VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO DRCENÝ VÁPENEC

BELT CONVEYOR FOR CRUSHED LIMESTONE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Patrik Salvet

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadaní bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Patrik Salvet**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok:	2020/21

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

Pásový dopravník pro drcený vápenec

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a pro zadaný materiál.
Technické parametry:
dopravní výkon 105 000 kg.h–1,
osová vzdálenost 45 m,
výškový rozdíl 8,5 m,
dopravovaný materiál drcený vápenec.

Cíle bakalářské práce:

Provedení funkčního výpočtu a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu.
Nakreslení sestavného výkresu dopravníku a svarku vybrané stojiny.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na návrh a výpočet pásového dopravníku pro dopravu drceného vápence s dopravním výkonem 105 000 $kg \cdot h^{-1}$, osovou vzdáleností 45 m a výškovým rozdílem 8,5 m. V práci se nachází popis jednotlivých součástí dopravníku, dopravovaného materiálu a funkční výpočet pohonu včetně sil působících na pás, který byl proveden dle normy ČSN ISO 5048. V práci se dále nachází výběr jednotlivých součástí dopravníku a jejich pevnostní kontrola k vybraným mezním stavům. Na závěr byla zhotovena výkresová dokumentace sestavy a svarku stojiny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, válečková stolice, váleček, pohon dopravníku, napínací zařízení, nosná konstrukce, vápenec

ABSTRACT

The bachelor's thesis is focused on design and calculation of a belt conveyor for transportation of crushed limestone with a transport capacity of 105,000 $kg \cdot h^{-1}$, axial distance of 45 m and height difference of 8.5 m. The thesis contains a description of individual components of the belt conveyor, transported material and functional calculation of the conveyors drive including forces acting on the belt which was performed according to the standard ČSN ISO 5048. The thesis also contains selection of individual components of the belt conveyor and their strength calculation for chosen limit states. At last, the drawing documentation of conveyor assembly and stand weldment was made.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, troughing set, roller, conveyors drive, tensioning device, supporting construction, limestone

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SALVET, Patrik. *Pásový dopravník pro drcený vápenec* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132055. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 70 s. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 12. května 2021 ……..……..……..

Patrik Salvet

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za rady v průběhu zpracování práce.

OBSAH

Úvod **12**

1 Pásový dopravník **13**
1.1 Rozdělení podle nosné konstrukce 13
1.2 Atypické druhy pásových dopravníků 13

2 Základní části pásového dopravníku **14**
2.1 Dopravní pás 14
2.1.1 Rozdělení pásu podle krycích vrstev 14
2.1.2 Materiály pásů 14
2.2 Válečková stolice 15
2.3 Válečky 15
2.4 Pohon 17
2.5 Bubny 17
2.6 Napínací zařízení 17
2.7 Brzdy 18
2.8 Nosná konstrukce 19
2.9 Čističe pásu 19

3 Rozbor dopravovaného materiálu **20**
3.1 Charakteristika vápence 20
3.2 Rozdělení vápence 20
3.3 Technologické zpracování vápence 21
3.4 Využití vápence 21

4 Funkční výpočet pásového dopravníku **22**
4.1 Úhel sklonu dopravníku 22
4.2 Určení rychlosti pásu 22
4.3 Dynamický sypný úhel 22
4.4 Minimální plocha průřezu náplně pásu 22
4.5 Volba šířky pásu 23
4.6 Dopravní výkon a plocha průřezu náplně dopravníku 23
4.6.1 Celková plocha průřezu náplně pásu 23
4.6.2 Plocha průřezu horní části náplně pásu 23
4.6.3 Plocha průřezu dolní části náplně pásu 24
4.6.4 Světlá šířka bočního vedení 24
4.6.5 Skutečná ložná šířka pásu 24
4.6.6 Skutečná plocha průřezu náplně pásu 24
4.6.7 Součinitel sklonu 25
4.6.8 Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu 25
4.6.9 Objemový dopravní výkon 25
4.6.10 Hmotnostní dopravní výkon 26
4.7 Kontrola dopravovaného množství materiálu 26
4.8 Výpočet hlavního odporu 26
4.8.1 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metru délky v horní větvi 27
4.8.2 Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metru délky v dolní větvi 27
4.8.3 Hmotnost nákladu na délce 1 metru 28

4.9 Výpočet vedlejšího odporu 28
4.9.1 Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování 28
4.9.2 Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování 29
4.9.3 Urychlovací délka 29
4.9.4 Ohybový odpor pásu na bubnech 29
4.9.5 Odpor ložisek bubnu 30
4.10 Výpočet přídavných odporů 30
4.10.1 Odpor vychýlených bočních válečků 30
4.10.2 Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením 31
4.10.3 Odpor od čističe pásu 31
4.10.4 Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu 32
4.10.5 Odpor shrnovače materiálu 32
4.11 Potřebná obvodová hnací síla 32
4.11.1 Odpor k překonání dopravní výšky 32
4.12 Výpočet výkonu dopravníku 33
4.12.1 Potřebný provozní výkon pohonu 33
4.12.2 Potřebný výkon hnacího motoru 33
4.13 Tahové síly v pásu 33
4.13.1 Přenos obvodové síly na hnacím bubnu 33
4.13.2 Maximální obvodová síla na poháněcím bubnu 34
4.13.3 Nejmenší tahová síla v pásu pro horní větev 34
4.13.4 Nejmenší tahová síla v pásu pro dolní větev 35
4.13.5 Největší tahová síla v pásu 35
4.13.6 Tahová síla v pásu v horní větvi 35
4.13.7 Tahová síla v pásu v dolní větvi 36
4.13.8 Celková síla namáhající buben 36
4.14 Pevnostní kontrola pásu 36
4.14.1 Dovolená síla v tahu působící na pás 36

5 Konstrukční řešení dopravníku 37
5.1 Volba dopravního pásu 37
5.2 Výběr válečkových stolic a válečků 37
5.2.1 Nosné válečkové stolice 37
5.2.2 Válečky nosné větve 38
5.2.3 Dopadové válečky 38
5.2.4 Válečkové stolice vratné větve 39
5.2.5 Válečky vratné větve 39
5.3 Volba pohonu 40
5.4 Konstrukce hnaného bubnu 41
5.5 Konstrukční řešení napínacího zařízení 41
5.5.1 Ložisková jednotka 41
5.5.2 Pružina 42
5.6 Čistič pásu 43
5.7 Nosný rám 43
5.8 Konstrukce stojin 43

6 Pevnostní výpočet 44
6.1 Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu 44

6.1.1 VVÚ osy hnaného bubnu ... 44
6.1.2 Reakční síly ve vazbách A a B ... 45
6.1.3 Momentová podmínka statické rovnováhy k bodu D ... 45
6.1.4 Výpočet ohybového momentu v místě F ... 45
6.1.5 Modul průřezu v ohybu v místě F ... 46
6.1.6 Součinitel vrubu v místě F ... 46
6.1.7 Výpočet materiálové charakteristiky K ... 46
6.1.8 Součinitel velikosti v místě F ... 47
6.1.9 Výpočet součinitele velikosti ϑ_1 ... 47
6.1.10 Výpočet součinitele velikosti $\vartheta_{2\sigma}$ ... 47
6.1.11 Součinitel opracování povrchu, zpracování a vlivu prostředí ... 48
6.1.12 Součinitel opracování povrchu a vlivu prostředí ... 48
6.1.13 Součinitel zpracování ... 48
6.1.14 Mez únavy osy v místě F ... 48
6.1.15 Amplituda napětí v místě F ... 49
6.1.16 Bezpečnost k MSP v místě F ... 49
6.1.17 Výpočet ohybového momentu v místě G ... 49
6.1.18 Modul průřezu v ohybu místa G ... 50
6.1.19 Součinitel vrubu v místě G ... 50
6.1.20 Součinitel velikosti v místě G ... 50
6.1.21 Výpočet součinitele velikosti ϑ_1 ... 51
6.1.22 Výpočet součinitele velikosti $\vartheta_{2\sigma}$ ... 51
6.1.23 Mez únavy osy v místě G ... 51
6.1.24 Amplituda napětí v místě G ... 52
6.1.25 Bezpečnost k MSP v místě G ... 52
6.2 Kontrola pružiny napínací stanice ... 52
6.2.1 Potřebná síla pružiny k napnutí pásu ... 52
6.2.2 Stlačení pružiny při napínací síle ... 53
6.2.3 Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu ... 53
6.2.4 Kontrola stlačení pružiny ... 53
6.3 Kontrola závitové tyče k MSVS ... 53
6.3.1 Výpočet velikosti kritické síly ... 53
6.3.2 Osový kvadratický moment ... 54
6.3.3 Koeficient prutu α_p ... 54
6.3.4 Síla v ose šroubu ... 55
6.3.5 Bezpečnost k MSVS ... 55
6.3.6 Štíhlost prutu ... 55
6.3.7 Kritická štíhlost prutu ... 56
6.3.8 Posouzení mezních stavů ... 56
6.4 Kontrola závitové tyče na otlačení ... 56
6.4.1 Výpočet tlaku v závitech ... 56
6.4.2 Styková plocha závitu matice a šroubu ... 57
6.4.3 Počet závitů matice ... 57
6.4.4 Kontrola na otlačení ... 57
6.5 Výpočet životnosti ložisek hnaného bubnu ... 57
6.5.1 Základní výpočtová trvanlivost ... 58
6.5.2 Otáčky bubnů ... 58
6.5.3 Modifikovaná rovnice trvanlivosti ... 58
6.5.4 Součinitel modifikované trvanlivosti a_{iso} ... 59

Závěr **61**

Seznam použitých zkratek a symbolů **65**

Seznam příloh **70**

ÚVOD

Manipulace s materiálem tvoří značnou část výrobních procesů. Vhodnou volbou manipulačního zařízení dokážeme snížit náklady spojené s dopravou a zvýšit rychlost práce.

Mezi nejrozšířenější dopravní zařízení pro kontinuální dopravu sypkého a kusového materiálu patří pásové dopravníky. Umožňují přepravu materiálu ve vodorovném, svislém a šikmém směru na vzdálenost až několika km. Pásová přeprava je ve srovnání s ostatními dopravními zařízeními levná, tichá, velmi výkonná a šetrná k životnímu prostředí. [1]

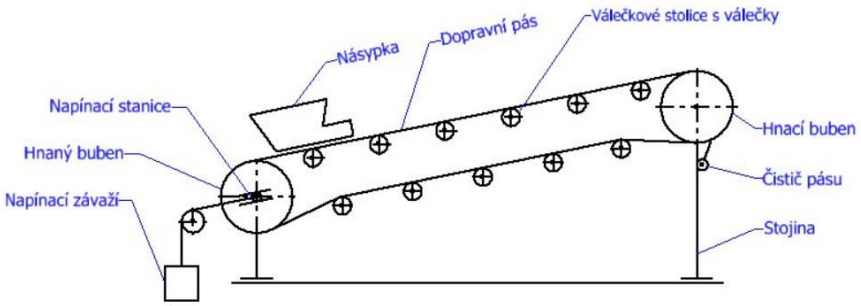
První pásový dopravník byl sestrojen již v roce 1795 a sloužil k vykládání lodí. Byl ručně poháněný s dřevěnou nosnou konstrukcí a koženým dopravním pásem. První strojem poháněný pásový dopravník vznikl v roce 1804 v období průmyslové revoluce, kdy byla ruční práce v mnoha výrobních odvětvích nahrazována stroji poháněnými parou. Trvalo téměř 100 let, než byly sestrojeny první gumové dopravní pásy vhodné pro přepravu kamenin a uhlí. Tyto dopravní pásy vedly k revoluci v těžbě uhlí. Železniční tratě v dolech byly postupně nahrazovány pásovými dopravníky, pomocí kterých bylo možné dopravit mnohem větší množství materiálu a výrazně usnadnit práci při přepravě. Dopravníky zaznamenaly největší rozvoj na začátku 20. století, kdy je začal Henry Ford používat na montážních linkách v automobilových závodech. [34]

Obr. 1 Pásový dopravník [8]

1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější dopravní prostředky. Umožňují kontinuální dopravu sypkých látek a kusového materiálu, a to převážně ve vodorovném nebo mírně šikmém směru. Tažnou část dopravníku tvoří pás obíhající kolem koncových bubnů. Nosnou část dopravníku vytváří ocelová konstrukce, na jejíchž koncích se nachází hnaný a hnací buben poháněný obvykle asynchronním elektromotorem. Na ocelové konstrukci jsou mezi bubny umístěny válečky nebo rovinná plocha, která vytváří pojezdovou dráhu pásu v horní i dolní větvi dopravníku. [1], [5]

Pásový dopravník má mnoho výhod, mezi které patří např. vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, možnost nakládání a vykládání v kterémkoliv místě, snadná údržba a nízká spotřeba energie. Mezi jeho nevýhody patří převážně obtížná doprava horkých materiálů a omezený maximální úhel stoupání závislý na vlastnostech přepravovaného materiálu a druhu pásu. [1]



Obr. 2 Schéma pásového dopravníku

1.1 ROZDĚLENÍ PODLE NOSNÉ KONSTRUKCE

Dle lit. [1].

- Dopravníky stabilní
- Dopravníky pojízdné a přenosné
- Dopravníky přestavitelné

1.2 ATYPICKÉ DRUHY PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Typy pásových dopravníků dle lit. [5], [10].

- Dopravníky s uzavřeným pásem
- Lanopásové dopravníky
- Zdrhadlové dopravníky
- Vrhací dopravníky
- Magnetické dopravníky

2 ZÁKLADNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás tvoří uzavřenou smyčku obíhající mezi hnaným a hnacím bubnem. Plní tažnou a nosnou funkci. Skládá se z textilní kostry, která dodává pásu potřebnou pevnost a z krycích ochranných vrstev z měkké gumy. Textilní kostra je složena z 2 až 14 textilních vložek vyrobených z bavlny, umělého hedvábí nebo perlonových vláken. Jednotlivé vrstvy textilních vložek jsou vzájemně spojeny vrstvami měkké pryže. Horní krycí vrstva chrání textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a mechanickým poškozením. Dolní vrstva chrání textilní kostru před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů. Boční strana kostry je chráněna před odíráním pomocí boční krycí vrstvy. Spojování pásů se provádí vulkanizací nebo mechanicky. [1], [4]

Požadovanou pevnost pásu řídí počet textilních vložek, s jejich množstvím narůstá tloušťka pásu. Tlusté pásy vyžadují velké bubny a obtížně vytváří korýtkový průřez. Proto u pásů přenášejících větší zatížení nahrazují textilní vložku podélně zavulkanizovaná ocelová lana. Tyto pásy se vyznačují vysokou tuhostí, malým protažením a malou příčnou pevností, která umožňuje snadné vytváření korýtkových průřezů. [3]

Na dopravní pásy jsou kladeny vysoké požadavky, jedná se zejména o vysokou životnost, minimální navlhavost, odolnost proti opotřebení otěrem, velkou pevnost a schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání. [1]

2.1.1 ROZDĚLENÍ PÁSU PODLE KRYCÍCH VRSTEV

Rozdělení dle lit. [1].

- Kryté – textilní kostra je ze všech stran chráněna vrstvou gumy.
- Řezané – obsahují pouze horní a dolní krycí vrstvu gumy.
- Nekryté – bez ochranných krycích vrstev.

2.1.2 MATERIÁLY PÁSŮ

Dle lit. [1].

