



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh pásového dopravníku pro přepravu
kusového materiálu**

**Design of the Belt Conveyor for the Piece
Material Transport**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Bc. Michal ADÁMEK

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří MRÁZEK, Ph.D.





Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh pásového dopravníku pro přepravu kusového materiálu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 1. 6. 2018

Bc. Michal Adámek



Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování diplomové práce.

Anotační list

Jméno autora: Bc. Michal ADÁMEK
Název BP: Návrh pásového dopravníku pro přepravu kusového materiálu
Anglický název: Design of the Belt Conveyor for the Piece Material Transport
Rok: 2018
Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Jiří MRÁZEK, Ph.D.
Bibliografické údaje: počet stran 114
počet obrázků 103
počet tabulek 19
počet příloh 19
Klíčová slova: Pásový dopravník, návrh dopravníku, dopravní pás, kusový materiál
Keywords: Belt conveyor, design of the conveyor, transport belt, piece material

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem pásového dopravníku pro přepravu kusových dílů. Dopravník je řešen parametricky v daném rozsahu konstrukčních a provozních parametrů. V zadaném rozsahu jsou uvedeny základní konstrukční výpočty, pevnostní výpočty a kontrolní výpočty. Další součástí je MKP analýza vybraného komponentu. Navržená konstrukce je zpracována jako plně parametrický 3D model.

Abstract:

This diplom thesis solves with design of the belt conveyor for the piece material transport. The conveyor is parametrically designed within a given range of design and operating parameters. The specified range includes basic design calculations, strength calculations and control calculations. Another component is FEM analysis of the selected component. The design is processed as a fully parametric 3D model.

Obsah

1. Úvod	8
2. Cíle práce	9
3. Rešerše	10
3.1. Historie dopravníků	10
3.2. Dopravníky	11
3.2.1. Rozdělení dopravníků	11
3.3. Pásový dopravník	13
3.3.1. Rozdělení pásových dopravníků	13
3.4. Popis jednotlivých částí dopravníku.....	14
3.4.1. Schéma pásového dopravníku	15
3.4.2. Hnací buben.....	15
3.4.3. Vratný (napínací) buben	19
3.4.4. Nosný rám	19
3.4.5. Uložení kluzné desky	21
3.4.6. Kluzná deska	21
3.4.7. Podpěrný válec	22
3.4.8. Pás	22
4. Návrhová část	27
4.1. Výpočet tažné síly v dopravním páse	27
4.2. Výpočet kroutícího momentu hnacího bubnu	29
4.3. Výpočet předepnutí pásu	29
4.3.1. Maximální zatížení v krajním bodě pásu	30
4.3.2. Konstantně rozložené zatížení pásu	33
4.4. Výpočet parametrů elektropohonu	35
5. Konstrukční část	37
5.1. Obecný popis pásového dopravníku	37
5.2. Popis hlavních konstrukčních celků	38
5.2.1. Hnací buben.....	38
5.2.2. Vratný buben	39
5.2.3. Podpěrný válec	40
5.2.4. Patka na straně motoru.....	41
5.2.5. Napínací patka	41
5.2.6. Zvon a přenos kroutícího momentu	42
5.2.7. Kluzná deska a její uložení	43
5.2.8. Podpěrná konstrukce	44
5.2.9. Spoje a spojovací součásti	45
6. Volba a popis kupovaných komponentů.....	49
6.1. Dopravní pás	49
6.2. Elektromotor a šneková převodovka	51
6.3. Pružná spojka	55

6.4. Ložiska	57
6.5. Těsná pera.....	61
6.6. Konstrukční profily	62
7. Kontrolní část.....	65
7.1. Kontrola a výpočet perových spojů.....	65
7.2. Kontrola životnosti ložisek a kluzného pouzdra.....	67
7.2.1. Trvanlivost ložiska 2201 E – 2RS1TN9.....	68
7.2.2. Trvanlivost ložiska 6000 – 2RSH.....	68
7.2.3. Trvanlivost ložiska 6201 – 2RSH.....	68
7.2.4. Trvanlivost kluzného pouzdra PPMF 101207	68
7.2.5. Zhodnocení životnosti ložisek	68
7.3. Kontrola silového šroubového spoje.....	69
7.3.1. Výpočet předpětí	69
7.3.2. Výpočet utahovacího momentu.....	70
7.3.3. Výpočet namáhání šroubu.....	71
7.3.4. Kontrola otláčení stykových ploch	72
7.4. Pevnostní kontrola skupinového šroubového spoje	74
7.4.1. Výpočet zatěžovacího momentu.....	75
7.4.2. Výpočet přitěžujících sil do jednotlivých šroubů skupinového spoje.....	76
7.4.3. Výpočet osového předpětí šroubu po montáži	77
7.4.4. Diagram předepjatého šroubového spoje F- Δ I a zatížení jeho jednotlivých částí.....	78
7.4.5. Výpočet tuhosti šroubu	80
7.4.6. Výpočet tuhosti přitěžovaných součástí	82
7.4.7. Výpočet tuhosti odlehčovaných součástí.....	83
7.4.8. Výpočet sil trojúhelníkového diagramu F - Δ I	83
7.4.9. Pevnostní kontrola šroubového spoje.....	84
7.4.10. Kontrola tlaku v závitu	86
7.4.11. Kontrola tlaku v dosedací kuželové ploše šroubu	87
7.4.12. Kontrola skupinového šroubového spoje na příčnou sílu	87
7.4.13. Zhodnocení skupinového šroubového spoje	89
8. Výpočet metodou konečných prvků MKP	90
8.1. Výpočet pomocí MKP kluzné desky	90
8.1.1. Analýza kluzné desky o šířce 600 mm	91
8.1.2. Analýza kluzné desky o šířce 100 mm	95
8.2. Shrnutí výsledků MKP analýzy.....	100
9. Závěr.....	101
Použité značky.....	103
Použité zdroje.....	107
Seznam obrázků	110
Seznam tabulek	113
Seznam příloh.....	114

1. Úvod

Tok materiálu (přeprava materiálu) ve výrobním průmyslu výrazně ovlivňuje náklady procesů a jejich efektivitu. Logistika toku materiálu je proto nedílnou a důležitou součástí výrobního procesu. Manipulace s materiálem zahrnuje veškeré přesuny v procesu výroby od vstupních surovin přes polotovary až po hotové výrobky. Tato manipulace zásadním způsobem ovlivňuje cenu i kvalitu koncového výrobku. Jako efektivní a vhodné řešení se často používají pásové dopravníky.

