$$-q_{1dy} \cdot 3 - R_{1y} - q_{2dy} \cdot 2,490 + R_{2y} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{1y} = -q_{1dy} \cdot 3 - q_{2dy} \cdot 2,490 + R_{2y}$$

$$R_{1y} = -537,11 \cdot 3 - 41,28 \cdot 2,490 + 3555,08$$

$$R_{1y} = 1840,96 \text{ N}$$

Kde: q_{1dy} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od vlastní hmotnosti v ose Y Vypočteno (34)

q_{2dy} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od hmotnosti materiálu v ose Y Vypočteno (35)

Silová rovnováha v ose X

$$\sum F_x = 0 \quad (38)$$

$$-q_{1dx} \cdot 3 - q_{2dx} \cdot 2,490 + R_{2x} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{2x} = q_{1dx} \cdot 3 + q_{2dx} \cdot 2,490$$

$$R_{2x} = 310,1 \cdot 3 + 23,85 \cdot 2,490$$

$$R_{2x} = 989,69 \text{ N}$$

Kde: q_{1dx} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od vlastní hmotnosti v ose X Vypočteno (32)
 q_{2dx} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od hmotnosti materiálu v ose X Vypočteno (33)

7.3 VÝPOČET BEZPEČNOSTI**Maximální ohybový moment**

Maximální ohybový moment se nachází v bodě 2

$$M_{O \text{ Max}} = \frac{-q_{1dy} \cdot 0,81^2}{2} - R_{1y} \cdot (0,81 - 0,31) - \frac{q_{2dy} \cdot (0,81 - 0,51)^2}{2} \quad (39)$$

$$M_{O \text{ Max}} = \frac{-537,11 \cdot 0,81^2}{2} - 1840,96 \cdot (0,81 - 0,31) - \frac{41,28 \cdot (0,81 - 0,51)^2}{2}$$

$$M_{O \text{ Max}} = -1\,098,54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: q_{1dy} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od vlastní hmotnosti v ose Y Vypočteno (34)
 q_{2dy} [N·m⁻¹] Liniové zatížení od hmotnosti materiálu v ose Y Vypočteno (35)
 R_{1y} [N] Reakční síla v bodě 1, v ose Y Vypočteno (37)

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{b \cdot h^3}{6} \quad (40)$$

$$W_o = \frac{10 \cdot 195^2}{6}$$

$$W_o = 63\,375 \text{ mm}^3$$

Kde: b_k [mm] Tloušťka konstrukce Dle konstrukce
 h [mm] Výška konstrukce Dle konstrukce

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{|M_{o\ Max}|}{W_o} \quad (41)$$

$$\sigma_o = \frac{|-1098540|}{63375}$$

$$\sigma_o = 17,34 \text{ MPa}$$

Kde: $M_{o\ Max}$ [N·mm]	Maximální ohybový moment	Vypočteno (39)
W_o [mm ³]	Modul průřezu v ohybu	Vypočteno (40)

Normálové napětí

$$\sigma_N = \frac{|R_{2x}|}{b \cdot h} \quad (42)$$

$$\sigma_N = \frac{|989,69|}{10 \cdot 195}$$

$$\sigma_N = 0,51 \text{ MPa}$$

Kde: R_{2x} [N]	Reakční síla v bodě 2, v ose X	Vypočteno (38)
b [mm]	Tloušťka konstrukce	Dle konstrukce
h [mm]	Výška konstrukce	Dle konstrukce

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sigma_o + \sigma_N \quad (43)$$

$$\sigma_{red} = 17,34 + 0,51$$

$$\sigma_{red} = 17,85 \text{ MPa}$$

Kde: σ_o [MPa]	Reakce v bodě 2 v ose X	Vypočteno (41)
σ_N [MPa]	Normálové napětí	Vypočteno (42)

Součinitel bezpečnosti

Dle [24] je σ_{Dov} v ohybu pro materiál E295 (11500) 215 MPa.

$$k = \frac{\sigma_{Dov}}{\sigma_{red}} \quad (44)$$

$$k = \frac{215}{17,85}$$

$$k = 12,05$$

Kde: σ_{Dov} [MPa]	Dovolené napětí v ohybu	Dle [24]
σ_{red} [MPa]	Redukované napětí	Vypočteno (43)

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pásový dopravník, který je součástí mobilního recyklačního zařízení a je schopen přecházet mezi pracovní a přepravní polohou.

Na základě rešerše byl zvolen dopravníkový pás se šípovými profily, který dokáže materiál přepravovat i pod úhlem 30° , spolu s dalšími normalizovanými prvky pásového dopravníku. Polohovatelnost je zajištěna prostřednictvím dělené nosné konstrukce a samotné polohování je realizováno ručním navijákem propojeným s konstrukcí pomocí lana.