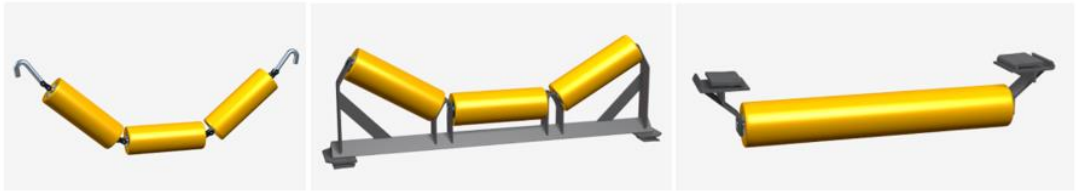
- Gumový pás
- Pás z termoplastu
- Ocelový pás
- Ocelogumový pás
- Pásy z drátěného pletiva
- Pásy z tkaniny
- Kožené pásy

2.2 VÁLEČKOVÁ STOLICE

Válečková stolice slouží k uložení válečků a k přenosu statické a dynamické zátěže od přepravovaného materiálu do nosné konstrukce dopravníku. Pro spodní vratnou větev se používají rovné válečkové stolice, které umožňují návrat pásu do horní větve. V horní větvi se využívají různé typy válečkových stolic složených ze dvou, tří či více válečků, přičemž vnější válečky jsou skloněny do středu válečkové stolice a vytváří tak korýtkový průřez. [1], [6]

V případech, kdy dochází k bočnímu pohybu pásu lze v nosné větvi dopravníku využít samostavné válečkové stolice, které udržují dopravní pás ve středové poloze. Jedná se o válečkovou stolici uloženou na otočném podstavci, který umožňuje rotaci válečkové stolice kolem svislé osy. [35]

Další konstrukční řešení představují girlandové válečkové stolice, které mají k rámu stroje připevněné ocelové lano, na němž se nachází pevně nasazené nosné kladky. Tyto kladky jsou vyrobeny z gumy nebo plastu a za chodu se otáčejí společně s lanem. Girlandové stolice se v porovnání s běžnými typy stolic charakterizují menší hmotností, menším počtem ložisek, zvýšenou životností pásu a válečků způsobenou rovnoměrnějším rozložením zatížení na válečky. Nevýhoda těchto stolic spočívá ve větším (až dvojnásobném) odporu proti otáčení. [1], [3]



Obr. 3 Válečkové stolice [28]

ROZDĚLENÍ VÁLEČKOVÝCH STOLIC PODLE POUŽITÍ

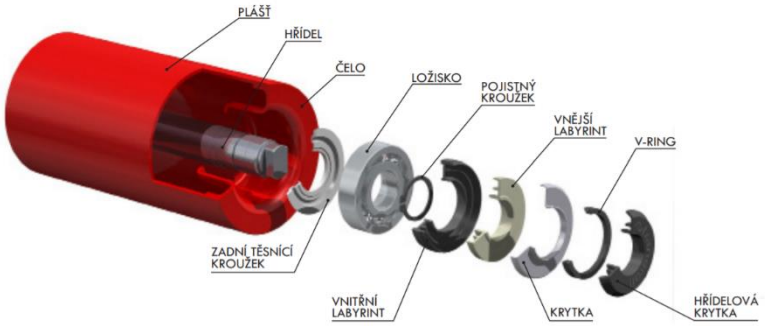
Dle lit. [6].

- Horní nosné
- Horní dopadové
- Horní centrovací
- Dolní vratné
- Dolní centrovací

2.3 VÁLEČKY

Výrazně se podílejí na vlastnostech dopravníku. Slouží k vedení a podpírání dopravního pásu. Uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Požadavky kladené na válečky jsou: těsnost, vyváženost, nízký valivý odpor, nízká hmotnost a snadná údržba. [1]

Válečky jsou uloženy ve valivých ložiskách a utěsněny gumovými těsnícími kroužky nebo labyrintovým těsněním. Plášť válečku se vyrábí z ocelové bezešvé trubky nebo je svařen z plechu. Povrch může být pogumován, čímž se zmenší opotřebení pásu převážně v oblasti nakládání, kde guma tlumí rázy materiálu dopadajícího na pás. [4]



Obr. 4 Hladký váleček [29]

Válečky můžou být dvojí konstrukce:

- Válečky s pevnou osou
- Válečky s čepy ve víku

Válečky s pevnou osou se využívají u dopravníků s menší šířkou pásu. Jsou snadno vyměnitelné a vykazují nižší odpory proti otáčení. Jejich nevýhodou je vyšší hmotnost, cena a nižší životnost. Pro větší šířky pásu se využívají válečky s čepy ve víku, které jsou lehčí, levnější ale obtížnější na montáž. [1]

DRUHY VÁLEČKŮ

Obr. 5 Druhy válečků [29]

DOPADOVÉ VÁLEČKY

Jedná se o válečky využívané v dopadové části dopravníku s gumovým povrchem. Tlumí dynamické síly dopadajícího materiálu [30].

SAMOČISTÍCÍ VÁLEČKY

Využívají se ve vratné větvi dopravníku, kde odstraňují zbytkové nečistoty z dopravního pásu. Skládají se z ocelového pláště, na kterém jsou umístěny gumové disky nebo mají spirálovitou konstrukci. [30]

STRÁŽNÍ VÁLEČKY

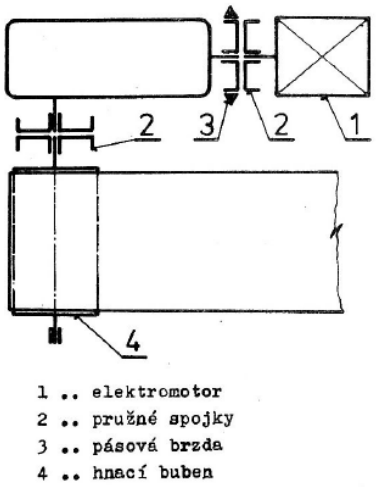
Používají se u krátkých dopravníků k příčnému vedení pásu [4]. Umísťují se vertikálně na kraje válečkových stolic [30].

2.4 POHON

Poháněcí stanice se skládá z elektromotoru, převodové skříně, brzdy, hnacího bubnu a pružných spojek, které jsou umístěny mezi všemi částmi hnacího mechanismu. Spojky umožňují snadnou údržbu a výměnu jednotlivých součástí.

Pro pohon dopravníků se používají třífázové asynchronní elektromotory s kroužkovou vazbou nebo s kotvou nakrátko. Mezi motor a převodovou skříň lze zařadit rozběhové spojky.

Pro menší příkony se vyrábějí tzv. elektrobubny. Jedná se o kompaktní poháněcí jednotku vloženou dovnitř hnacího bubnu. [1], [3], [4]



Obr. 6 Schéma poháněcí stanice [1]

2.5 BUBNY

Bubny jsou lité nebo svařované s válcovým nebo soudečkovitým tvarem k zajištění lepšího vedení pásu. Povrch bubnu může být obložen pryžovými nebo keramickými obklady ke zvýšení součinitele smykového tření. Drážkování obložení způsobí zachování příznivého součinitele tření i za mokra. Hnací bubny se umísťují na vykládací stranu dopravníku a slouží k přenosu obvodových sil na pás. V místě nakládání materiálu jsou zpravidla bubny hnané. Při ohybu pásu kolem bubnu vzniká přídavné namáhání pásu závislé na velikosti bubnu a materiálu pásu. [1], [3]

2.6 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení slouží k vytvoření tření mezi pásem a bubnem, čímž zajišťuje přenos tažných sil na pás. Správné napnutí zároveň snižuje velikost průvěsu pásu mezi válečkovými

stolicemi a má pozitivní vliv na životnost a hospodárnost celého zařízení. Napínání se vždy provádí v nezatížené části pásu.

Rozdělení podle napínání pásu:

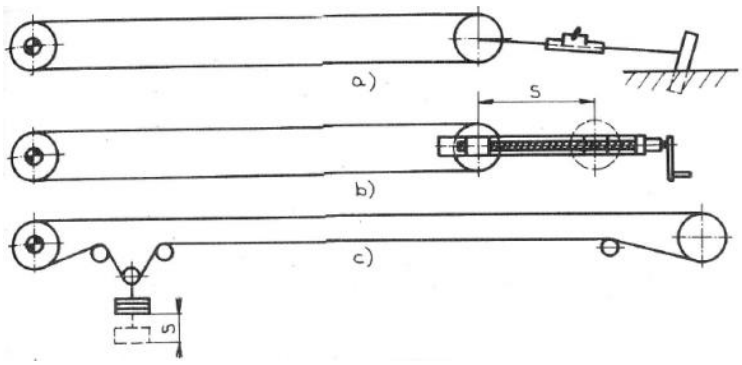
- Tuhé napínání pomocí šroubů nebo ručních kladkostrojů
- Napínání konstantní silou vyvozenou závažím
- S ručně nebo automaticky regulovanou napínací silou

Regulaci napínací síly lze provádět:

- Pneumaticky
- Elektricky
- Elektrohydraulicky

Tuhé napínací zařízení se používá převážně pro krátké dopravníky. Potřebné napnutí pásu se dosáhne posunem vratného bubnu uloženého na saních. Posuv bubnu se provádí napínákem s lanem nebo napínacími šrouby. Napínání je nutné provádět na obou stranách bubnu rovnoměrně, aby nedošlo k šikmému postavení vratného bubnu vůči podélné ose dopravníku, které se projeví sbíháním pásu. Napnutí pásu se určuje odhadem a musí být takové, aby zajistilo potřebný přenos obvodové síly.

Delší dopravníky se napínají závažím. Tento způsob napínání zaručuje konstantní napínací sílu bez ohledu na protažení pásu. [1], [3]



Obr. 7 a) Napínání ručním kladkostrojem b) napínacími šrouby c) závažím [1]

2.7 BRZDY

U šikmých a vertikálních pásových dopravníků může tíha materiálu způsobit samovolný zpětný pohyb pásu při zastavení pohonu. Proto jsou pásové dopravníky vybaveny samočinným brzděním pásu při vypnutém pohonu. Nejčastěji se využívá čelisťová brzda umístěna na vstupním hřídeli převodovky pohonu. Při zapnutém pohonu je brzda odbrzděna elektromagnetem nebo elektrohydraulickým odbrzďovačem, který při přerušení dodávky proudu pohon samočinně zabrzdí. U menších dopravníků lze využít válečkové zpětné brzdy (drže) nebo brzdící pásek. [3]

2.8 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce slouží k uložení bubnů, napínacího zařízení, válečkových stolic a dalšího příslušenství dopravníku. Zachycuje statické síly vyvolané vlastní tíhou dopravovaného materiálu a zároveň i síly dynamické způsobené podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu, nevyvážením rotačních součástí apod. Nosná konstrukce větších dopravníků bývá ukotvena do betonového základu. Menší dopravníky můžou být s pojízdnou nebo přenosnou konstrukcí. [3]

2.9 ČISTIČE PÁSU

Ve vratné větvi dochází ke kontaktu mezi válečky a stranou pásu, na niž se dopravoval materiál. Zejména při dopravě mokrých a lepkavých materiálů dochází k nalepování nečistot na vratné válečky a tím ke zvýšení odporu, vybočování a opotřebení pásu i hnacího bubnu. Proto se na začátek dolní větve umísťují čističe, které mají za úkol setřít z pásu zbytkové nečistoty.

Při dopravě suchého materiálu stačí pás čistit škrabkou, která je na pás přitlačována závažím nebo pružinou. Lepšího čistícího účinku se dosahuje použitím rotačního čističe, který k čištění pásu využívá válcové kartáče nebo plochou ocel zkroucenou do šroubovice. Rotační čističe jsou poháněny klínovým řemenem od hřídele hnacího bubnu. K sekundárnímu čištění pásu lze využít samočistící válečky. [1], [3]

Stěrače lze podle umístění dle lit. [7] rozdělit na:

- Spodní stěrače – jsou umístěny na spodní větvi dopravníku přibližně 100 mm za osou vynášecího válce.
- Čelní stěrače – osazují se na čelo hnacího válce.
- Vnitřní stěrače – bývají osazené na vnitřní straně spodní větve, co nejblíže k vratnému válci.

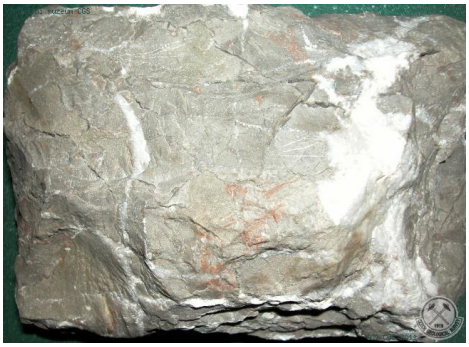
3 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

3.1 CHARAKTERISTIKA VÁPENCE

Vápenec je sedimentární hornina složena z uhličitanu vápenatého ($CaCO_3$) a příměsí dolomitu, sideritu, křemene, jílových materiálů a úlomků zkamenělin. Uhličitan vápenatý se vyskytuje ve více polymorfních modifikacích. V přírodě ho lze nalézt ve formě kalcitu nebo aragonitu. Synteticky vznikla další modifikace zvaná vaterit. Jedná se o metastabilní hexagonální modifikaci, která krystalizuje za normální teploty a atmosférického tlaku.

Vápence vznikají biochemicky nebo biomechanicky. Biochemické vápence se tvoří biochemickými procesy organismů. Jsou to například korálové útesy. Biomechanické vápence vznikly nahromaděním skořápek a ulit měkkýšů v mořských pánvích.

Čistý vápenec je bílý. Příměsi vápenec zbarvují, ten pak může být šedý, černý, nažloutlý, hnědý nebo červený. Má nízkou pórovitost, dobré izolační a tepelné vlastnosti. Tvrdost vápence je v Mohsově stupnici na 3. příčce, je tedy měkký a snadno opracovatelný. [11], [12], [13]



Obr. 8 Vápenec [14]

3.2 ROZDĚLENÍ VÁPENCE

Vápence se v čisté formě vyskytují výjimečně, většinou obsahují příměsi. Jestliže vápenec s příměsí tvoří dvousložkovou řadu, vytváříme rozdělení podle vzájemného obsahu těchto složek a mluvíme o různých řadách jako je například vápenec – dolomit, vápenec – jíl. [13]

Tab. 1 Dělení podle obsahu vápence a dolomitu dle ČSN 72 1210 [13]

Název	Obsah minerálu v %		Chemické složení v %	
	Kalcit	Dolomit	$CaCO_3$	$MgCO_3$
Vápenec	100 – 90	0 – 10	100 – 95,4	0 – 4,6
Dolomitický vápenec	90 – 50	10 – 50	95,4 – 77,1	4,6 – 22,9
Vápnitý dolomit	50 – 10	50 – 90	77,1 – 58,8	22,9 – 41,2
Dolomit	10 – 0	90 – 100	58,8 – 54,3	41,2 – 45,7

Tab. 2 Řada vápenec-jíl rozdělení podle Vachta [13]

Sediment	Obsah $CaCO_3$ [%]	Obsah jílu [%]
Vápenec vysokoprocentní	100 - 98	0 - 2
Vápenec chemicky čistý	98 - 95	2 - 5
Vápenec	95 - 90	5 - 10
Jílovitý vápenec	90 - 75	10 - 25
Slín vysokoprocentní	75 - 40	25 - 60
Slín nízkoprocentní	40 - 15	60 - 85
Vápnitý jíl	15 - 5	85 - 95
Jíl	5 - 0	95 - 100

3.3 TECHNOLOGICKÉ ZPRACOVÁNÍ VÁPENCE

Zpracování vápence se skládá z několika částí. Nejprve probíhá těžba v ložiskách, ze kterých je následně dopraven do drtíren, kde se rozbije na menší frakce. Po drcení probíhá třídění podle frakcí, případně praní kamene vodou. [15]

3.4 VYUŽITÍ VÁPENCE

Vápenec nachází využití v mnoha odvětvích průmyslu jako je například sklářství, hutní výroba, v zemědělství k úpravě půd nebo ve stavebnictví k výrobě cementu, páleného vápna, drceného kameniva a stavebních hmot. [11], [13]

4 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Podle normy ČSN ISO 5048 byl proveden funkční výpočet pásového dopravníku pro dopravu drceného vápence na základě požadovaného dopravního výkonu Q = 105 000 kg·h^{-1}, osové vzdálenosti L = 45 m a výškového rozdílu H = 8,5 m.