Typ dopravníku musí odpovídat charakteru přepravovaného materiálu. Dále musí dopravník odpovídat provozním podmínkám, protože konstrukce dopravníku pro potravinářský průmysl nebo pro hutní průmysl bude rozdílná, jak z pohledu velikosti dopravníku, tak z pohledu konstrukce dopravníku. V neposlední řadě je také důležité prostředí, ve kterém dopravník bude pracovat. Rozdílný bude provoz dopravníku v již zmíněném sterilním potravinářském průmyslu a v prašném hutním průmyslu.

Častým případem, při konstrukci dopravníku, je doplnění dopravníku do již existujících prostor výrobní linky, které si vyžádá reorganizaci výroby. Tato reorganizace může být dána např. změnou produktu nebo změnou okolního výrobního zařízení výrobní linky. V obecné rovině lze konstatovat, že konstrukce dopravníku by měla být co nejjednodušší. Jednoduchá konstrukce nám zajistí prakticky bezúdržbový provoz nebo časově nenáročnou údržbu v daných časových intervalech. Tato minimální údržba šetří čas a peníze při manipulaci s dopravovaným materiálem.

Díky těmto výše vypsáním vlastnostem dopravníků se jedná o velmi žádané strojní zařízení, které snižuje pracovní vytížení lidí a snižuje náklady na výrobu či přepravu materiálu.

Tato práce řeší jednoduchý pásový dopravník vhodný pro kusovou přepravu dílů v automatizovaném provozu. Hlavním požadavkem na konstrukci je jednoduché parametrické řešení. Takové řešení, které umožní jeho rychlou výrobu z dostupných předpřipravených polotovarů.

2. Cíle práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout parametrický pásový dopravník pro přepravu kusového materiálu. Práce bude členěna do dvou základních částí.

První rešeršní část práce bude obsahovat rozdělení běžně používaných dopravníků, popis základních konstrukčních prvků pásového dopravníku a běžně používané konstrukční varianty pásového dopravníku.

Druhá konstrukční část bude obsahovat základní konstrukční výpočty, kontrolní výpočty, popis konstrukčních uzlů navrženého pásového dopravníku a soupis kupovaných komponentů pro výrobu pásového dopravníku.

Nosná konstrukce pásového dopravníku bude řešena modulárně ze stavebnicových hliníkových profilů a spojek. Délka dopravníku bude řešena parametricky od 500 mm do 6 000 mm, šířka pásu bude řešena parametricky od 100 mm do 600 mm s krokem po 100 mm. Dopravní rychlost bude řešena v rozsahu elektromotoru od 3 m/min do 21 m/min s krokem po 3 m/min, kde pro každou rychlost bude zvolena jedinečná kombinace elektromotoru s převodovkou. Maximální rovnoměrné zatížení dopravního pásu bude 60 kg.

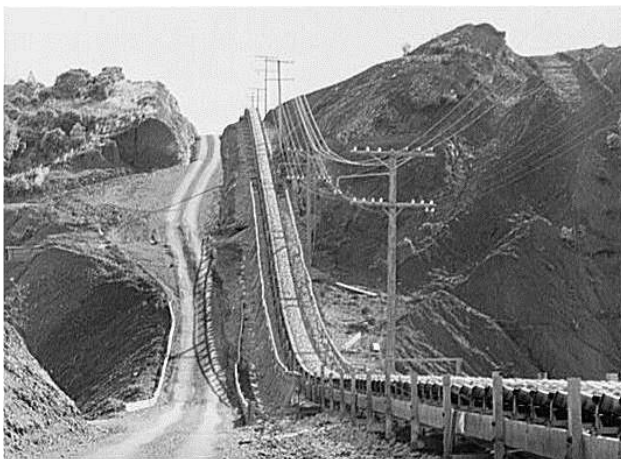
Z navržené konstrukce pásového dopravníku bude vytvořen 3D koncepční model řešení a z něj následně 2D sestavný výkres konceptu řešení s vybranými konstrukčními uzly.

3. Rešerše

V samotné rešeršní části je zmíněna historie dopravníků, rozdělení dopravníků a popis základních částí pásového dopravníku.

3.1. Historie dopravníků

Manipulace s jakýmkoli materiálem byla a je vždy spojena s lidskou činností při zajišťování základních životních potřeb. Již v samotném starověku bylo zapotřebí tisíců lidí, aby bylo možné pomocí jednoduchých prostředků pohybovat s velmi těžkými břemeny. Novými obchodními cestami se zvyšoval nárok na manipulaci se zbožím a tím se kladly vysoké nároky na lidskou sílu, jež byla hlavním zdrojem energie. První použití průmyslových dopravníků se datuje ke konci 18. století. První, velmi jednoduché dopravníky byly z dřevěného rámu, po kterém byl tažen kožený, plátěný nebo gumový pás. Tento první dopravníkový systém byl použit na přepravu sypkých materiálů, hlavně obilí. V této době byly tyto dopravníky používány na velmi krátkou vzdálenost. Společnost Hymle Goddard Logan obdržela první patent pro válečkovou dráhu v roce 1908, ale hlavní potenciál tohoto zařízení se projevil až o mnoho let později. V automobilovém průmyslu se dopravníkové dráhy začaly využívat až v průběhu 20. let 20. století. Dále se začaly vyskytovat dopravníky, které mohly nést těžší materiály na větší vzdálenosti. Dlouhé pásové dopravníky se staly nedílnou součástí v dolech a lomech na dopravu vytěženého materiálu (Obr. 3-1). Tom Loberg, zakladatel společnosti Hytrol Conveyor, navrhl v roce 1947 pojízdný dopravník pro přepravu pytlů s obilím (Obr. 3-2). Stejně jako u všech pohyblivých zařízení byla i zde bezpečnost uživatelů na prvním místě. Proto již v roce 1947 vznikli první normy týkající se bezpečnosti dopravníků. [1], [2]