Délka dopravníku je 3 m a jeho šířka je 0,408 m. Při navrhování bylo cílem dosáhnout co nejmenších rozměrů se zachováním dopravní výšky 1,5 m a dopravního výkonu $10 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Dle funkčních výpočtů bylo těmto požadavkům a cílům práce vyhověno.

Pevnostní analýza byla v této práci provedena pouze ve zjednodušené verzi. V budoucnu by bylo dobré provést detailní analýzu spolu s topologickou optimalizací, díky které by se snížila hmotnost.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] BEUMERGROUP. *Conveying Technology*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.beumergroup.com/products-systems/conveyors-technology/>. [cit. 2024-05-17].
- [4] REKO. *Gumové pásy*. Online. 2018. Dostupné z: <https://www.reko-sro.cz/gumove-pasy.htm>. [cit. 2024-05-17].
- [5] DUBA. *Dopravní pásy profilové*. Online. 2019. Dostupné z: https://www.dubadp.cz/files/profilove-dopravni-pasy/T-REX_Chevron%20Conveyor%20Belts%202019-1.pdf. [cit. 2024-05-17].
- [6] STEVENSBELTING. *Sidewall Belts for Swan Neck Conveyors*. Online. 2019. Dostupné z: <http://www.stevensbelting.co.uk/author/stevensbelting/>. [cit. 2024-05-17].
- [7] PGL. *Pipe Conveyor Belt*. Online. 2018. Dostupné z: <https://www.pgl.com.tw/en/product-300244/Pipe-Conveyor-Belt.html>. [cit. 2024-05-17].
- [8] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [9] YARDLEY, E. D. a STACE, L. R. *Belt conveying of minerals*. Woodhead Publishing series in metals and surface engineering. Cambridge, England: Woodhead Publishing and Maney Publishing on behalf of The Institute of Materials, Minerals and Mining, 2008. ISBN 978-1-84569-230-8.
- [10] WITTEX PLUS. *Gumotextilné dopravníkové pásy*. Online. 2014. Dostupné z: <https://www.wittex.sk/produkty-ostatne-gumotextilne-dopravnikove-pasy.php>. [cit. 2024-05-17].
- [11] I-TEŠ. *Nosné sestavy*. Online. 2017. Dostupné z: <http://www.i-tes.com/profile/nosne-sestavy-pasovych-dopravniku-4714>. [cit. 2024-05-17].
- [12] ACHENBACH. *Bubnové elektropohony*. Online. 2021. Dostupné z: http://www.achenbach.cz/bubnove_elektropohony. [cit. 2024-05-18].
- [13] JASAŇ, Vincent; KOŠÁBEK, Juraj a SZUTTOR, Norbert. *Teória dopravných a manipulačných zariadení*. Bratislava: Alfa, 1989. ISBN 80-050-0125-8.