4.1 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU

$$sin\ \delta = \frac{H}{L} \tag{1}$$

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

$$\delta = \arcsin\frac{8{,}5}{45}$$

$$\delta = 10{,}89\,° = 10\,° 53\,'$$

Není překročena doporučená horní mez sklonu dopravníku s hladkým pásem 18°. Dle lit. [16], str. 6.

H	[m]	Výškový rozdíl, dle zadání.
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů, dle zadání.

4.2 URČENÍ RYCHLOSTI PÁSU

Doporučená rychlost pásu pro kamenivo se nachází v rozmezí 1,25 až 2,5 m·s^{-1} dle lit. [1], str. 148, tab. 8.3. Zvolena rychlost v = 1,6 m·s^{-1}.

4.3 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

Dynamický sypný úhel drceného vápence je θ = 15 °. Největší úhel sklonu dopravníku δ_{max} = 15 °. Dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.

4.4 MINIMÁLNÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_{min} = \frac{Q}{\rho \cdot v} \tag{2}$$

$$S_{min} = \frac{105\,000}{1\,400 \cdot 1{,}6 \cdot 3\,600}$$

$$S_{min} = 0{,}0130\ m^2$$

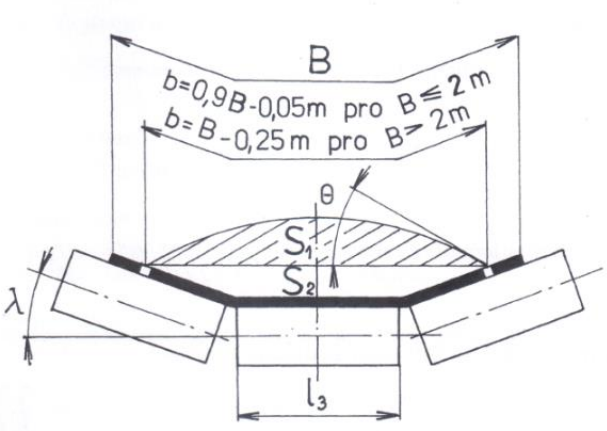
Q	[kg·h^{-1}]	Dopravní výkon, dle zadání.
ρ	[kg·m^{-3}]	Sypná hmotnost drceného vápence. ρ = 1400 kg·m^{-3} dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.
v	[m·s^{-1}]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.

4.5 VOLBA ŠÍŘKY PÁSU

Byla zvolena šířka pásu B = 500 mm.

4.6 DOPRAVNÍ VÝKON A PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ DOPRAVNÍKU

4.6.1 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 9 Plocha průřezu náplně pásu [16]

$$S = S_1 + S_2 \tag{3}$$

$$S = 0{,}0062 + 0{,}0143$$

$$S = 0{,}0206\ m^2$$

S_1	[m^2]	Plocha průřezu horní části náplně pásu, dle kap. 4.6.2.
S_2	[m^2]	Plocha průřezu dolní části náplně pásu, dle kap. 4.6.3.

4.6.2 PLOCHA PRŮŘEZU HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cdot \cos\lambda]^2 \cdot \frac{\tan\theta}{6} \tag{4}$$

$$S_1 = [0{,}2 + (0{,}4 - 0{,}2) \cdot \cos 30]^2 \cdot \frac{\tan 15}{6}$$

$$S_1 = 0{,}0062\ m^2$$

l_3	[m]	Délka prostředního válečku, dle kap. 5.2.2.
b	[m]	Skutečná ložná šířka pásu, dle kap. 4.6.5.
λ	[°]	Úhel sklonu bočních válečků, dle kap. 5.2.1.
θ	[°]	Dynamický sypný úhel drceného vápence, dle kap. 4.3.

4.6.3 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$S_2 = \left[l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \cos\lambda\right] \cdot \left[\frac{(b - l_3)}{2} \cdot \sin\lambda\right] \quad (5)$$

$$S_2 = \left[0{,}2 + \frac{(0{,}4 - 0{,}2)}{2} \cdot \cos 30\right] \cdot \left[\frac{(0{,}4 - 0{,}2)}{2} \cdot \sin 30\right]$$

$$S_2 = \ 0{,}0143\ m^2$$

b	[m]	Skutečná ložná šířka pásu, dle kap. 4.6.5.
l_3	[m]	Délka prostředního válečku, dle kap. 5.2.2.
λ	[°]	Úhel sklonu bočních válečků, dle kap. 5.2.1.

4.6.4 SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b\ \cdot \cos\lambda \quad (6)$$

$$b_1 = 0{,}4 \cdot \cos 30°$$

$$b_1 = 0{,}3464\ m$$

b	[m]	Skutečná ložná šířka pásu, dle kap. 4.6.5.
λ	[°]	Úhel sklonu bočních válečků, dle kap. 5.2.1.

4.6.5 SKUTEČNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0{,}9\ \cdot B - 0{,}05 \quad (7)$$

$$b = 0{,}9 \cdot 0{,}5 - 0{,}05$$

$$b = 0{,}4\ m$$

B	[m]	Šířka pásu, dle kap. 4.5.

4.6.6 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

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

$S_s = 0{,}0206 \cdot 0{,}9042$

$S_s = 0{,}0186\ m^2$

S	[m^2]	Plocha průřezu náplně pásu, dle kap. 4.6.1.
k	[-]	Součinitel sklonu, dle kap. 4.6.7.

4.6.7 SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0{,}0062}{0{,}0206} \cdot (1 - 0{,}6836)$$

$k = 0{,}9042$

S_1	[m^2]	Plocha průřezu horní části náplně pásu, dle kap. 4.6.2.
S	[m^2]	Plocha průřezu náplně pásu, dle kap. 4.6.1.
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu, dle kap. 4.6.8.

4.6.8 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{cos^2\delta - cos^2\theta}{1 - cos^2\theta}} \tag{10}$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{cos^2 10{,}89 - cos^2 15}{1 - cos^2 15}}$$

$k_1 = 0{,}6836$

δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku, dle kap. 4.1.
θ	[°]	Dynamický sypný úhel drceného vápence, dle kap. 4.3.

4.6.9 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \tag{11}$$

$I_V = 0{,}0206 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}9042$

$I_V = 0{,}0297\ m^3 \cdot s^{-1}$

S	[m^2]	Plocha průřezu náplně pásu, dle kap. 4.6.1.

v	[m·s^{-1}]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.
k	[-]	Součinitel sklonu, dle kap. 4.6.7.

4.6.10 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3600 \tag{12}$$

$$I_m = 0{,}0297 \cdot 1\,400 \cdot 3\,600$$

$$I_m = 149\,850\ kg \cdot h^{-1}$$

I_V	[m^3·s^{-1}]	Objemový dopravní výkon, dle kap. 4.6.9.
ρ	[kg·m^{-3}]	Sypná hmotnost drceného vápence. ρ = 1400 kg·m^{-3} dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.

4.7 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

$$I_m > Q \tag{13}$$

$149\,850\ kg \cdot h^{-1} > 105\,000\ kg \cdot h^{-1}$ → Dopravované množství vyhovuje.

Q	[kg·h^{-1}]	Dopravní výkon, dle zadání.
I_m	[kg·h^{-1}]	Hmotnostní dopravní výkon, dle kap. 4.6.10.

4.8 VÝPOČET HLAVNÍHO ODPORU

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos\delta] \tag{14}$$

$$F_H = 0{,}02 \cdot 45 \cdot 9{,}81 \cdot [7{,}88 + 1{,}39 + (2 \cdot 4{,}80 + 26{,}02) \cdot \cos 10{,}89]$$

$$F_H = 390{,}60\ N$$

f	[-]	Globální součinitel tření, f = 0,02 dle lit. [16], str. 7.
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů, dle zadání.
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 m·s^{-2}.
q_{RO}	[kg·m^{-1}]	Hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr délky v horní části dopravníku, dle kap. 4.8.1.
q_{RU}	[kg·m^{-1}]	Hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr délky v dolní větvi dopravníku, dle kap. 4.8.2.
q_B	[kg·m^{-1}]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 5.1.
q_G	[kg·m^{-1}]	Hmotnost nákladu na délce 1 metru, dle kap. 4.8.3.
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku, dle kap. 4.1.

4.8.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METRU DÉLKY V HORNÍ VĚTVI

Počet nosných válečkových stolic v horní větvi je dle konstrukce 57. Rozteč je zvolena 0,75 m na základě doporučení lit. [1], str. 138.

V nakládací části se nachází 2 dopadové válečkové stolice s roztečí 0,55 m. Rozteč zvolena na základě doporučení lit. [1], str. 139.

Každá dopadová i nosná válečková stolice obsahuje 3 válečky.

$$q_{RO} = \frac{q_n \cdot P_n \cdot 3 + q_d \cdot P_{ds} \cdot 3}{L} \tag{15}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 57 \cdot 3 + 2{,}1 \cdot 2 \cdot 3}{45}$$

$$q_{RO} = 7{,}88\ kg \cdot m^{-1}$$

q_n	[kg]	Hmotnost rotujících částí nosných válečků v horní větvi dopravníku, dle kap. 5.2.2.
P_n	[-]	Počet nosných válečkových stolic v horní větvi.
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů, dle zadání.
q_d	[kg]	Hmotnost rotujících částí dopadových válečků, dle kap. 5.2.3.
P_{ds}	[-]	Počet dopadových válečkových stolic.

4.8.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METRU DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI

V dolní větvi dopravníku se nachází 13 vratných válečkových stolic s roztečí 3,75 m. Rozteč je zvolena na základě doporučení lit. [1], str. 138.

Vratná válečková stolice obsahuje 1 váleček.

$$q_{RU} = \frac{q_v \cdot P_v}{L} \tag{16}$$

$$q_{RU} = \frac{4{,}8 \cdot 13}{45}$$

$$q_{RU} = 1{,}39\ kg \cdot m^{-1}$$

q_v	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi, dle kap. 5.2.5.
P_v	[-]	Počet válečkových stolic ve vratné větvi.
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů, dle zadání.

4.8.3 HMOTNOST NÁKLADU NA DÉLCE 1 METRU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \tag{17}$$

$$q_G = \frac{0{,}0297 \cdot 1400}{1{,}6}$$

$$q_G = 26{,}02\ kg \cdot m^{-1}$$

I_V	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový dopravní výkon, dle kap. 4.6.9.
ρ	[$kg \cdot m^{-3}$]	Sypná hmotnost drceného vápence. ρ = 1400 $kg \cdot m^{-3}$ dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.

4.9 VÝPOČET VEDLEJŠÍHO ODPORU

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_{1o} + F_t \tag{18}$$

$$F_N = 66{,}60 + 20{,}63 + 20{,}94 + 2{,}78$$

$$F_N = 110{,}95\ N$$

F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování, dle kap. 4.9.1.
F_f	[N]	Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování, dle kap. 4.9.2.
F_{1o}	[N]	Ohybový odpor pásu na bubnech, dle kap. 4.9.4.
F_t	[N]	Odpor ložisek bubnu, dle kap. 4.9.5.

4.9.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \tag{19}$$

$$F_{bA} = 0{,}0297 \cdot 1\,400 \cdot (1{,}6 - 0)$$

$$F_{bA} = 66{,}60\ N$$

I_V	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový dopravní výkon, dle kap. 4.6.9.
ρ	[$kg \cdot m^{-3}$]	Sypná hmotnost drceného vápence. ρ = 1400 $kg \cdot m^{-3}$ dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.
v_0	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, v_0 = 0 $m \cdot s^{-1}$.

4.9.2 TŘECÍ ODPOR MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot {I_V}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot {b_1}^2} \tag{20}$$

$$F_f = \frac{0{,}6 \cdot 0{,}0297^2 \cdot 1\,400 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}2175}{\left(\frac{1{,}6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0{,}3464^2}$$

$$F_f = 20{,}63\ N$$

I_V	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový dopravní výkon, dle kap. 4.6.9.
ρ	[$kg \cdot m^{-3}$]	Sypná hmotnost drceného vápence. ρ = 1400 $kg \cdot m^{-3}$ dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.
g	[$m \cdot s^{-2}$]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 $m \cdot s^{-2}$.
l_b	[m]	Urychlovací délka, dle kap. 4.9.3.
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.
v_0	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, v_0 = 0 $m \cdot s^{-1}$.
b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení, dle kap. 4.6.4.
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, μ_2 = 0,5 až 0,7 dle lit. [16], str. 12. Zvoleno μ_2 = 0,6.

4.9.3 URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - {v_0}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \tag{21}$$

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

$$l_{b,min} = 0{,}2175\ \text{m}$$

v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.
v_0	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost dopravované hmoty ve směru pohybu pásu, v_0 = 0 $m \cdot s^{-1}$.
g	[$m \cdot s^{-2}$]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 $m \cdot s^{-2}$.
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, μ_1 =0,5 až 0,7 dle lit. [16], str. 12. Zvoleno μ_1 =0,6.

4.9.4 OHYBOVÝ ODPOR PÁSU NA BUBNECH

$$F_{1o} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0{,}01 \cdot \frac{F_T}{B}\right) \cdot \frac{d}{D} \tag{22}$$

$$F_{1o} = 9 \cdot 0{,}5 \cdot \left(140 + 0{,}01 \cdot \frac{4\,453}{0{,}5}\right) \cdot \frac{0{,}0065}{0{,}320}$$

$$F_{1o} = 20{,}94\ N$$

B	[m]	Šířka pásu, dle kap. 4.5.
F_T	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu, dle kap. 5.3.
d	[m]	Tloušťka pásu, dle kap. 5.1.
D	[m]	Průměr bubnu, dle kap. 5.3.

4.9.5 ODPOR LOŽISEK BUBNU

$$F_t = 0{,}005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T \tag{23}$$

$$F_t = 0{,}005 \cdot \frac{0{,}04}{0{,}32} \cdot 4\,453$$

$$F_t = 2{,}78\ N$$

d_0	[m]	Průměr hřídele bubnu v ložisku, dle kap. 5.3.
D	[m]	Průměr bubnu, dle kap. 5.3.
F_T	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu, dle kap. 5.3.

4.10 VÝPOČET PŘÍDAVNÝCH ODPORŮ

$$F_S = F_\varepsilon + F_{gL} + F_r + F_a \tag{24}$$

$$F_S = 65{,}27 + 23{,}71 + 250 + 0$$

$$F_S = 338{,}98\ N$$

F_ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků, dle kap. 4.10.1.
F_{gL}	[N]	Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, dle kap. 4.10.2.
F_r	[N]	Odpor od čističe pásu, dle kap. 4.10.3.
F_a	[N]	Odpor shrnovače materiálu, dle kap. 4.10.5.

4.10.1 ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu_0 \cdot L \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos\delta \cdot \sin\varepsilon \tag{25}$$

$$F_\varepsilon = 0{,}4 \cdot 0{,}35 \cdot 45 \cdot (4{,}8 + 26{,}02) \cdot 9{,}81 \cdot \cos 10{,}89 \cdot \sin 2$$

$$F_\varepsilon = 65{,}27\ N$$

C_ε	[-]	Součinitel korýtkovosti. C_ε = 0,4 dle lit. [16], str. 13.
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem. μ_0 = 0,3 až 0,4 dle lit. [16], str. 13. Zvoleno μ_0 = 0,35.
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů, dle zadání.
q_B	[kg·m^{-1}]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 5.1.
q_G	[kg·m^{-1}]	Hmotnost nákladu na délce 1 metru, dle kap. 4.8.3.
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 m·s^{-2}.
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku, dle kap. 4.1.
ε	[°]	Úhel vychýlení válečků ve směru pohybu pásu, dle kap. 5.2.1.