Obr. 3-1 Pásový dopravník na vytěžený materiál [1]



Obr. 3-2 Dopravník pro přepravu pytlů [1]

Největší vývoj v oblasti manipulace s kusovým i hromadným materiálem nastal po druhé světové válce. V této době strmě vzrostly požadavky na dopravovaný objem a také na dopravovanou vzdálenost. Těmito požadavky se dostal do popředí právě pásový dopravník, který následně prošel vývojem jak v samotné konstrukci, tak v řešení jednotlivých hlavních funkčních prvků, aby byl dopravník schopen plnit požadované úlohy. [10]

3.2. Dopravníky

Na dopravníky lze dnes nahlížet z řady hledisek a podle nich je také můžeme rozdělovat, nebo popisovat. V následujícím textu lze nalézt ucelenou informaci a dělení dopravníků. Velkou výhodou těchto ústrojí je, že při nakládání i vykládání není potřeba dopravník zastavovat. Velká část dopravníků je součástí interiérů výrobních a skladových hal, ale externí dopravníky také nejsou výjimkou.

3.2.1. Rozdělení dopravníků

Základní rozdělení dopravníků: [5]

- a) Dopravníky s tažným elementem – dopravovaný materiál nevykonává žádný relativní pohyb vzhledem k tažnému členu. Do této skupiny patří dopravníky pásové, článkové, korečkové.
- b) Dopravníky bez tažného členu – dopravovaný materiál vykonává relativní pohyb vzhledem k hnacímu členu. Do této skupiny patří dopravníky válečkové a šnekové nebo dopraní skluzy.

Rozdělení dopravníků dle toku materiálu:

- a) Plynulý
- b) Taktový

Rozdělení dopravníků dle počtu hnacích bubnů:

- a) Jednobubnové
- b) Vícebubnové

Rozdělení dopravníků dle sklonu:

- a) Vodorovné
- b) Šikmé
- c) Svislé

Rozdělení dopravníků dle konstrukce:

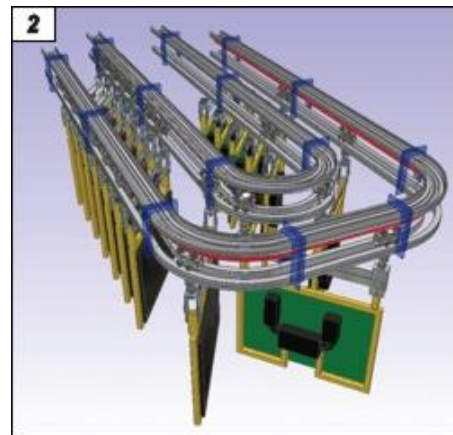
- a) Stabilní
- b) Pojízdné
- c) Přestavitelné

Rozdělení dopravníků dle druhu přepravovaného materiálu:

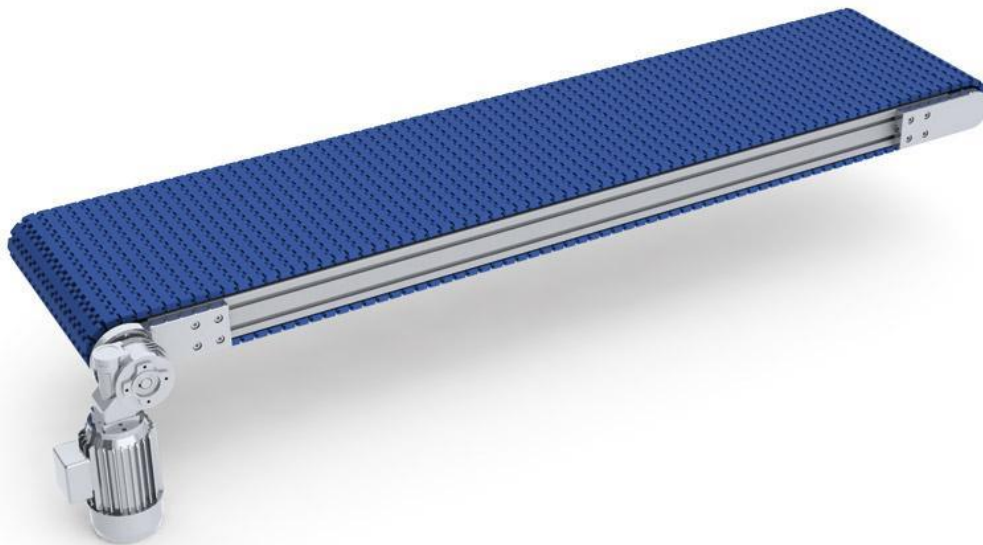
- a) Sypký materiál
- b) Kapaliny a plyny
- c) Kusový materiál

Rozdělení dopravníků dle typu¹: [4]

- a) Pásové dopravníky
- b) Řetězové dopravníky
- c) Řemenové dopravníky
- d) Článkové dopravníky
- e) Modulární dopravníky (Obr. 3-4)
- f) Válečkové tratě
- g) Vibrační dopravníky
- h) Šnekové dopravníky
- i) Korečkové dopravníky
- j) Podvěsné dopravníky (Obr. 3-3)
- k) Ostatní dopravníky



Obr. 3-3 Podvěsný dopravník [25]



Obr. 3-4 Modulární dopravník [6]

¹ Tuto oblast celou přejímám ze zdroje [4]. V této klasifikaci můžeme diskutovat o jednotlivém rozřazení daných typů dopravníků. Korečkové dopravníky mohou být jak řetězové, tak pásové, ale z důvodu uvedení čtenáře do problematiky je z mého pohledu věcnější vytvořit samotnou skupinu korečkových dopravníků. Podvěsné dopravníky jsou zpravidla řetězové, ale z konstrukce dopravníku je pro čtenáře lepší, aby tyto dopravníky měli také svou skupinu.