- [14] BIGOŠ, Peter; KULKA, Josef; KOPAS, Melichar a MANTIČ, Martin. *Teória a stavba zdvihacích a dopravných zariadení*. TU v Košiciach, 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [15] DRAŽAN, František a JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem: vysokošk. učebnice*. Praha: SNTL, 1979.
- [16] STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA STROJNICKÁ OLOMOUC. *Dopravníky a zdvihadla*. Online. 2017. Dostupné z: <https://www.spssol.cz/rsimages/DIGI1/html/cad/Dopravn%C3%ADky%20a%20zdvihadla/Modul.html>. [cit. 2024-05-18].
- [17] KSK-BELT. *Chevron šipové / dělené pásy*. Online. 2020. Dostupné z: <https://www.ksk-belt.cz/produkty/chevron-sipove-delene-pasy>. [cit. 2024-05-16].
- [18] RUMELCA. *Motorized Pulley 165LS*. Online. 2021. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/motorized_pulleys/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_bulk/82/motorized_pulley_165ls. [cit. 2024-05-16].
- [19] RUMELCA. *MPS1 60N*. Online. 2021. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/download/catalogo/serie_eng/MPS1_60N.pdf. [cit. 2024-05-16].
- [20] RUMELCA. *Impact rollers*. Online. 2021. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/download/catalogo/serie_eng/PSV1-FHD_89NA.pdf. [cit. 2024-05-16].
- [21] OCTOPUS TOOLS. *Vodící kolečka, ložiskové rolny*. Online. 2019. Dostupné z: <https://www.octopustools.com/upinky-upinaci-prvky-imao.php?navez=Imao-vodici-rolny-GRL-CTG>. [cit. 2024-05-17].
- [22] ČSN ISO 5048, *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [23] HABERCORN. *Univerzální napínák ROSTA, typ SE-F*. Online. 2016. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/univerzalni-napinak-rosta-typ-se-f.html>. [cit. 2024-05-17].
- [24] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 8086490742.
- [25] PAVLÍNEK. *Ruční navijáky*. Online. 2023. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/rucni-lanovy-navijak-talbot-typ-afd-k-tazeni-i-zvedani/>. [cit. 2024-05-18].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Největší dovolený průvès pásu
a_0	[m]	Maximální rozteč nosných válečků
B	[mm]	Šířka pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
b_k	[mm]	Tloušťka konstrukce
D	[m]	Průměr bubnu
d	[m]	Tloušťka pásu
d_0	[m]	Průměr hřídele bubnu
F	[N]	Průměrná tahová síla v pásu na bubnu
f	[-]	Globální součinitel tření
F_1	[N]	Tahová síla v nosné větvi
F_{1T}	[N]	Teoretická tahová síla v pásu v nosné větvi
F_2	[N]	Tahová síla ve vratné větvi
$F_{2, min}$	[N]	Teoretická tahová síla v pásu ve vratné větvi
F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil při nakládání
F_C	[N]	Celková síla působící na buben
F_D	[N]	Dovolená tahová síla v páse
F_H	[N]	Hlavní odpor
$F_{max T}$	[N]	Maximální teoretická tahová síla v pásu
$F_{min d}$	[N]	Minimální tahová síla, zaručující požadovaný průvès pásu ve vratné větvi
$F_{min h}$	[N]	Minimální tahová síla, zaručující požadovaný průvès pásu v nosné větvi
F_N	[N]	Vedlejší odpor
F_o	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnu
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_T	[N]	Vektorový součet tahů v pásu a tíhových sil hmot bubnu
F_U	[N]	Obvodová hnací síla
$F_{U,max}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[mm]	Dopravní výška
h	[mm]	Výška konstrukce

I_v	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
L	[m]	Osová vzdálenost
$M_{o\ Max}$	$[N \cdot mm]$	Maximální ohybový moment
m	[kg]	Hmotnost sestavy
m_p	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost 1 m pásu
N	$[N \cdot mm^{-1}]$	Pevnost pásu v tahu
n_1	[-]	Počet dopadových válečků
n_2	[-]	Počet nosných válečků
n_3	[-]	Počet strážních válečků – nosná větev
n_4	[-]	Počet strážních válečků – vratná větev
P_M	[W]	Potřebný provozní výkon elektrobubnu
Q	$[kg \cdot h^{-1}]$	Hmotnostní výkonnost
q_1	[kg]	Hmotnost dopadového válečku
q_{1d}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení od vlastní hmotnosti
q_{1dx}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení od vlastní hmotnosti v ose X
q_{1dy}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení od vlastní hmotnosti v ose Y
q_2	[kg]	Hmotnost nosného válečku
q_{2d}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení od hmotnosti materiálu
q_{2dx}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení od hmotnosti materiálu v ose X
q_{2dy}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení od hmotnosti materiálu v ose Y
q_3	[kg]	Hmotnost strážního válečku
q_B	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost 1 m pásu
q_G	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky
q_{Ro}	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí v nosné větvi na 1m délky
q_{Ru}	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí ve spodní větvi na 1 m délky
R_{1y}	[N]	Reakční síla v bodě 1, v ose Y
R_{2x}	[N]	Reakční síla v bodě 2, v ose X
R_{2y}	[N]	Reakční síla v bodě 2, v ose Y
S	$[m^2]$	Průřez náplně pásu
S_t	$[m^2]$	Teoretická plocha náplně pásu
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Dopravní rychlost
v_0	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost, při které vstupuje materiál na dopravník

W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
α	[°]	Sypný úhel dopravovaného materiálu
δ	[rad]	Úhel opásání
η_l	[-]	Účinnost elektrobubnu
μ	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a pásem
ρ	[kg·m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost
σ_o	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
φ	[°]	Sklon dopravníku
θ	[°]	Dynamický sypný úhel
ξ	[-]	Součinitel rozběhu pásu

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

Výkres sestavy	Pásový Dopravník	BP-A1-S01-24
Výkres sestavy	Nosná Konstrukce	BP-A1-S02-24
Výkres svařence	Tělo Napínáku	BP-A4-S03-24
Výkres součásti	L-Profil Napínáku-L	BP-A4-D01-24
Výkres součásti	Bočnice Napínáku	BP-A4-D02-24