4.10.2 Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot {I_V}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_d}{v^2 \cdot {b_1}^2} \tag{26}$$

$$F_{gL} = \frac{0{,}6 \cdot 0{,}0297^2 \cdot 1\,400 \cdot 9{,}81 \cdot 1}{1{,}6^2 \cdot 0{,}3464^2}$$

$$F_{gL} = 23{,}71\ N$$

μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, μ_2 = 0,5 až 0,7 dle lit. [16], str. 13. Zvoleno μ_2 = 0,6.
I_V	[m^3·s^{-1}]	Objemový dopravní výkon, dle kap. 4.6.9.
ρ	[kg·m^{-3}]	Sypná hmotnost drceného vápence. ρ = 1400 kg·m^{-3} dle lit. [9], str. 21, tab. 3.1.
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 m·s^{-2}.
l_d	[m]	Délka bočního vedení, předběžně odhadnuto $l_d = 1$ m.
v	[m·s^{-1}]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.
b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení, dle kap. 4.6.4.

4.10.3 Odpor od čističe pásu

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \tag{27}$$

$$F_r = 0{,}01 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0{,}5$$

$$F_r = 250\ N$$

A	[m^2]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu, dle kap. 4.10.4.

p	[Pa]	Tlak mezi čističem pásu a pásem. p = $5 \cdot 10^4$ Pa dle doporučení lit. [16], str. 13.
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu. Zvoleno μ_3 = 0,5 dle lit. [16].

4.10.4 DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A ČISTIČEM PÁSU

$$A = t_{čp} \cdot B \tag{28}$$

$$A = 0{,}02 \cdot 0{,}5$$

$$A = 0{,}01\ m^2$$

$t_{čp}$	[m]	Odhadovaná tloušťka čističe pásu.
B	[m]	Šířka pásu, dle kap. 4.5.

4.10.5 ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

Vykládání probíhá bez shrnovače materiálu → F_a = 0 N.

4.11 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_U = F_H + F_N + F_S + F_{St} \tag{29}$$

$$F_U = 390{,}60 + 110{,}95 + 338{,}98 + 2169{,}30$$

$$F_U = 3\ 009{,}83\ N$$

F_H	[N]	Hlavní odpory, dle kap. 4.8.
F_N	[N]	Vedlejší odpory, dle kap. 4.9.
F_S	[N]	Přídavné odpory, dle kap. 4.10.
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky, dle kap. 4.11.1.

4.11.1 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \tag{30}$$

$$F_{St} = 26{,}02 \cdot 8{,}5 \cdot 9{,}81$$

$$F_{St} = 2\ 169{,}30\ N$$

q_G	[kg·m^{-1}]	Hmotnost nákladu na délce 1 metru, dle kap. 4.8.3.
H	[m]	Výškový rozdíl, dle zadání.

g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 m·s^{-2}.

4.12 VÝPOČET VÝKONU DOPRAVNÍKU

4.12.1 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU

$$P_A = F_U \cdot v \tag{31}$$

$$P_A = 3009{,}83 \cdot 1{,}6$$

$$P_A = 4\,815{,}73\ W$$

F_U	[N]	Potřebná obvodová hnací síla, dle kap. 4.11.
v	[m·s^{-1}]	Rychlost pásu, dle kap. 4.2.

4.12.2 POTŘEBNÝ VÝKON HNACÍHO MOTORU

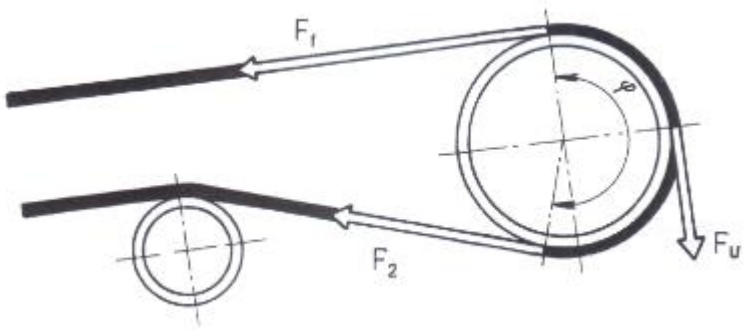
$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \tag{32}$$

$$P_M = \frac{4815{,}73}{0{,}9}$$

$$P_M = 5\,350{,}81\ W$$

P_A	[W]	Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu, dle kap. 4.12.1.
η_1	[-]	Účinnost, η_1 = 0,85 až 0,95 dle lit. [16] str. 9. Zvoleno η_1 = 0,90.

4.13 TAHOVÉ SÍLY V PÁSU



Obr. 10 Schéma silového působení na pás [16].

4.13.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍM BUBNU

$$F_{2,min} \geq F_{U,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \tag{33}$$

$$F_{2,min} \geq 4\,213{,}77 \cdot \frac{1}{e^{0{,}35 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2,min} \geq 2\,103{,}90\ N$$

F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová hnací síla, dle kap. 4.13.2.
e	[-]	Základ přirozených logaritmů.
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, μ = 0,35 dle lit. [16], str. 13, tab. 4.
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce, $\varphi \approx \pi$.

4.13.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \tag{34}$$

$$F_{Umax} = 1{,}4 \cdot 3\,009{,}83$$

$$F_{Umax} = 4\,213{,}77\ N$$

ξ	[-]	Součinitel rozběhu, ξ = 1,3 až 2 dle lit. [16], str. 10. Zvoleno ξ = 1,4.
F_U	[N]	Potřebná obvodová hnací síla, dle kap. 4.11.

4.13.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{h,min} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_o}\right)_{adm}} \tag{35}$$

$$F_{h,min} \geq \frac{0{,}75 \cdot (4{,}8 + 26{,}02) \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}013}$$

$$F_{h,min} \geq 2\,180{,}05\ N$$

a_o	[m]	Rozteč válečkových stolic v horní větvi, na základě doporučení lit. [1], str. 138 zvoleno a_o = 0,75 m.
q_B	[kg·m^{-1}]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 5.1.
q_G	[kg·m^{-1}]	Hmotnost nákladu na délce 1 metru, dle kap. 4.8.3.
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 m·s^{-2}.
$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi. $(h/a)_{adm}$ = 0,005 až 0,02 dle lit. [16]. Zvoleno $(h/a)_{adm}$ = 0,013.

4.13.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{d,min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_o}\right)_{adm}} \tag{36}$$

$$F_{d,min} \geq \frac{3{,}75 \cdot 4{,}8 \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}013}$$

$$F_{d,min} \geq 1\,697{,}88\ N$$

a_u	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic, na základě doporučení lit. [1], str. 138 zvoleno a_u = 3,75 m.
q_B	[kg·m^{-1}]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 5.1.
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení, g = 9,81 m·s^{-2}.
$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi. $(h/a)_{adm}$ = 0,005 až 0,02 dle lit. [16]. Zvoleno $(h/a)_{adm}$ = 0,013.

4.13.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1\right) \tag{37}$$

$$F_{max} \approx 3\,009{,}83 \cdot 1{,}4 \cdot \left(\frac{1}{e^{0{,}35 \cdot \pi} - 1} + 1\right)$$

$$F_{max} \approx 6\,317{,}66\ N$$

F_U	[N]	Potřebná obvodová hnací síla, dle kap. 4.11.
ξ	[-]	Součinitel rozběhu. ξ = 1,3 až 2 dle lit. [16], str. 10. Zvoleno ξ = 1,4.
e	[-]	Základ přirozených logaritmů.
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, dle lit. [16], str. 13, tab. 4 zvoleno μ = 0,35.
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce, $\varphi \approx \pi$.

4.13.6 TAHOVÁ SÍLA V PÁSU V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \tag{38}$$

$$F_1 \approx 6\,317{,}66\ N$$

F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu, dle kap. 4.13.5.

4.13.7 TAHOVÁ SÍLA V PÁSU V DOLNÍ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \tag{39}$$

$$F_2 = \frac{6\,317{,}66}{e^{0{,}35 \cdot \pi}}$$

$$F_2 = 2\,103{,}90\ N$$

F_1	[N]	Tahová síla v pásu v horní větvi, dle kap. 4.13.6.
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, dle lit. [16], str. 13, tab. 4, zvoleno μ = 0,35.
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce, $\varphi \approx \pi$.

4.13.8 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \tag{40}$$

$$F_C = 6\,317{,}66 + 2\,103{,}90$$

$$F_C = 8\,421{,}56\ N$$

F_1	[N]	Tahová síla v pásu v horní větvi, dle kap. 4.13.6.
F_2	[N]	Tahová síla v pásu v dolní větvi, dle kap. 4.13.7.

4.14 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{Dp} \geq F_{max} \tag{41}$$

125 000 N ≥ 6 317,66 N → Pevnost pásu je dostačující

F_{Dp}	[N]	Dovolená tahová síla působící na pás, dle kap. 4.14.1
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu, dle kap. 4.13.5.

4.14.1 DOVOLENÁ SÍLA V TAHU PŮSOBÍCÍ NA PÁS

$$F_{Dp} = B \cdot R_{mp} \tag{42}$$

$$F_{Dp} = 0{,}5 \cdot 250\,000$$

$$F_{Dp} = 125\,000\ N$$

B	[m]	Šířka pásu, dle kap. 4.5.
R_{mp}	[N·m^{-1}]	Pevnost pásu v tahu, dle kap. 5.1.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DOPRAVNÍKU

5.1 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Byl zvolen pryžový dopravní pás od společnosti Gumex s označením EP 250/2 Y.

Tab. 3 Technické parametry dopravního pásu [17]

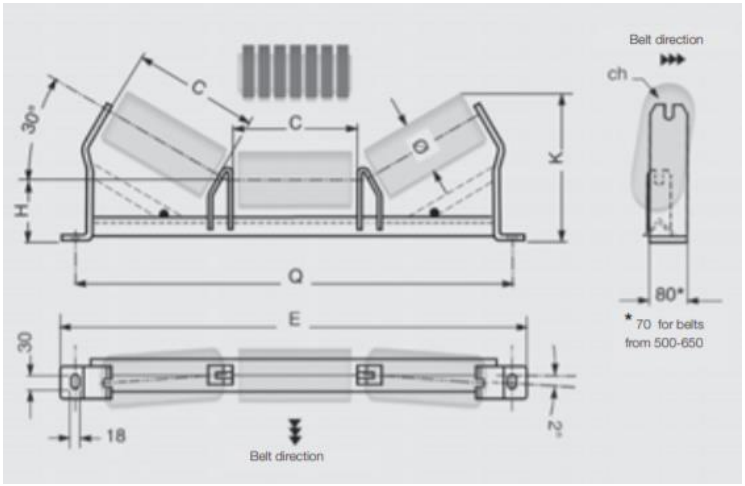
Min. průměr bubnu [mm]	Tloušťka [mm]	Šířka [mm]	Pevnost [N·mm^{-1}]	Obrusivost [mm^{3}]	Počet Textilních vložek	Hmotnost [kg·m^{-1}]	Pracovní teploty [°C]
250	6,5	500	250	170	2	4,8	-25/+60

5.2 VÝBĚR VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ

Válečkové stolice a válečky jsou zvoleny od společnosti Rulmeca.

5.2.1 NOSNÉ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Zvoleny nosné válečkové stolice s označením A3 M 1/3A. Rozteč válečkových stolic s hladkými válečky je 0,75 m. Rozteč válečkových stolic s dopadovými válečky je 0,55 m.



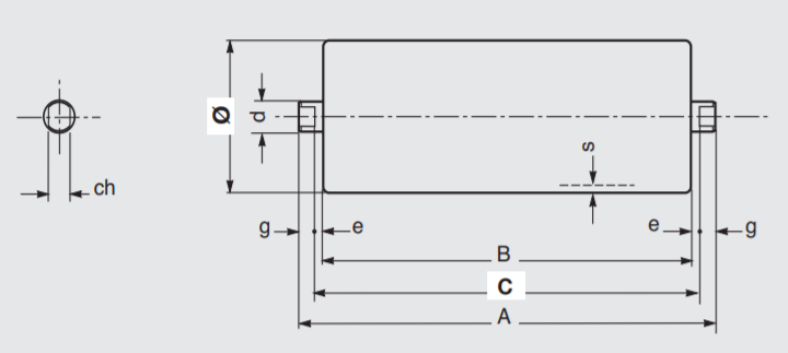
Obr. 11 Nosná válečková stolice [18]

Tab. 4 Technické parametry nosných válečkových stolic [18]

Rozměry [mm]								Nosnost [kg]	Hmotnost [kg]
Šířka pásu	C	E	H	ch	K	Q	Ø		
500	208	800	135	14	292	740	89	247	6

5.2.2 VÁLEČKY NOSNÉ VĚTVE

Zvoleny hladké nosné válečky s označením PSV/1-FHD Ø89 N. Jsou vyrobeny z oceli S235JR. Osa válečku je uložena v ložiskách 6204.



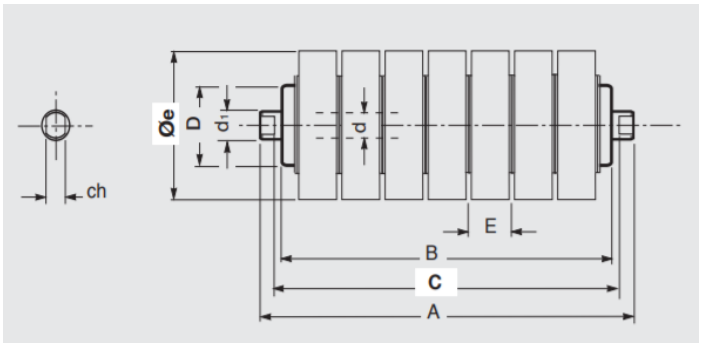
Obr. 12 Nosný váleček [19]

Tab. 5 Technické parametry nosných válečků [19]

Rozměry [mm]										Hmotnost rotujících součástí [kg]	Celková hmotnost [kg]
Šířka pásu	A	B	C	d	e	g	ch	s	Ø		
500	226	200	208	20	4	9	14	3	89	2	2,5

5.2.3 DOPADOVÉ VÁLEČKY

Zvoleny dopadové válečky s označením PSV/1-FHD Øe 89 NA. Na ocelovém plášti mají umístěny gumové disky.



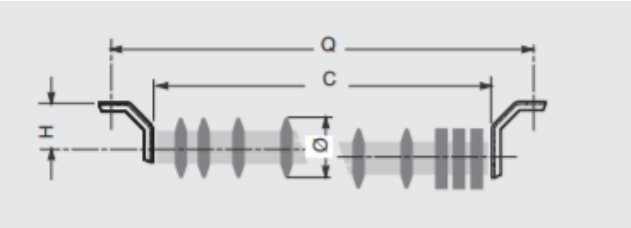
Obr. 13 Dopadový váleček [30]

Tab. 6 Technické parametry dopadových válečků [20].