3.3. Pásový dopravník

Pásový dopravník je mechanický dopravník s tažným a také nosným prvkem v podobě nekonečného pásu poháněného bubnem nebo bubny a podpíraného válečky či rovinnou (kluznou) deskou. Je vhodný pro dopravu kusových i sypkých materiálů ve směru vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech směru strmém nebo svislém. [8]

Pásové dopravníky (Obr. 3-5) jsou jedním z nejrozšířenějších dopravníků vůbec. Tato skutečnost je odůvodněna jejich příznivými technickými i ekonomickými vlastnostmi. Tyto vlastnosti plynou zejména z velké pracovní rychlosti, v průměru 1 m/s až 2 m/s, maximálně 8 m/s. Výhodou této rychlosti je při daném výkonu malé měrné zatížení pásu. Oproti jiným druhům dopravníků je i spotřeba energie pro pohon, vztažená na jednotkové dopravované množství, menší. Samotná konstrukce pásového dopravníku je velmi rozmanitá. Od nejjednoduššího dopravníku šířky 400 mm a délky 3,5 m až po největší dopravníky šířky 2600 mm a délky několik kilometrů. [9]

3.3.1. Rozdělení pásových dopravníků

Pásové dopravníky mohou být: [8]

- a) Stabilní (Obr. 3-5)
- b) Pojízdné (Obr. 3-6)
- c) Přenosné (Obr. 3-7)



Obr. 3-5 Stabilní dopravník [12]



Obr. 3-6 Pojízdný dopravník [13]



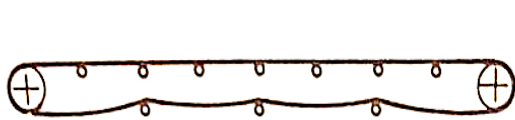
Obr. 3-7 Přenosný dopravník [11]

Dále rozlišujeme dopravníky s pásy dle materiálu dopravního pásu:

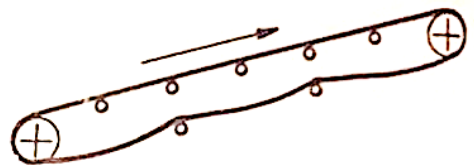
- a) Pryžovými
- b) PVC
- c) Silikonovými
- d) Polyuretanovými
- e) Silonovými (textilními)
- f) Polyamidovými

Podle sklonu a tvaru dopravní trasy: [7]

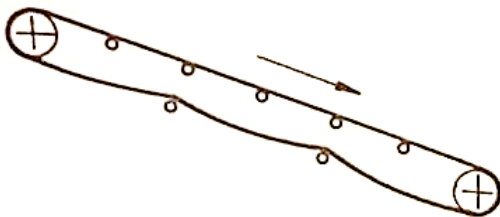
- a) Vodorovné (Obr. 3-8)
- b) Šikmé dovrchní (Obr. 3-9), resp. úpadní (Obr. 3-10)
- c) Lomené konvexní (Obr. 3-11), resp. konkávní (Obr. 3-12)



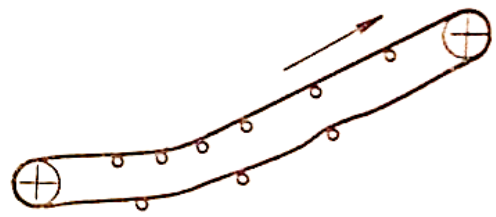
Obr. 3-8 Vodorovný dopravník [7]



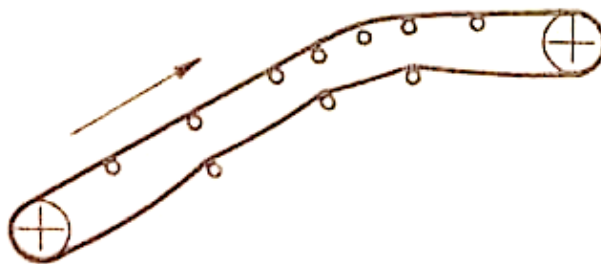
Obr. 3-9 Šikmý dovrchní dopravník [7]



Obr. 3-10 Šikmý úpadní dopravník [7]



Obr. 3-11 Lomený konvexní dopravník [7]



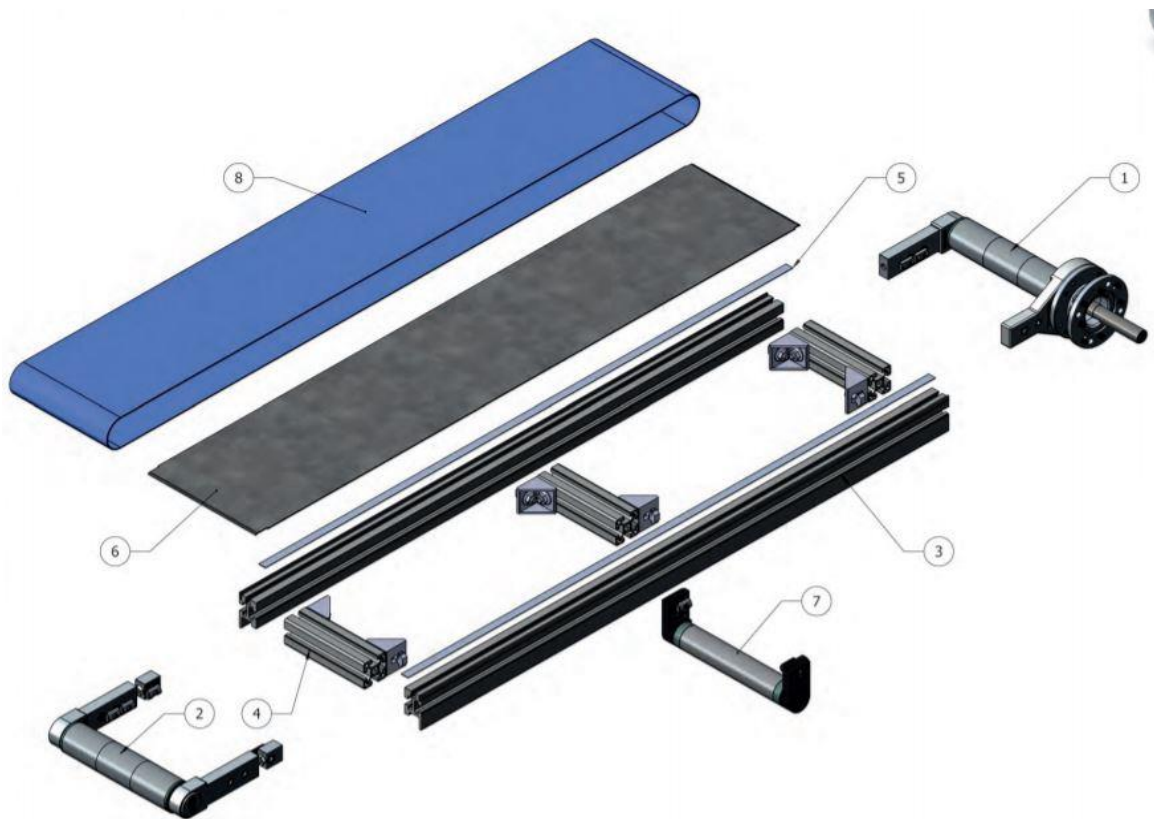
Obr. 3-12 Lomený konkávní dopravník [7]

3.4. Popis jednotlivých částí dopravníku

V této části jsou popsány jednotlivé hlavní stavební části pásového dopravníku. Dále jsem zde vytvořil menší přehled možných konstrukčních uspořádání, ze kterých budu následně vycházet v samotné konstrukční části.

3.4.1. Schéma pásového dopravníku

- 1 – Hnací buben (kapitola 3.4.2.)
- 2 – Hnaný (napínací) buben (kapitola 3.4.3.)
- 3 – Nosný rám – Nosný profil (kapitola 3.4.4.)
- 4 – Nosný rám – Příčný profil (kapitola 3.4.4.)
- 5 – Uložení kluzné desky (kapitola 3.4.5.)
- 6 – Kluzná deska (kapitola 3.4.6.)
- 7 – Podpěrný válec vratné větve pásu (kapitola 3.4.7.)
- 8 – Pás (kapitola 3.4.8.)



Obr. 3-13 Schéma pásového dopravníku [14]

3.4.2. Hnací buben

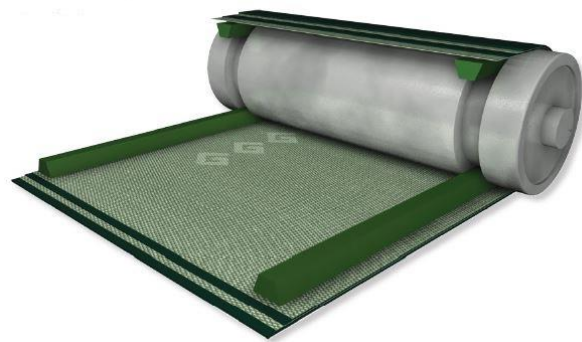
Hlavním úkolem hnacího bubnu je přenos krouticího momentu z hřídele motoru na pás dopravníku. Buben je vyroben jako odlitek nebo jako svařenec čtyř částí: osy (hřídele), dvojice čel, obvodového pláště a zpevňujících žebër. Po svaření je buben dále opracováván na požadovaný rozměr a geometrické tolerance.

Tření mezi bubnem a pásem je velmi důležité pro přenos krouticího momentu z bubnu na tažnou sílu v pásu, ale může snižovat životnost pásu. Při nevhodné volbě kombinace materiálů pak tření může snížit životnost pásu kvůli efektu tzv. plazení pásu. Při použití klasického hladkého bubnu je menší součinitel tření a tím nižší účinnost, avšak při prokluzu pásu na bubnu se pás méně poškodí. Při použití kovového drážkovaného bubnu nebo pogumovaného drážkovaného bubnu (Obr. 3-14), zvýšíme tím součinitel tření. Pokud však dojde k prokluzu, dojde zároveň k většímu opotřebení pásu, které bývá zpravidla již nevratné a tím se snižuje životnost pásu.



Obr. 3-14 Hnací buben s pogumovaným drážkovaním

Jelikož je na hladkém povrchu bubnu pás směrově nestabilní, provádí se další technologické úpravy, aby se zabránilo bočnímu posuvu pásu na bubnu. První konstrukční variantou je vytvořit v bubnu klínovou drážku (Obr. 3-15). Na spodní stranu pásu se nalepí klínový řemen a ten vymezuje polohu pásu na bubnu, ale tato varianta se při výrobě dopravníků moc nepoužívá kvůli nízké životnosti spoje pásu a klínové části.



Obr. 3-15 Buben s klínovou drážkou

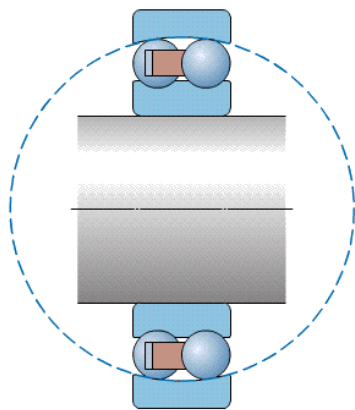
Druhou variantou je tzv. bombírování hnacího válce. Bombírováním se rozumí elipsovité povrchu válce od kraje ke středu na obou stranách. Jelikož je výroba tohoto povrchu náročná, vyrábí se místo elipsovitých ploch na koncích bubnu pouze jednoduchá kuželová plocha (Obr. 3-16). Stabilizují pás jednak díky vlivu odstředivé



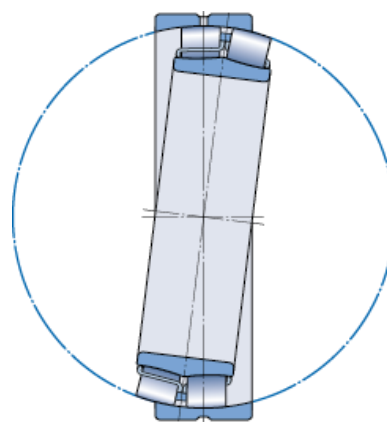
Obr. 3-16 Zjednodušený kuželový tvar bubnu

síly jako u plochých řemenic a také díky vlivu rozdílných tahových sil v jednotlivých průřezech s rozdílnými průměry kontaktu

Samotný buben je uložen ve dvou ložiscích, kde ložisko blíže u motoru je pevně přimontováno na nosném rámu. Ložisko dále od motoru je připevněno k nosnému rámu s možným podélným posuvem. Tento posuv slouží k natočení válce tak, aby bylo možné nastavit pás při záběhu dopravníku. Pro splnění naklápění válce je zapotřebí použití naklápěcího kuličkového ložiska (Obr. 3-17) nebo soudečkového ložiska (Obr. 3-18). Tyto ložiska dovolí naklápění vnitřního kroužku a tím naklápění bubnu.