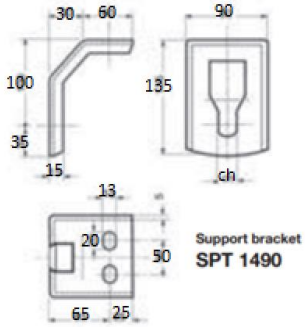
Rozměry [mm]										Hmotnost rotujících součástí [kg]	Celková hmotnost [kg]
Šířka pásu	A	B	C	D	d	d_1	E	ch	Øe		
500	226	200	208	63	20	20	35	14	89	2,1	2,7

5.2.4 VÁLEČKOVÉ STOLICE VRATNÉ VĚTVE

Zvolena válečková stolice s označením SPT 1490. Rozteč válečkových stolic ve vratné větvi je 3,75 m.



Obr. 14 Válečková stolice vratné větve [21]



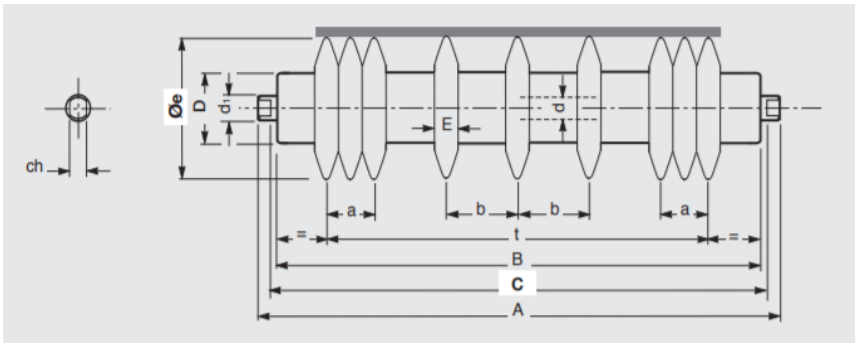
Obr. 15 Detail držáku vratných válečků [21]

Tab. 7 Technické parametry vratné válečkové stolice [21]

Rozměry [mm]						Hmotnost prázdné stolice [kg]
Šířka pásu	C	H	ch	Q	Ø	
500	608	100	14	740	108	1,5

5.2.5 VÁLEČKY VRATNÉ VĚTVE

Zvoleny samočistící diskové válečky s označením PSV/1-FHD Øe 108 NG.



Obr. 16 Válečky vratné větve [22]

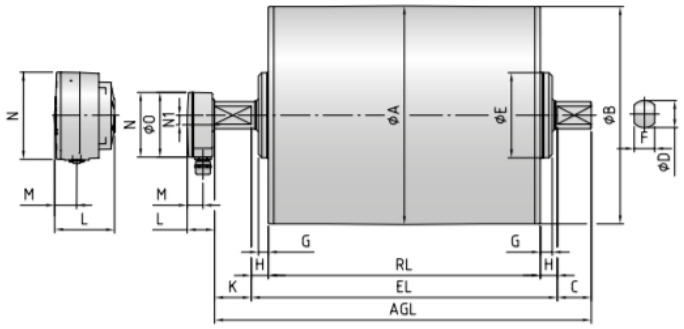
Tab. 8 Technické parametry vratných válečků [22]

Šířka pásu [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	a [mm]	b [mm]	E [mm]	t [mm]	Øe [mm]
500	626	600	608	25	130	25	440	108

D [mm]	d [mm]	d_1 [mm]	ch [mm]	Počet disků	Hmotnost rotujících součástí [kg]	Hmotnost [kg]	Rozsah teplot [°C]
63	20	20	14	6	4,8	5,9	-20/+80

5.3 VOLBA POHONU

Na základě potřebného výkonu a potřebné obvodové síly na poháněcím bubnu byl pro pohon dopravníku zvolen elektrobuben 320M od společnosti Rulmeca. Příslušenstvím elektrobubnu je také elektromagnetická brzda.



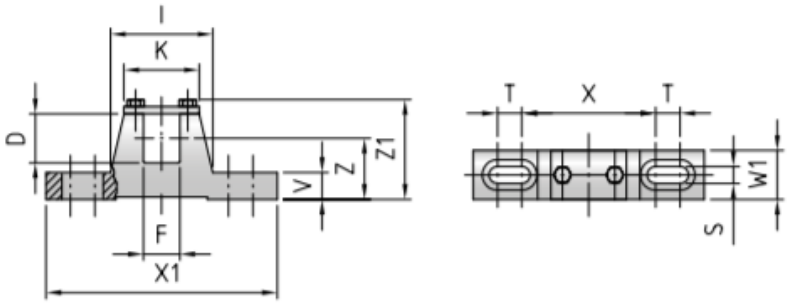
Obr. 17 Elektrobuben [23]

Tab. 9 Technické parametry pohonu [23]

Rozměry [mm]															
A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	N_1	AGL	EL	RL
321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	41	24	95	14	754	650	600

Výkon [kW]	Počet pólů	Počet převodových stupňů	Rychlost pásu [$m \cdot s^{-1}$]	Tahová síla [N]	Maximální radiální zatížení [N]	Kroutící moment [Nm]	Hmotnost [kg]
7,5	2	2	1,6	4 453	20 000	712	48

Elektrobuben je uložen v ocelových konzolích s označením KL41-HD.



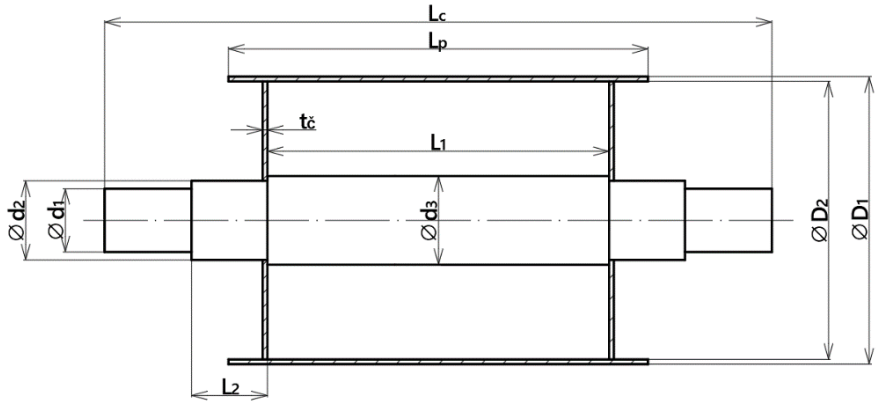
Obr. 18 Držák elektrobubnu [23]

Tab. 10 Technické parametry držáku elektrobubnu [23]

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
D	F	K	l	S	T	V	W_1	X	X_1	Z	Z_1	
40	30	62	84	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

5.4 KONSTRUKCE HNANÉHO BUBNU

Hnaný buben je svařen z pláště, čel a hřídele. Je vyroben z oceli S235JR. Na povrch pláště je připevněno otěruvzdorné pryžové obložení BLACK STAR VKS o tloušťce 6 mm od firmy Gumex.



Obr. 19 Schéma hnaného bubnu

Tab. 11 Rozměry hnaného bubnu

Rozměry [mm]									
D_1	D_2	d_1	d_2	d_3	$t_č$	L_1	L_2	L_p	L_c
320	302	40	44	48	6	548	48	600	754

5.5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Napínání pásu se provádí posouváním hnaného bubnu uloženého v ložiskových jednotkách. Ložiskové jednotky jsou vedeny vodícími lištami. Posuv bubnu zajišťuje mechanismus se šroubem a maticí M16x2. Napínací síla je vyvozena pružinou.

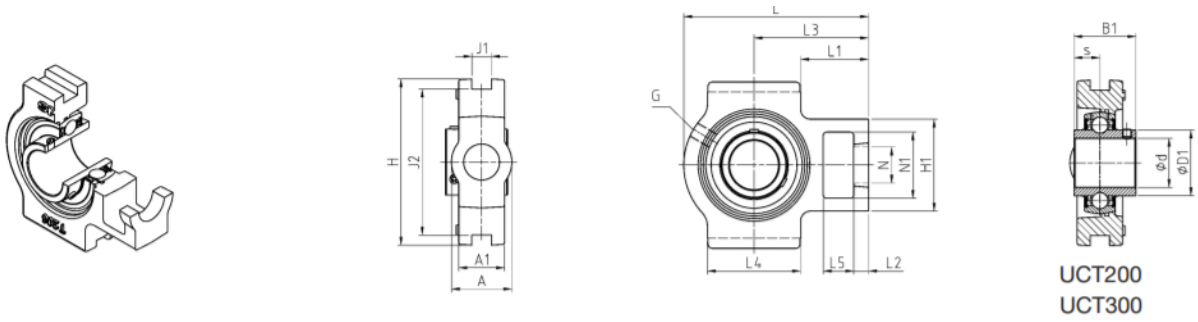
Tab. 12 Rozměry závitové tyče a matice [33]

Rozměry závitové tyče [mm]				
d_t	d_{2t}	d_{3t}	Délka pro vzpěr l_t	Celková délka l_c
16,0	14,701	13,546	930,4	1223

Rozměry matice [mm]			
D_M	D_{2M}	D_{1M}	Výška matice H_M
16,0	14,701	13,835	14,8

5.5.1 LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Zvolena ložisková jednotka UCT208 od výrobce NTN-SNR.



Obr. 20 Ložisková jednotka [25]

Tab. 13 Rozměry ložiskové jednotky [25]

Rozměry [mm]					
$d = d_l$	40	L_1	46,5	N_1	49
L	144	L_2	16	B_1	49,2
H	114	L_3	88	s	19
J_1	16	L_4	83	$D_1 = D_{1l}$	53
J_2	102	L_5	19	G	M6x1
A	49	H_1	83		
A_1	33	N	29		

Tab. 14 Technické parametry ložiskové jednotky [25]

Typ ložiska	Základní radiální dynamická únosnost C_r [kN]	Základní radiální statická únosnost C_{0r} [kN]	Hmotnost [kg]
UC208	29,6	18,2	2,3

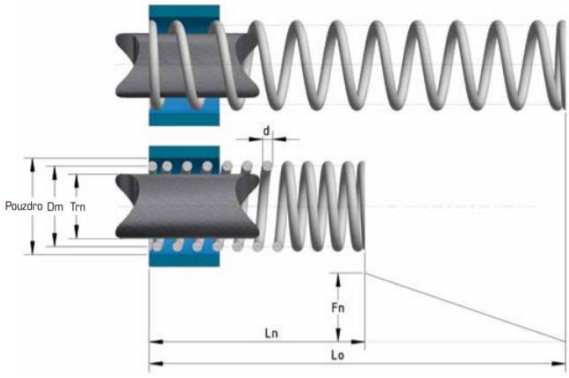
5.5.2 PRUŽINA

Zvolena tlačná šroubovitá pružina od výrobce ALCOMEX s označením D7270. Pružina má přihnuté a broušené konce.

Tab. 15 Technické parametry pružiny [26]

d_p [mm]	10	Trn [mm]	38,5	Celkový počet závitů n_c	10
D_m [mm]	50	Pouzdro [mm]	61,5	Počet činných závitů n_a	8,5
L_o [mm]	165	F_n [N]	5199,30	Tolerance podle	DIN 2095-2
L_n [mm]	110,8	c [N·mm^{-1}]	95,88		

d_p	[mm]	Tloušťka drátu pružiny.
c	[N·mm^{-1}]	Tuhost pružiny.
F_n	[N]	Síla pro plné stlačení pružiny.



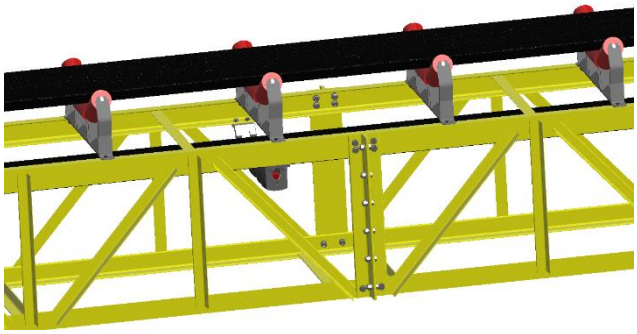
Obr. 21 Šroubovitá tlačná pružina [26]

5.6 Čistič pásu

Zvolena škrabka RacloFlex Z^2 od společnosti BELT & SERVICE. Je složena z několika segmentů nezávislých ostří s pružinami pro automatickou kompenzaci tvaru pásu.

5.7 Nosný rám

Nosná konstrukce dopravníku je tvořena hlavními nosníky z profilů U100 a L80x60x7, které jsou spojené příhradovou konstrukcí z profilů L50x50x5. V příčném směru je dopravník svařen s profily L50x50x5. Nosný rám je rozdělen na 6 částí po 7,5 m, které jsou vzájemně spojeny šrouby přes profil L70x70x7.



Obr. 22 Rámová konstrukce

5.8 Konstrukce stojin

Hlavní část stojin je tvořena dvěma bočními profily U120, které se směrem k základu rozšiřují pod úhlem 16 ° ke zvýšení boční stability dopravníku. V příčném směru jsou vyztužené příhradovou konstrukcí z profilů L60x60x5.

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HNANÉHO BUBNU

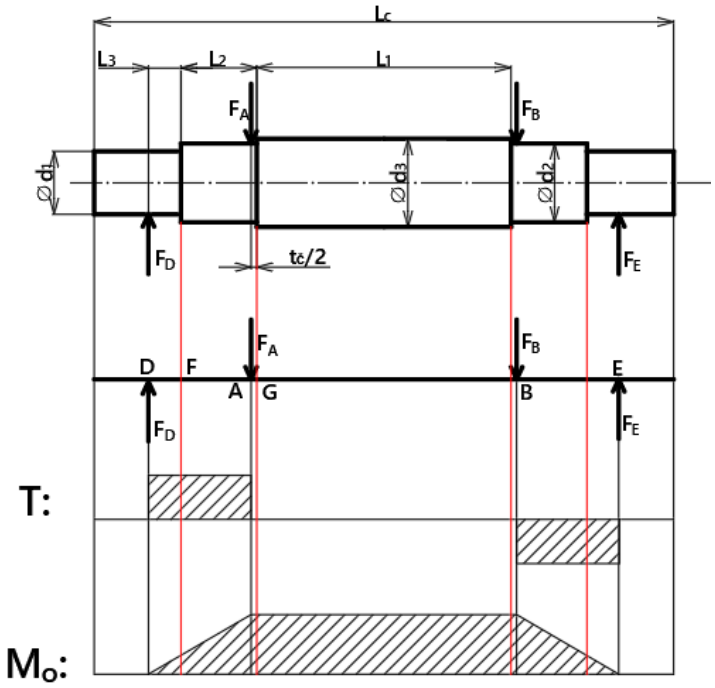
Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu byl proveden dle lit. [37].

Osa bubnu je vyrobena z konstrukční oceli S235JR. Je zatěžována symetrickým střídavým cyklem. Mechanické vlastnosti materiálu S235JR podle lit. [36], str. 1127 jsou uvedeny v Tab. 16.

Tab. 16 Mechanické vlastnosti oceli S235JR [36]

Mez pevnosti R_m [MPa]	Mez kluzu R_e [MPa]	Mez únavy pří střídavém tahu-tlaku σ_c [MPa]	Mez únavy při střídavém ohybu σ_{co} [MPa]	Mez únavy při střídavém krutu τ_c [MPa]
340	225	130	170	100

6.1.1 VVÚ OSY HNANÉHO BUBNU



Obr. 23 VVÚ osy hnaného bubnu

Kritické průřezy jsou v místě F a G z důvodu koncentrace napětí vlivem vrubu.

6.1.2 REAKČNÍ SÍLY VE VAZBÁCH A A B

$$F_A = F_B = \frac{F_c}{2} \tag{43}$$

$$F_A = F_B = \frac{8\,421{,}56}{2}$$

$$F_A = F_B = 4\,210{,}78\ N$$

F_c	[N]	Celková síla namáhající buben, dle kap. 4.13.8.