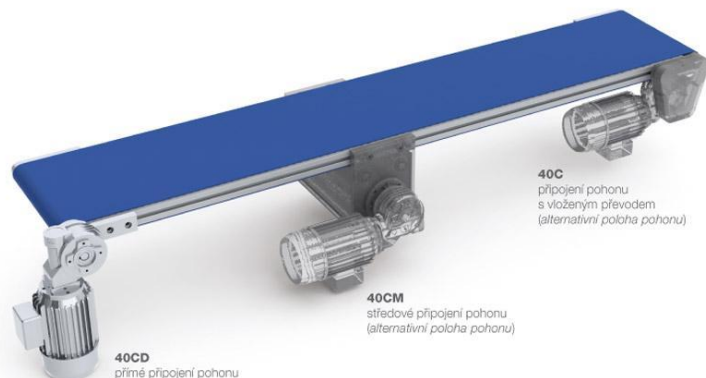
Obr. 3-17 Naklápěcí kuličkové ložisko [15]



Obr. 3-18 Soudečkové ložisko [15]

3.4.2.1. Pohon elektromotorem

Pohon elektromotorem je pro výrobu jednodušší konstrukční varianta oproti použití elektrobubny. Jedná se také o levnější variantu pohonu dopravníku v pozovnní s elektrobubnem. Další výhodou je hmotnost zatížení, kde se u tohoto typu pohonu dá dopravník zatížit až 350 kg a také jsou pracovní rychlosti vyšší, až 70 m/min. Nevýhodou tohoto pohonu je přítomnost elektromotoru. Elektromotor je buďto vedle dopravníku napojen přes převody přímo na hnací buben (Obr 3-19 pozice 40CD) nebo je pod dopravníkem a převod je zajištěn přes převody a řemen na hnací buben (Obr. 3-19 pozice 40C).



Obr. 3-19 Pozice elektromotoru [6]

Umístění elektromotoru, jak je vidět na Obr. 3-19, je možné trojím uspořádáním: tzv. tažné uspořádání – motor vpředu po směru rotujícího pásu (pozice 40CD), středový pohon pásu, tlačné uspořádání² – motor vzadu po směru rotujícího pásu (pozice 40C). Důsledek uspořádání na dopravní pás v kapitole 3.4.8. Pás.

3.4.2.2. Pohon elektrobubnem

Pohon elektrobubnem je pro konstrukci stejný jako pohon elektromotorem. Velkou výhodou u této varianty je fakt, že zde není v místě pohonu přítomen motor a tím se šetří prostor kolem dopravníku (Obr 3-20). Samotný pohonný mechanismus je umístěn přímo v hnacím bubnu (Obr. 3-21). Jak je patrné na Obr. 3-21, z elektrobubnu vystupuje pouze napájecí kabel, který vede potřebný elektrický proud k elektromotoru. Elektromotor je připojen na planetovou převodovku a z planetové převodovky je přenášen kroutící moment na hnací buben. Elektrobubny mohou mít povrch buď hladký nebo drážkovaný, pro větší tření mezi pásem a bubnem.

Nevýhodou oproti elektromotoru je v zatížení a rychlosti dopravníků. Elektrobuben vygeneruje menší kroutící moment a zatížení pásu je dáno pouze na 35 kg. Maximální rychlost je také menší než u klasického elektromotoru. Motor elektrobubnu se hůře chladí, proto může být obtížné použít s frekvenčním měničem pro řízení dopravní rychlosti.



Obr. 3-20 Pásový dopravník e elektrobubnem [13]



Obr. 3-21 Elektrobuben [13]

² Tlačné uspořádání je běžně používaný pojem v terminologii pásových dopravníků pro kusovou přepravu, i když je zřejmé, že pás nepřenáší sílu tlakem ale tahem přes obě dvě větve. Při pohledu na dopravník z vrchu (půdorysu) se z uspořádání může zdát, že pohon tlačí materiál na pásu, odtud tedy toto označení.

3.4.3. Vratný (napínací) buben

Vratný buben (Obr. 3-22) slouží hlavně k napínání dopravního pásu. Je vyroben stejně jako buben hnací. Povrch tohoto bubnu se většinou vyrábí hladký, protože zajišťuje napínání pásu. Stejně jako hnací buben je tento buben také konstruován tak, aby byl pás příčně stabilizován. Proto je na hnaném bubnu, jako na hnacím, buďto klínová drážka (Obr. 3-15) nebo je hnaný válec bombírovaný (Obr. 3-16).

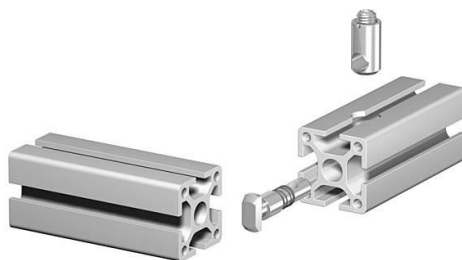


Obr. 3-22 Vratný buben [18]

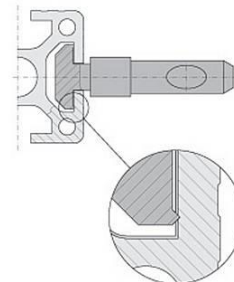
Buben je uložen ve dvou ložiskách. Oproti hnacímu bubnu je hnaný buben uložen v ložiskách, kde je na obou stranách možnost podélného posuvu osy. Oboustranný posuv nám zajišťuje dvě funkce. První funkcí je samotné napínání pásu, kde se obě ložiska dají posouvat podélně vpřed či vzad. Druhou funkcí je natáčení bubnu z důvodu vycentrování bubnu tak, aby byl pás stabilní a nedocházelo k jeho vybočování. Používané ložiska jsou stejné jako u hnacího bubnu, tzn. naklápěcí kuličkové ložisko (Obr. 3-17) nebo soudečkové ložisko (Obr. 3-18).

3.4.4. Nosný rám

Nosný rám je základním prvkem dopravníku. Může být vyráběn dvěma způsoby, jako např. svařováním z plechů a profilů nebo spojováním drážkových hliníkových profilů. V této části se omezím na tyto drážkové hliníkové profily, protože nosný rám bude vyráběn tímto způsobem. Profily se spojují pomocí šroubů (Obr. 3-23) s hlavou tvaru T nebo se čtvercovou hlavou. K tomuto šroubu je uzpůsobena také drážka v hliníkovém profilu (Obr. 3-24) kam šroub „zapadne“ a „zakousne“ se do hliníkového profilu zoubkem na dosedací části hlavy šroubu.



Obr. 3-23 Spojování hliníkových profilů [29]



Obr. 3-24 Drážka profilu a hlava šroubu [29]

Velkou výhodou drážkových hliníkových profilů je možnost rychlého přidání či odebrání dalších komponentů dopravníku.

Samotné tvary a konstrukce drážkovaných hliníkových profilů jsou velmi rozmanité a výrobců je také velká řada. Proto bych se omezil na výrobce Rexroth – Bosh Group. Tato firma vyrábí různé rozměry hliníkových profilů, v rastru od 20 mm do 60 mm a jejich násobků, různých tvarů: čtvercové, obdélníkové, L profily, zaoblené, válcové, aj. Pro podélný profil bych se omezil na profily obdélníkové (Obr. 3-25) a L profily (Obr. 3-26). Tyto profily mají více drážek pro uchycení všech komponentů dopravníku a stále ještě zůstanou volné drážky pro případné doplňky k dopravníku.

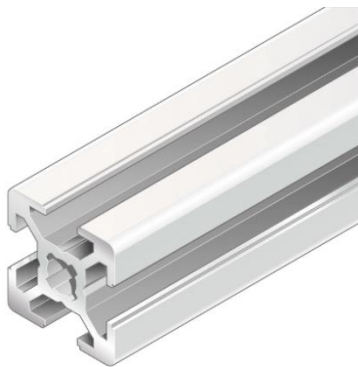


Obr. 3-25 Obdélníkový profil [29]

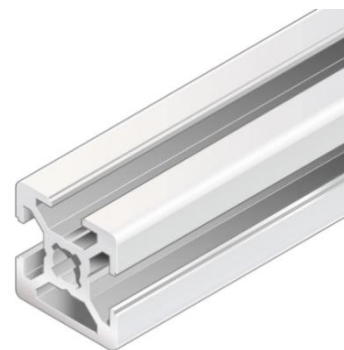


Obr. 3-26 L profil [29]

Pro příčný profil bych volil čtvercový profil z důvodu menšího využití drážek. Příčný profil bude sloužit ke spojení hlavního podélného profilu. Tato volba se také promítne do finanční stránky, kdy čtvercový profil bude levnější. Dále bych považoval o možnostech čtvercového profilu, kde je možnost mít drážky na všech 4 stranách profilu, ale také je možnost mít některé drážky zaslepené - jednu, dvě nebo tři zaslepené drážky. Pro účely příčného profilu bych se vymezil na použití 2 variant: čtvercový profil se 4 drážkami (Obr. 3-27) a čtvercový profil se 3 drážkami (Obr. 3-28). Důvod volby těchto 2 profilů je vzhledem k umístění kluzné desky dopravníku.



Obr. 3-27 Čtyřdrážkový čtvercový profil [29]



Obr. 3-28 Třídrážkový čtvercový profil [29]

3.4.5. Uložení kluzné desky

Uložení kluzné desky je velmi jednoduché. Pro uchycení kluzné desky na nosný rám se nejčastěji používá oboustranná lepicí páska. Jde o speciální lepicí pásku, která po montáži přilepí desku k nosnému profilu a při demontáži ve většině případů dochází k trvalému poškození kluzné desky a někdy i k poškození části nosného rámu.

Samotná funkce této pásky není jen připevnění desky ke konstrukci dopravníku, ale také snižuje hlučnost. Jelikož je kluzná deska vyrobena z plechu, může být zdrojem nepříjemných vibrací a tím nepříjemného hluku. Lepicí páska tyto vibrace snižuje a tím snižuje i hlučnost provozu.

Další uložení je možné pomocí šroubu. Výhodou této konstrukce je snadná montáž do drážek nosného profilu a snadná demontáž. Nevýhodou oproti lepicí pásce bývá větší hluk způsobený již zmíněnými vibracemi.

3.4.6. Kluzná deska

Kluzná deska je většinou tvořena plechem. Po ukotvení desky na nosný rám tvoří tzv. ložní profil pro dopravníkový pás. Z důvodu použití kluzné desky je zapotřebí v praktické části volit pás, který je určený na provoz s kluznou deskou, tzn. pás se sníženým koeficientem tření.

Důvod použití kluzné desky je velmi jednoduchý. U válečkové stolice je velmi složitá konstrukce a tím by se tření snížilo jen o malou část. Proto je jednodušší použít kluznou desku, kde je konstrukce velmi jednoduchá a použít pás určený právě pro provoz s kluznou deskou. Použití podpěrných válečků je pro kusové díly např. složitých tvarů problematické.

Deska je konstruována většinou na více částí, hlavně u delších dopravníků. Důvodů je několik. Prvním důvodem jsou rozměry plechového polotovaru kluzné desky a také celková hmotnost. U delších dopravníků by se velmi složitě manipulovalo s delšími deskami. Dalším důvodem je i věc následných oprav. Pokud se nám poškodí část desky a deska je dělená, dá se vyměnit pouze daná část a nemusíme vyměňovat desku po celé délce dopravníku. Dalším konstrukčním prvkem bývá mírný náběh na začátku a konci desky, který slouží k snadnému přechodu pásu z bubnu na desku. Poslední konstrukční částí jsou otvory pro šrouby (pro případ montáže kluzné desky pomocí šroubového spoje).