6.1.3 MOMENTOVÁ PODMÍNKA STATICKÉ ROVNOVÁHY K BODU D

$$\sum M_{oD} = 0 \tag{44}$$

$$-F_A \cdot \left(L_2 - \frac{t_{\check{c}}}{2} + L_3\right) - F_B \cdot \left(L_1 + L_2 + L_3 + \frac{t_{\check{c}}}{2}\right) + F_E \cdot (2 \cdot L_3 + 2 \cdot L_2 + L_1) = 0$$

$$F_E = \frac{F_A \cdot \left(L_2 - \frac{t_{\check{c}}}{2} + L_3\right) + F_B \cdot \left(L_1 + L_2 + L_3 + \frac{t_{\check{c}}}{2}\right)}{(2 \cdot L_3 + 2 \cdot L_2 + L_1)}$$

$$F_E = \frac{4\,210{,}78 \cdot \left(48 - \frac{6}{2} + 24{,}6\right) + 4\,210{,}78 \cdot \left(548 + 48 + 24{,}6 + \frac{6}{2}\right)}{(2 \cdot 24{,}6 + 2 \cdot 48 + 548)}$$

$$F_E = 4\,210{,}78\ N$$

Ze symetrie vyplývá: $F_D = F_E$

F_A	[N]	Reakční síla ve vazbě A, dle kap. 6.1.2.
L_2	[mm]	Délka části osy s průměrem d_2, dle kap. 5.4.
$t_{\check{c}}$	[mm]	Tloušťka čel hnaného bubnu, dle kap. 5.4.
L_3	[mm]	Vzdálenost vazeb D, E od osazení (polovina šířky ložiskové jednotky), dle kap. 5.5.1.
F_B	[N]	Reakční síla ve vazbě B, dle kap. 6.1.2.
L_1	[mm]	Délka části osy s průměrem d_3, dle kap. 5.4.

6.1.4 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V MÍSTĚ F

$$M_{oF} = F_D \cdot L_3 \tag{45}$$

$$M_{oF} = 4\,210{,}78 \cdot 24{,}6$$

$$M_{oF} = 103\,585{,}19\ N \cdot mm$$

F_D	[N]	Reakční síla ve vazbě D, dle kap. 6.1.3.
L_3	[mm]	Vzdálenost vazeb D, E od osazení (polovina šířky ložiskové jednotky), dle kap. 5.5.1.

6.1.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ F

$$W_{oF} = \frac{\pi \cdot {d_1}^3}{32} \tag{46}$$

$$W_{oF} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32}$$

$$W_{oF} = 6\,283{,}19\ mm^3$$

d_1	[mm]	Nejmenší průměr osy hnaného bubnu, dle kap. 5.4.

6.1.6 SOUČINITEL VRUBU V MÍSTĚ F

V místě změny průřezu vzniká koncentrace napětí. Součinitel koncentrace napětí α_σ = 1,9 pro poloměr zaoblení r = 2 mm, dle lit. [24] str. 280.

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{\alpha_\sigma - 1}{\alpha_\sigma} \cdot \frac{K}{\sqrt{r}}} \tag{47}$$

$$\beta_\sigma = \frac{1{,}9}{1 + \frac{1{,}9 - 1}{1{,}9} \cdot \frac{0{,}8235}{\sqrt{2}}}$$

$$\beta_\sigma = 1{,}49$$

α_σ	[-]	Součinitel koncentrace napětí, dle lit. [24] str. 280.
K	[$\sqrt{mm}$]	Materiálová charakteristika, dle kap. 6.1.7.
r	[mm]	Poloměr zaoblení, dle konstrukce r = 2 mm.

6.1.7 VÝPOČET MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY K

$$K = \frac{280}{R_m} \tag{48}$$

$$K = \frac{280}{340}$$

$$K = 0{,}8235\ \sqrt{mm}$$

R_m	[MPa]	Mez pevnosti oceli S235JR, dle kap. 6.1.

6.1.8 SOUČINITEL VELIKOSTI V MÍSTĚ F

$$\vartheta_\sigma = \vartheta_1 \cdot \vartheta_{2\sigma} \tag{49}$$

$$\vartheta_\sigma = 0{,}87 \cdot 1{,}11$$

$$\vartheta_\sigma = 0{,}97$$

ϑ_1	[-]	Součinitel velikosti, dle kap. 6.1.9.
$\vartheta_{2\sigma}$	[-]	Součinitel velikosti při gradientu napětí, dle kap. 6.1.10.

6.1.9 VÝPOČET SOUČINITELE VELIKOSTI ϑ_1

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{2 \cdot 10^{-2} \cdot log\frac{d_1}{d_v}} \tag{50}$$

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{2 \cdot 10^{-2} \cdot log\frac{40}{5}}$$

$$\vartheta_1 = 0{,}87$$

d_1	[mm]	Nejmenší průměr osy hnaného bubnu, dle kap. 5.4.
d_v	[mm]	Charakteristický rozměr zkušebního vzorku, d_v = 5 mm.

6.1.10 VÝPOČET SOUČINITELE VELIKOSTI $\vartheta_{2\sigma}$

$$\vartheta_{2\sigma} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1\right) \cdot \sqrt{\frac{d_v}{d_1}} \tag{51}$$

$$\vartheta_{2\sigma} = 1 + \left(\frac{170}{130} - 1\right) \cdot \sqrt{\frac{5}{40}}$$

$$\vartheta_{2\sigma} = 1{,}11$$

σ_{co}	[MPa]	Mez únavy při střídavém ohybu, dle kap. 6.1.
σ_c	[MPa]	Mez únavy při střídavém tahu-tlaku, dle kap. 6.1.
d_1	[mm]	Nejmenší průměr osy hnaného bubnu, dle kap. 5.4.
d_v	[mm]	Charakteristický rozměr zkušebního vzorku, d_v = 5 mm.

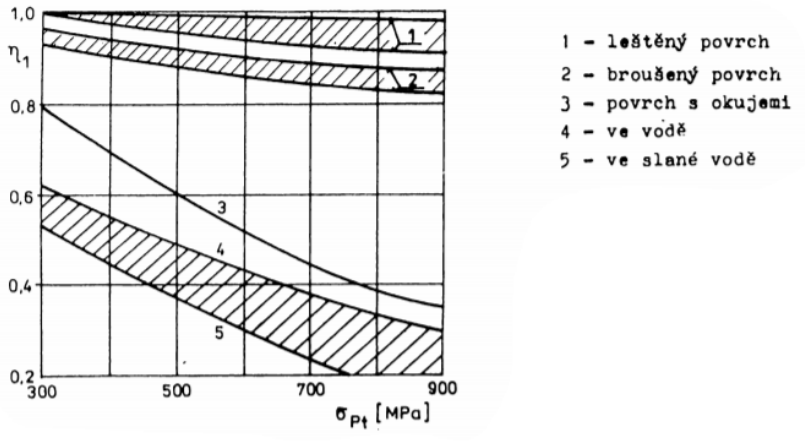
6.1.11 SOUČINITEL OPRACOVÁNÍ POVRCHU, ZPRACOVÁNÍ A VLIVU PROSTŘEDÍ

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \tag{52}$$

$$\eta = 0{,}96$$

η_1	[-]	Součinitel opracování povrchu a vlivu prostředí, dle kap. 6.1.12.
η_2	[-]	Součinitel zpracování, dle kap. 6.1.13.

6.1.12 SOUČINITEL OPRACOVÁNÍ POVRCHU A VLIVU PROSTŘEDÍ



Obr. 24 Graf pro určování součinitele η_1 [37].

Hřídel má broušený povrch a mez pevnosti 340 MPa → $\eta_1 \approx 0{,}96$.

6.1.13 SOUČINITEL ZPRACOVÁNÍ

Povrch tepelně nezpracován, $\eta_2 = 1$

6.1.14 MEZ ÚNAVY OSY V MÍSTĚ F

$$\sigma_{co}{}^{*} = \frac{\vartheta_\sigma \cdot \eta}{\beta_\sigma} \cdot \sigma_{co} \tag{53}$$

$$\sigma_{co}{}^{*} = \frac{0{,}97 \cdot 0{,}96}{1{,}49} \cdot 170$$

$$\sigma_{co}{}^{*} = 106{,}24\ MPa$$

ϑ_σ	[-]	Součinitel velikosti, dle kap. 6.1.8.

η	[-]	Součinitel opracování povrchu, zpracování a vlivu prostředí, dle kap. 6.1.11.
β_σ	[-]	Součinitel vrubu, dle kap. 6.1.6.

6.1.15 AMPLITUDA NAPĚTÍ V MÍSTĚ F

$$\sigma_{aF} = \frac{M_{oF}}{W_{oF}} \tag{54}$$

$$\sigma_{aF} = \frac{103\,585{,}19}{6\,283{,}19}$$

$$\sigma_{aF} = 16{,}49\ MPa$$

M_{oF}	[N·mm]	Ohybový moment v místě F, dle kap. 6.1.4.
W_{oF}	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu v místě F, dle kap. 6.1.5.

6.1.16 BEZPEČNOST K MSP V MÍSTĚ F

$$k_F = \frac{\sigma_{co}{}^*}{\sigma_{aF}} \tag{55}$$

$$k_F = \frac{106{,}24}{16{,}49}$$

$$k_F = 6{,}44$$

Při výpočtu bezpečnosti v místě F byl zanedbán vliv posouvající síly. Bez zanedbání by se jednalo o neproporcionální zatěžování a skutečná bezpečnost by vyšla mírně nižší než vypočtená.

$\sigma_{co}{}^*$	[MPa]	Mez únavy osy v místě F, dle kap. 6.1.14.
σ_{aF}	[MPa]	Amplituda napětí v místě F, dle kap. 6.1.15.

6.1.17 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V MÍSTĚ G

$$M_{oG} = F_D \cdot (L_2 + L_3) - F_A \cdot \frac{t_{\check{c}}}{2} \tag{56}$$

$$M_{oG} = 4\,210{,}78 \cdot (48 + 24{,}6) - 4\,210{,}78 \cdot \frac{6}{2}$$

$$M_{oG} = 293\,070{,}29\ N \cdot mm$$

F_D	[N]	Reakční síla ve vazbě D, dle kap. 6.1.3.

L_3	[mm]	Vzdálenost vazeb D, E od osazení (polovina šířky ložiskové jednotky), dle kap. 5.5.1.
L_2	[mm]	Délka části osy s průměrem d_2, dle kap. 5.4.
F_A	[N]	Reakční síla ve vazbě A, dle kap. 6.1.2.
$t_č$	[mm]	Tloušťka čel hnaného bubnu, dle kap. 5.4.

6.1.18 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU MÍSTA G

$$W_{oG} = \frac{\pi \cdot {d_2}^3}{32} \tag{57}$$

$$W_{oG} = \frac{\pi \cdot 44^3}{32}$$

$$W_{oG} = 8\,362{,}92\ mm^3$$

d_2	[mm]	Průměr osy v místě čel, dle kap. 5.4.

6.1.19 SOUČINITEL VRUBU V MÍSTĚ G

V místě změny průřezu vzniká koncentrace napětí. Součinitel koncentrace napětí α_σ = 1,89 pro poloměr zaoblení r = 2 mm, dle lit. [24], str. 280.

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{\alpha_\sigma - 1}{\alpha_\sigma} \cdot \frac{K}{\sqrt{r}}} \tag{58}$$

$$\beta_\sigma = \frac{1{,}89}{1 + \frac{1{,}89 - 1}{1{,}89} \cdot \frac{0{,}8235}{\sqrt{2}}}$$

$$\beta_\sigma = 1{,}48$$

α_σ	[-]	Součinitel koncentrace napětí, dle lit. [24], str. 280.
K	$[\sqrt{mm}]$	Materiálová charakteristika, dle kap. 6.1.7.
r	[mm]	Poloměr zaoblení, dle konstrukce r = 2 mm.

6.1.20 SOUČINITEL VELIKOSTI V MÍSTĚ G

$$\vartheta_\sigma = \vartheta_1 \cdot \vartheta_{2\sigma} \tag{59}$$

$$\vartheta_\sigma = 0{,}86 \cdot 1{,}10$$

$$\vartheta_\sigma = 0{,}95$$

ϑ_1	[-]	Součinitel velikosti, dle kap. 6.1.21.
$\vartheta_{2\sigma}$	[-]	Součinitel velikosti při gradientu napětí, dle kap. 6.1.22.

6.1.21 VÝPOČET SOUČINITELE VELIKOSTI ϑ_1

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{2 \cdot 10^{-2} \cdot log \frac{d_1}{d_v}} \tag{60}$$

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{2 \cdot 10^{-2} \cdot log \frac{44}{5}}$$

$$\vartheta_1 = 0{,}86$$

d_2	[mm]	Průměr osy v místě čel, dle kap. 5.4.
d_v	[mm]	Charakteristický rozměr zkušebního vzorku, d_v = 5 mm.

6.1.22 VÝPOČET SOUČINITELE VELIKOSTI $\vartheta_{2\sigma}$

$$\vartheta_{2\sigma} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1\right) \cdot \sqrt{\frac{d_v}{d_2}} \tag{61}$$

$$\vartheta_{2\sigma} = 1 + \left(\frac{170}{130} - 1\right) \cdot \sqrt{\frac{5}{44}}$$

$$\vartheta_{2\sigma} = 1{,}10$$

σ_{co}	[MPa]	Mez únavy při střídavém ohybu, dle kap. 6.1.
σ_c	[MPa]	Mez únavy při střídavém tahu-tlaku, dle kap. 6.1.
d_2	[mm]	Průměr osy v místě čel, dle kap. 5.4.
d_v	[mm]	Charakteristický rozměr zkušebního vzorku, d_v = 5 mm.

6.1.23 MEZ ÚNAVY OSY V MÍSTĚ G

$$\sigma_{co}{}^* = \frac{\vartheta_\sigma \cdot \eta}{\beta_\sigma} \cdot \sigma_{co} \tag{62}$$

$$\sigma_{co}{}^* = \frac{0{,}95 \cdot 0{,}96}{1{,}48} \cdot 170$$

$$\sigma_{co}{}^* = 104{,}76\ MPa$$

ϑ_σ	[-]	Součinitel velikosti, dle kap. 6.1.20.
η	[-]	Součinitel opracování povrchu, zpracování a vlivu prostředí, dle kap. 6.1.11.
β_σ	[-]	Součinitel vrubu, dle kap. 6.1.19.

6.1.24 AMPLITUDA NAPĚTÍ V MÍSTĚ G

$$\sigma_{aG} = \frac{M_{oG}}{W_{oG}} \tag{63}$$

$$\sigma_{aG} = \frac{293\,070{,}29}{8362{,}92}$$

$$\sigma_{aG} = 35{,}04\ MPa$$

M_{oG}	[N·mm]	Ohybový moment v místě G, dle kap. 6.1.17.
W_{oG}	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu v místě G, dle kap. 6.1.18.

6.1.25 BEZPEČNOST K MSP V MÍSTĚ G

$$k_G = \frac{\sigma_{co}{}^*}{\sigma_{aG}} \tag{64}$$

$$k_G = \frac{104{,}76}{35{,}04}$$

$$k_G = 2{,}99$$

$\sigma_{co}{}^*$	[MPa]	Mez únavy osy v místě G, dle kap. 6.1.23.
σ_{aG}	[MPa]	Amplituda napětí v místě G, dle kap. 6.1.24.

6.2 KONTROLA PRUŽINY NAPÍNACÍ STANICE

6.2.1 POTŘEBNÁ SÍLA PRUŽINY K NAPNUTÍ PÁSU

$$F_p = \frac{F_c}{2} \tag{65}$$

$$F_p = \frac{8\,421{,}56}{2}$$

$$F_p = 4\,210{,}78\ N$$

F_c	[N]	Celková síla namáhající buben, dle kap. 4.13.8.

6.2.2 STLAČENÍ PRUŽINY PŘI NAPÍNACÍ SÍLE

$$y = \frac{F_p}{c} \tag{66}$$

$$y = \frac{4\,210{,}78}{95{,}88}$$

$$y = 43{,}92\ mm$$

F_p	[N]	Potřebná síla pružiny k napnutí pásu, dle kap. 6.2.1.
c	[N·mm^{-1}]	Tuhost pružiny, dle kap. 5.5.2.

6.2.3 STLAČENÍ PRUŽINY V PLNĚ ZATÍŽENÉM STAVU

$$y_n = \frac{F_n}{c} \tag{67}$$

$$y_n = \frac{5\,199{,}3}{95{,}88}$$

$$y_n = 54{,}23\ mm$$

F_n	[N]	Síla pro plné stlačení pružiny, dle kap. 5.5.2.
c	[N·mm^{-1}]	Tuhost pružiny, dle kap. 5.5.2.

6.2.4 KONTROLA STLAČENÍ PRUŽINY

$$\mathrm{y} < y_n \tag{68}$$

$$43{,}92\ mm\ < 54{,}23\ mm$$

Stlačení pružiny nepřesáhne hodnotu plně zatíženého stavu.

y	[mm]	Stlačení pružiny při pracovním zatížení, dle kap. 6.2.2.
y_n	[mm]	Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu, dle kap. 6.2.3.

6.3 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE K MSVS

Výpočet proveden dle lit. [24]. Závitová tyč je z oceli pevnostní třídy 4.8 ČSN EN ISO 898-1.

6.3.1 VÝPOČET VELIKOSTI KRITICKÉ SÍLY

$$F_{krit} = \frac{{\alpha_p}^2 \cdot E \cdot J_{yt}}{{l_t}^2} \tag{69}$$

$$F_{krit} = \frac{(\sqrt{2} \cdot \pi)^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 1\,652{,}78}{930{,}4^2}$$

$$F_{krit} = 7\,914{,}52\ N$$

E	[MPa]	Modul pružnosti oceli v tahu. E = 2,1 · 10^5 MPa, dle lit. [24], str. 279.
J_{yt}	[mm^4]	Kvadratický osový moment závitové tyče, dle kap. 6.3.2.
l_t	[mm]	Délka závitové tyče podílející se na vzpěr při vymezení vůle, dle kap. 5.5.
α_p	[-]	Koeficient závislý na uložení prutu, dle kap. 6.3.3.

6.3.2 OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT

$$J_{yt} = \frac{\pi \cdot {d_{3t}}^4}{64} \tag{70}$$

$$J_{yt} = \frac{\pi \cdot 13{,}546^4}{64}$$

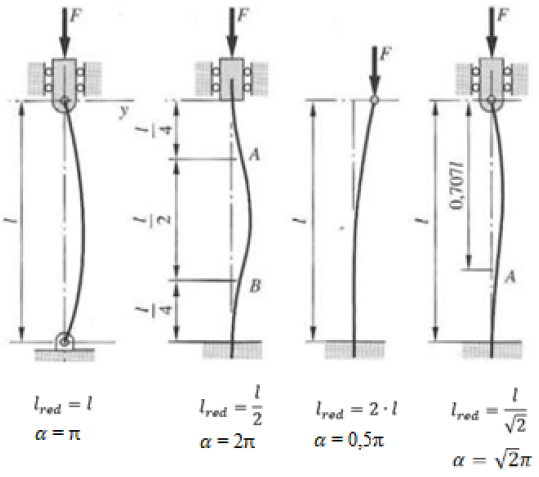
$$J_{yt} = 1\,652{,}78\ mm^4$$

d_{3t}	[mm]	Malý průměr závitové tyče, dle kap. 5.5.

6.3.3 KOEFICIENT PRUTU α_P

$$\alpha_p = \sqrt{2} \cdot \pi \tag{71}$$

V případě závitové tyče v napínací stanici se jedná o uložení s pevnou a rotační vazbou viz. Obr. 25.



Obr. 25 Schéma závislosti koeficientu α na uložení prutu [36].

6.3.4 SÍLA V OSE ŠROUBU

$$F_{š} = \frac{F_c}{2} \tag{72}$$

$$F_{š} = \frac{8\,421{,}56}{2}$$

$$F_{š} = 4\,210{,}78\ N$$

F_c	[N]	Celková síla namáhající buben, dle kap. 4.13.8.

6.3.5 BEZPEČNOST K MSVS

$$k_n = \frac{F_{krit}}{F_{š}} \tag{73}$$

$$k_n = \frac{7\,914{,}52}{4\,210{,}78}$$

$$k_n = 1{,}88$$

F_{krit}	[N]	Kritická síla na vzpěr, dle kap. 6.3.1.
$F_{š}$	[N]	Síla v ose šroubu, dle kap. 6.3.4.

6.3.6 ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_p = l_t \cdot \sqrt{\frac{S_{3t}}{J_{yt}}} \tag{74}$$

$$\lambda_p = l_t \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot {d_{3t}}^2}{J_{yt} \cdot 4}}$$

$$\lambda_p = 930{,}4 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot 13{,}546^2}{1652{,}78 \cdot 4}}$$

$$\lambda_p = 274{,}74$$

l_t	[mm]	Délka závitové tyče podílející se na vzpěr při vymezení vůle v napínací stanici, dle kap. 5.5.
d_{3t}	[mm]	Malý průměr závitové tyče, dle kap. 5.5.
J_{yt}	[mm^4]	Kvadratický osový moment závitové tyče, dle kap. 6.3.2.
S_{3t}	[mm^2]	Malý průřez závitové tyče.

6.3.7 KRITICKÁ ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_k = \alpha_p \cdot \sqrt{\frac{E}{R_{et}}} \tag{75}$$

$$\lambda_k = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5}{320}}$$

$$\lambda_k = 113{,}82$$

E	[MPa]	Modul pružnosti oceli v tahu. E = 2,1 · 10^5 MPa, dle lit. [24], str. 279.
R_{et}	[MPa]	Mez kluzu závitové tyče. R_{et} = 320 MPa pro šroub pevnostní třídy 4.8.
α_p	[-]	Koeficient závislý na uložení prutu, dle kap. 6.3.3.

6.3.8 POSOUZENÍ MEZNÍCH STAVŮ

$$\lambda_p > \lambda_k \tag{76}$$

$274{,}74 > 113{,}82 \rightarrow$ MSVS nastane dříve než MSP

λ_p	[-]	Štíhlost prutu, dle kap. 6.3.6.
λ_k	[-]	Kritická štíhlost prutu, dle kap. 6.3.7.

6.4 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA OTLAČENÍ

Výpočet proveden dle lit. [38].

6.4.1 VÝPOČET TLAKU V ZÁVITECH

$$p_t = \frac{F_š}{S_p} \tag{77}$$

$$p_t = \frac{4\,210{,}78}{369{,}96}$$

$$p_t = 11{,}38\ MPa$$

$F_š$	[N]	Síla v ose šroubu, dle kap. 6.3.4.
S_p	[mm^2]	Styková plocha závitu matice a šroubu, dle kap. 6.4.2.

6.4.2 STYKOVÁ PLOCHA ZÁVITU MATICE A ŠROUBU

$$S_p = \pi \cdot d_{2t} \cdot \frac{(d_t - D_{1M})}{2} \cdot i \tag{78}$$

$$S_p = \pi \cdot 14{,}701 \cdot \frac{(16 - 13{,}835)}{2} \cdot 7{,}4$$

$$S_p = 369{,}96\ mm^2$$

d_{2t}	[mm]	Střední průměr závitu závitové tyče, dle kap. 5.5.
d_t	[mm]	Velký průměr závitu závitové tyče, dle kap. 5.5.
D_{1M}	[mm]	Malý průměr závitu matice, dle kap. 5.5.
i	[-]	Počet závitů matice, dle kap. 6.4.3.

6.4.3 POČET ZÁVITŮ MATICE

$$i = \frac{H_M}{P_h} \tag{79}$$

$$i = \frac{14{,}8}{2}$$

$$i = 7{,}4$$

H_M	[mm]	Výška matice, dle kap. 5.5.
P_h	[mm]	Rozteč závitů matice a závitové tyče, dle kap. 5.5.

6.4.4 KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p_t \leq p_d \tag{80}$$

$11{,}38\ MPa \leq 75\ MPa \rightarrow$ Vyhovuje na otlačení

p_t	[MPa]	Tlak v závitech, dle kap. 6.4.1.
p_d	[MPa]	Dovolený tlak v závitech, p_d = 75 MPa pro ocel pevnostní třídy 4.8, dle lit. [33], str. 404.

6.5 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK HNANÉHO BUBNU

Výpočet proveden dle lit. [36].

6.5.1 ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÁ TRVANLIVOST

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P \cdot a_f}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \tag{81}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{29\,600}{\frac{8\,421{,}56}{2} \cdot 1{,}2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95{,}49}$$

$$L_{10h} = 35\,086\ h$$

C_r	[N]	Základní radiální dynamická únosnost ložiska, dle kap. 5.5.1.
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení. $P = F_c/2$
a_f	[-]	Provozní součinitel. $a_f = 1{,}2$ dle lit. [36], str. 625, tab. 11-5.
a	[-]	Exponent závislý na tvaru plochy dotyku, $a = 3$ pro ložiska s bodovým stykem, dle lit. [36].
n	[min^{-1}]	Otáčky bubnů, dle kap. 6.5.2.

6.5.2 OTÁČKY BUBNŮ

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D_1} \tag{82}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 1{,}6}{\pi \cdot 320} \cdot 60$$

$$n = 95{,}49\ min^{-1}$$

v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pásu, dle kap. 5.3.
D_1	[mm]	Vnější průměr pláště hnaného bubnu, dle kap. 5.4.

6.5.3 MODIFIKOVANÁ ROVNICE TRVANLIVOSTI

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10h} \tag{83}$$

$$L_{10m} = 1 \cdot 0{,}9 \cdot 35\,086$$

$$L_{10m} = 31\,577\ h$$

a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti. $a_1 = 1$ pro spolehlivost 90 %, dle lit. [36], str. 631, tab. 11-6.
a_{iso}	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti, dle kap. 6.5.4.
L_{10h}	[h]	Základní výpočtová trvanlivost, dle kap. 6.5.1.

6.5.4 SOUČINITEL MODIFIKOVANÉ TRVANLIVOSTI A_{ISO}

$$a_{iso} = f\left(\frac{e_c C_U}{P}, \varkappa\right)$$

$a_{iso} = 0{,}9$ určeno z Obr. 27 pro $\frac{e_c \cdot C_u}{P} = 0{,}138$ a $\varkappa = 0{,}57$

e_c	[-]	Součinitel znečištění. e_c = 0,8 až 0,6 dle lit. [36], str. 632, tab. 11-7. zvoleno e_c = 0,7.
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení. P = F_c/2
C_u	[N]	Mezní únavové zatížení
$\varkappa$	[-]	Viskózní poměr

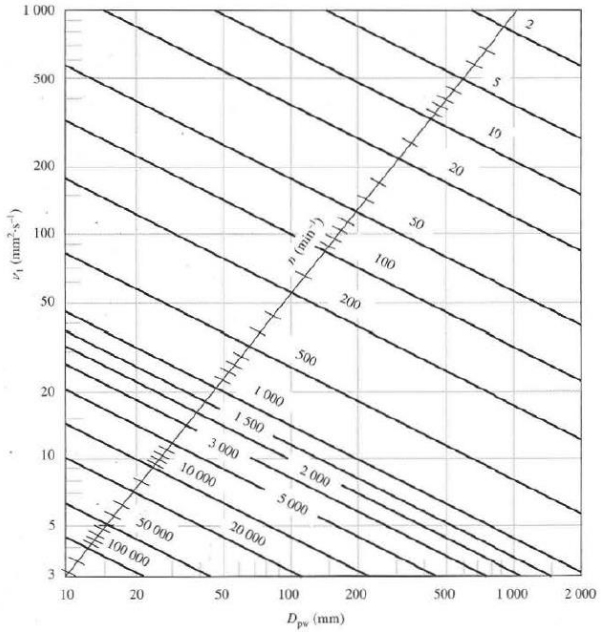
MEZNÍ ÚNAVOVÉ ZATÍŽENÍ

$$C_u = \frac{C_{0r}}{22} \tag{84}$$

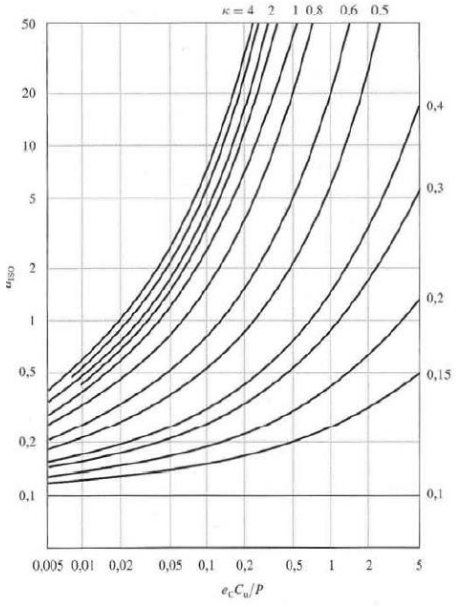
$$C_u = \frac{18\,200}{22}$$

$$C_u = 827{,}27\ N$$

C_{0r}	[N]	Základní radiální statická únosnost, dle kap. 5.5.1.



Obr. 26 Graf pro určení vztažné kinematické viskozity [36].



Obr. 27 Graf pro určení součinitele modifikované trvanlivosti a_{iso} [36].

VISKÓZNÍ POMĚR

$$\varkappa = \frac{\nu}{\nu_1} \tag{85}$$

$$\varkappa = \frac{100}{175}$$

$$\varkappa = 0{,}57$$

ν	[$mm^2 \cdot s^{-1}$]	Kinematická viskozita, dle lit. [25], str. 35.
ν_1	[$mm^2 \cdot s^{-1}$]	Vztažná kinematická viskozita. Určeno z Obr. 26 pro D_{pw} = 46,5 mm, n = 95,49 min^{-1}.

ROZTEČNÝ PRŮMĚR SADY KULIČEK LOŽISKA

$$D_{pW} = 0{,}5 \cdot (d_l + D_{1l}) \tag{86}$$

$$D_{pW} = 0{,}5 \cdot (40 + 53)$$

$$D_{pW} = 46{,}5\ mm$$

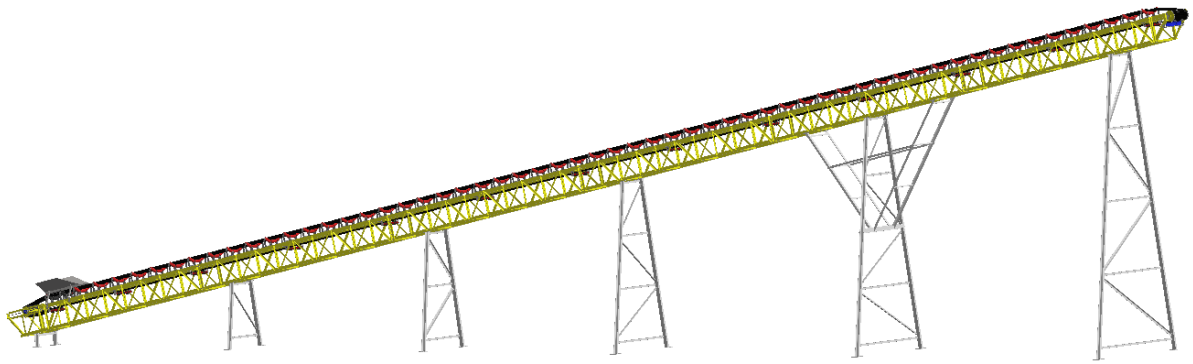
d_l	[mm]	Vnitřní průměr ložiska, dle kap. 5.5.1.
D_{1l}	[mm]	Vnější průměr ložiska, dle kap. 5.5.1.

ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je návrh pásového dopravníku pro dopravu drceného vápence s dopravním výkonem 105 000 kg·h^{-1}, osovou vzdáleností 45 m a výškovým rozdílem 8,5 m.

V úvodu bakalářské práce se nachází popis základních součástí dopravníku a dopravovaného materiálu včetně jeho rozdělení a využití v různých průmyslových odvětvích. Po rešeršní části následoval funkční výpočet podle normy ČSN ISO 5048, kde byly na základě požadovaných rozměrů dopravníku a dopravního výkonu určeny síly působící na pás, obvodová hnací síla a potřebný výkon pohonu. Na základě výsledků funkčního výpočtu byly dále voleny součásti od různých výrobců. Potenciálně nebezpečné součásti byly kontrolovány k vybraným mezním stavům. Byla provedena pevnostní kontrola osy hnaného bubnu, kontrola závitové tyče uložené v napínací stanici na vzpěr, otlačení a výpočet trvanlivosti ložiskové jednotky. Na závěr práce byla vypracována technická dokumentace sestavného výkresu dopravníku a svarku stojiny.

Tažnou a nosnou funkci plní pryžový dopravní pás, který se v nosné větvi pohybuje po tříválečkových stolicích. Boční válečky jsou v těchto válečkových stolicích vychýlené pod úhlem 2 ° ve směru pohybu pásu, čímž napomáhají udržet dopravní pás ve středové poloze. V dolní větvi se pás pohybuje po jednoválečkových stolicích se samočistícími diskovými válečky. Tažná síla je na pás přenášena z elektrobubnu o výkonu 7,5 kW. Elektrobuben je opatřen elektromagnetickou brzdou, která zabraňuje zpětnému chodu dopravníku při vypnutém pohonu. Napínání pásu se provádí posouváním hnaného bubnu pomocí šroubového napínacího zařízení. Možný posuv bubnu pro napnutí pásu představuje přibližně 2 % délky dopravníku.



Obr. 28 Navržený pásový dopravník

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s. ISBN 1524.

[2] REKO s.r.o. *Katalog Reko s.r.o.* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.reko-sro.cz/pool/vzor/upload/REKO_katalog_2015.pdf

[3] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1979. Česká matice technická, číslo spisu 351.

[4] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2002, 126 s.

[5] HLAVENKA, Bohumil. *Manipulace s materiálem: Systémy a prostředky manipulace s materiálem*. 2. vydání. Brno: VUT, 1986. ISBN ISBN 80-214-0068-4.

[6] GTK s.r.o. *Válečkové stolice* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.gtktupesy.cz/cz/stanicky/

[7] TECHBELT s.r.o. *Stěrače dopravních pásů* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.dopravnipasy.com/sterace-dopravnich-pasu

[8] HENNIG inc. *Pásový dopravník* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.hennigworldwide.com/cz/belt-type

[9] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.

[10] KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. *Manipulácia s materiálom v doprave*. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 80-8070-174-1.

[11] Vápenec. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-2-12]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1penec

[12] JIHOKÁMEN CB s.r.o. *Vápenec* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.jihokamencb.cz/prirodni-kameny/vapenec

[13] TĚHNÍK, Vladimír a Radovan NEČAS. *Uplatnění vápencové suroviny z hlediska kvality v různých průmyslových odvětvích*. Praha: Výzkumný ústav stavebních hmot, 2015. Dostupné také z: https://www.vumo.cz/wp-content/uploads/2015/05/22-uplatneni-vapencove-suroviny-z-hlediska-kvality-v-ruznych-prumyslovych-odvetvych.pdf

[14] ČESKÁ GEOLOGICKÁ SLUŽBA. *Sedimenty zpevněné* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://muzeum.geology.cz/d.pl?item=27&l=

[15] LHOIST. *Příprava a zpracování vápence* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.lhoist.com/cs_cs/p%C5%99%C3%ADprava-zpracov%C3%A1n%C3%AD-v%C3%A1pence

[16] *ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynovou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut, 1993.

[17] GUMEX, spol. s.r.o. *EP 250/2 Y: Pryžový dopravníkový pás* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.gumex.cz/h/ep-2502-y-pryzovy-dopravnikovy-pas-02221?Filter=True#sekce=variant-table-placeholder

[18] RULMECA Holding S.p.A. *Troughing sets* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Upper_transom_A3M_30.pdf

[19] RULMECA Holding S.p.A. *Rollers* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/PSV_rollers.pdf

[20] RULMECA Holding S.p.A. *Impact rollers* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/MPS1_89NA.pdf

[21] RULMECA Holding S.p.A. *Return troughing sets* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Support_bracket_SPT1478-1490.pdf

[22] RULMECA Holding S.p.A. *Return rollers* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/NG_ENG.pdf

[23] RULMECA Holding S.p.A. *Motorized pulley* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/320L,%20320M%20&%20320H.pdf

[24] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Vrbka JAN a Burša JIŘÍ. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 287 s. ISBN ISBN 80-214-2592-X.

[25] NTN-SNR. *SNR ball bearing units catalogue* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-03/cast-iron_-_pressed-steel_bearing_units_en.pdf

[26] ALCOMEX SPIRING WORKS, s.r.o. *Katalog pružin* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.alcomex.nl/wp-content/uploads/2018/03/Alcomex-Productbrochure_CZ.pdf

[27] BELT & SERVICE. *Škrabky a stěrky dopravníkových pásů* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: http://www.beltservice.cz/skrabky-a-sterky-dopravnikovych-pasu/

[28] TRANSROLL - CZ, a.s. *Příslušenství pásových dopravníků* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.transroll.cz/valecky-pasovych-dopravniku

[29] TRANSROLL - CZ, a.s. *Válečky, pražce, girlandy katalog* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-spolecnosti-cz-25569.pdf?redir

[30] RULMECA Holding S.p.A. *Rollers* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/1/rollers

[31] RULMECA Holding S.p.A. [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/en/

[32] MARTIN ENGINEERING. *Belt cleaners* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.martin-eng.com/content/product_category/463/conveyor-belt-cleaners

[33] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Učebnice pro školy technického zaměření*. 6. vydání. Úvaly: Albra, 2017, 945 s. ISBN 978-80-7361-111-8.

[34] KEMPER EQUIPMENT. *History of Conveyor System* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.kemperequipment.com/blog/everything-you-wanted-to-know-about-the-history-of-conveyors/

[35] RULMECA Holding S.p.A. *Self centralising troughing sets* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/belt_conveying/4/transoms_and_frames/20/self_centralising_sets

[36] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

[37] ONDRÁČEK, Emanuel, Jan VRBKA, Přemysl JANÍČEK a Jiří BURŠA. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost II*. Brno: CERM, s.r.o, 2006, 262 s. ISBN 80-214-3260-8.

[38] ŽIVČÁK, Tomáš. *Stavba a provoz strojů I: Spoje a spojovací součásti* [online]. [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: https://publi.cz/books/208/01.html

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
A	[m^2]	Plocha dotyku mezi pásem a čističem pásu
a	[-]	Exponent závislý na tvaru plochy dotyku ložiskových těles
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti
a_d	[m]	Rozteč dopadových válečkových stolic v horní větvi
a_f	[-]	Provozní součinitel ložiska
a_{iso}	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti ložiska
a_o	[m]	Rozteč nosných válečkových stolic
a_u	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic
b	[m]	Skutečná ložná šířka pásu
B	[m]	Šířka pásu
b_1	[m]	Světlá šířka bočního vedení
c	[$N \cdot mm^{-1}$]	Tuhost pružiny
C_{0r}	[N]	Základní radiální statická únosnost ložiska
C_r	[N]	Základní radiální dynamická únosnost ložiska
C_u	[N]	Mezní únavové zatížení ložiska
C_ε	[-]	Součinitel korýtkovosti
d	[m]	Tloušťka pásu
D	[m]	Průměr bubnu
d_0	[m]	Průměr hřídele bubnu v ložisku
D_1	[mm]	Vnější průměr pláště hnaného bubnu
D_{1l}	[mm]	Vnější průměr ložiska hnaného bubnu
D_{1M}	[mm]	Malý průměr závitu matice
d_2	[mm]	Průměr osy v místě čel
d_{2t}	[mm]	Střední průměr závitu závitové tyče
d_{3t}	[mm]	Malý průměr závitové tyče
d_l	[mm]	Vnitřní průměr ložiska hnaného bubnu
d_p	[mm]	Tloušťka drátu pružiny
D_{pW}	[mm]	Roztečný průměr sady kuliček ložiskové jednotky
d_t	[mm]	Velký průměr závitu závitové tyče

e	[-]	Základ přirozených logaritmů
E	[MPa]	Modul pružnosti oceli
e_c	[-]	Součinitel znečištění ložiska
f	[-]	Globální součinitel tření
F_1	[N]	Tahová síla v pásu v horní větvi
F_{1o}	[N]	Ohybový odpor pásu na bubnech
F_2	[N]	Tahová síla v pásu v dolní větvi
F_a	[N]	Odpor shrnovače materiálu
F_A	[N]	Reakční síla ve vazbě A
F_B	[N]	Reakční síla ve vazbě B
F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování
F_c	[N]	Celková síla namáhající buben
F_D	[N]	Reakční síla ve vazbě D
F_{dmin}	[N]	Nejmenší tahová síla v pásu pro dolní větev
F_{Dp}	[N]	Dovolená tahová síla působící na pás
F_f	[N]	Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
F_{gL}	[N]	Třecí odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{hmin}	[N]	Nejmenší tahová síla v pásu pro horní větev
F_{krit}	[N]	Kritická síla na vzpěr
F_{max}	[N]	Největší tahová síla působící na pás
F_{min}	[N]	Nejmenší tahová síla působící na pás
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_n	[N]	Síla při plném stlačení pružiny
F_p	[N]	Potřebná síla pružiny k napnutí pásu
F_r	[N]	Odpor od čističe pásu
F_S	[N]	Přídavné odpory
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
$F_š$	[N]	Síla v ose šroubu
F_T	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
Ft	[N]	Odpor ložisek bubnu

F_U	[N]	Potřebná obvodová síla na hnacím bubnu
F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová síla na hnacím bubnu
F_ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
H_M	[mm]	Výška matice
i	[-]	Počet závitů matice
I_m	[kg·h^{-1}]	Hmotnostní dopravní výkon
I_V	[m^3·s^{-1}]	Objemový dopravní výkon
J_{yt}	[mm^4]	Osový kvadratický moment závitové tyče
k	[-]	Součinitel sklonu
K	[$\sqrt{mm}$]	Materiálová charakteristika
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
L	[m]	Osová vzdálenost bubnů
L_1	[mm]	Délka části osy s průměrem d_3
L_{10h}	[h]	Základní výpočtová trvanlivost ložiska
L_2	[mm]	Délka části osy s průměrem d_2
l_3	[m]	Délka středního válečku ve válečkové stolici
L_3	[mm]	Vzdálenost vazeb D, E od osazení (polovina šířky ložiskové jednotky)
l_b	[m]	Urychlovací délka
l_d	[m]	Délka bočního vedení
l_t	[mm]	Délka závitové tyče podílející se na vzpěr při vymezení vůle v napínací stanici
M_{oF}	[N·mm]	Ohybový moment osy v místě F.
M_{oG}	[N·mm]	Ohybový moment osy v místě G
m_p	[kg]	Hmotnost dopravního pásu
n	[min^{-1}]	Otáčky bubnů
p	[Pa]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_A	[W]	Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu
P_d	[MPa]	Dovolený tlak v závitech závitové tyče
P_{ds}	[-]	Počet dopadových válečkových stolic

P_h	[mm]	Rozteč závitů matice a závitové tyče
P_M	[W]	Provozní výkon na poháněcím motoru
P_n	[-]	Počet nosných válečkových stolic
P_t	[MPa]	Tlak v závitech závitové tyče
P_v	[-]	Počet válečkových stolic ve vratné větvi
Q	[kg·h^{-1}]	Dopravní výkon
q_B	[kg·m^{-1}]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
q_d	[kg]	Hmotnost rotujících částí dopadových válečků
q_G	[kg·m^{-1}]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
q_n	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi
q_{RO}	[kg·m^{-1}]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m v horní větvi
q_{RU}	[kg·m^{-1}]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m v dolní větvi
q_v	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků ve vratné větvi
r	[mm]	Poloměr zaoblení osy hnaného bubnu
R_{et}	[MPa]	Mez kluzu závitové tyče
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
R_{mp}	[N·mm^{-1}]	Pevnost pásu v tahu
S	[m^2]	Plocha průřezu náplně pásu
S_1	[m^2]	Plocha průřezu horní části náplně pásu
S_2	[m^2]	Plocha průřezu dolní části náplně pásu
S_{3t}	[mm^2]	Malý průřez závitové tyče
S_{min}	[m^2]	Minimální dovolená plocha průřezu náplně pásu
S_p	[mm^2]	Styková plocha závitu matice a šroubu v napínací stanici
S_s	[m^2]	Skutečná plocha náplně pásu
$t_č$	[mm]	Tloušťka čel hnaného bubnu
$t_{čp}$	[m]	Tloušťka čističe pásu
v	[m·s^{-1}]	Rychlost pásu
v_0	[m·s^{-1}]	Rychlost dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
W_{oF}	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu osy v místě F.
W_{oG}	[mm^3]	Modul průřezu v ohybu osy v místě G
y	[mm]	Stlačení pružiny při pracovním zatížení
y_n	[mm]	Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu

δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku
η	[-]	Účinnost pohonu
η_1	[-]	Součinitel opracování povrchu osy hnaného bubnu
η_2	[-]	Součinitel zpracování osy hnaného bubnu
$\varkappa$	[-]	Viskózní poměr maziva
λ	[°]	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
λ_k	[-]	Kritická štíhlost prutu
λ_p	[-]	Štíhlost prutu
ν	[$mm^2 \cdot s^{-1}$]	Kinematická viskozita
ν_1	[$mm^2 \cdot s^{-1}$]	Vztažná kinematická viskozita
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
ρ	[$kg \cdot m^{-3}$]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
α	[°]	Sypný úhel
α_p	[-]	Koeficient závislý na uložení prutu
α_σ	[-]	Součinitel koncentrace napětí
ε	[°]	Úhel vychýlení válečků ve směru pohybu pásu
θ	[°]	Dynamický sypný úhel
μ	[-]	Součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
σ_{aF}	[MPa]	Amplituda napětí osy hnaného bubnu v místě F
σ_{aG}	[MPa]	Amplituda napětí osy hnaného bubnu v místě G
σ_c	[MPa]	Mez únavy osy hnaného bubnu při střídavém tahu-tlaku
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy osy hnaného bubnu při střídavém ohybu
σ_{co}^*	[MPa]	Skutečná mez únavy osy hnaného bubnu
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
ϑ_1	[-]	Součinitel velikosti.
$\vartheta_{2\sigma}$	[-]	Součinitel velikosti při gradientu napětí.
MSP		Mezní stav pružnosti
MSVS		Mezní stav vzpěrné stability

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy	PD – 01/00
Seznam položek sestavy 1	PD – 01/01
Seznam položek sestavy 2	PD – 01/02
Seznam položek sestavy 3	PD – 01/03
Výkres stojiny	PD – 09/00
Seznam položek stojiny	PD – 09/01