3.4.7. Podpěrný válec

Podpěrné válečky vratné větve slouží k podpírání vratné (spodní) větve dopravníkového pásu. Samotné podpěrné válce se používají pro dlouhé dopravníky, kde by hrozilo prověšení vratné větve dopravníkového pásu. Mezi válečky a pásem by mělo být co nejmenší tření. Válečky by měli být jednoduše uloženy s co nejmenšími odpory.

3.4.8. Pás

Pás je hlavní konstrukční částí pásového dopravníku, který zajišťuje kontakt a přesun materiálu na straně jedné a přenos krouticího momentu z hnacího bubnu do tahové složky v pásu na straně druhé. Požadavky na dopravní pás jsou vysoké. Hlavním kritériem je vysoká odolnost pásu proti opotřebení a odolnost díky vlivům způsobeného dopravovaným materiálem. Dále je požadována vysoká životnost pásu a velká podélná tuhost. Velká podélná tuhost má za důsledek menší prodloužení pásu, jak při malém, tak i při velkém zatížení pásu. Dalším požadavkem na pás je odolnost proti střídavému namáhání a malá hmotnost pásu. [20]

3.4.8.1. Rozdělení dopravních pásů

Dopravní pásy s kostrou: [23]

- a) Textilní kostra
- b) Ocelová kostra
- c) Speciální kostra

Dopravní pásy bez kostry: [23]

- a) Textilní pás
- b) Ocelový pás
- c) Pletivový (drátěný) pás

3.4.8.2. Dopravní pásy bez kostry

Dopravní pás bez kostry je tvořen jediným druhem materiálu. Tento materiál dává pásu podélnou, ale i příčnou pevnost a další požadované vlastnosti zmíněné výše. Dále se do této skupiny dají řadit také pásy modulární. Dopravní pás bez kostry slouží hlavně k technologickým a mezioperačním manipulacím. Používají se k dopravě kusového materiálu na kratší vzdálenosti. Pro delší vzdálenosti je použití těchto dopravníků nepraktické a hlavně neekonomické. [23]

3.4.8.3. Dopravní pásy s kostrou

Dopravní pás s kostrou je tvořen z nosných částí (textilní nebo ocelové vlákno) a gumovou (pryžovou) matricí (Obr 3-29). Textilní nebo ocelové vlákno tvoří tzv. kostru dopravního pásu a přenáší veškerou zátěž, která působí na pás při provozu. Kostra dodává dopravnímu pásu pevnost v příčném i podélném směru. Pryžová (polyvinylchloridová – PVC, polyuretanová – PU) matrice umožňuje samotnou přepravu materiálu a zároveň slouží jako ochrana nosné kostry pásu před abrazivními nebo chemickými účinky dopravovaného materiálu. [23]



Obr. 3-29 Řez dopravním pásem s kostrou [19]

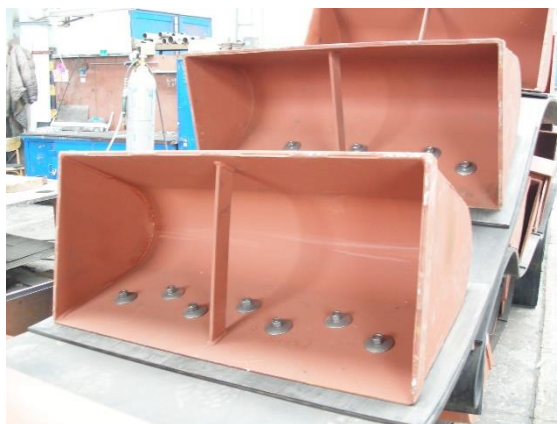
Dopravní pás může být buď plochý nebo opatřen různými lopatkami nebo žebry. Pokud je dopravník vodorovný nebo je dopravník s malým spádem, můžeme použít pás plochý (Obr. 3-30). Pokud je sklon dopravníku velký (zpravidla u sypkých látek větší než sypný úhel) je většinou pás opatřen lopatkami nebo žebry (Obr. 3-31). Při vertikální dopravě je pás opatřen tzv. korečky (Obr. 3-32).



Obr. 3-30 Plochý pás [13]



Obr. 3-31 Pás s žebry [21]



Obr. 3-32 Pás s korečky [22]

3.4.8.4. Spojování pásů

Spojování dopravních pásů je nedílnou součástí výroby. Jelikož se pásy vyrábí v určitých délkách, je potřeba konce pásu spojit, aby vznikl nekonečný tažný prvek. Můžeme rozlišovat dva základní druhy spojování dopravních pásů:

- a) Mechanický spoj (rozebíratelné spojení) – pomocí mechanických spojek
- b) Vulkanizace (nerozebíratelné spojení) – dále dělíme:
 - a. Za tepla – pomocí vulkanizačních lisů
 - b. Za studena (lepení) – pomocí speciálních lepidel a tužidel

Dále můžeme rozlišovat dva typy spojů:

- a) Příčné
- b) Podélné

Mechanické spojování dopravních pásů se provádí pomocí různých spojek, tzv. spon. Podle tvaru, provedení a způsobu spojení je lze rozdělit do 2 skupin:

a) Kloubové spojky – Toto provedení je velmi výhodné a to díky svému rychlému spojení a rozpojení pásu. Na obou koncích pásu jsou přimontované spony nebo háčky, které se pomocí jehly nebo lanka propojí (Obr. 3-33). [23]



Obr. 3-33 Kloubové mechanické spojení [23]

b) Pevné spojky – Toto provedení je velmi výhodné z důvodu schopnosti přenosu vyššího tahového zatížení. Další výhodou tohoto spojení je možnost opravit trhlinu v páse. Spoj je složen ze dvou rovných destiček (spodní a horní). Tyto destičky jsou spojeny skrz otvory v páse (Obr. 3-34). Jelikož jsou pevné spojky schopny přenést velké zatížení, většinou se používají v těžkém průmyslu. [23]



Obr. 3-34 Pevné mechanické spojení [23]

c) Vulkanizace za tepla – Provádí se za současného působení teploty a tlaku. Při výrobě spoje se klade velký důraz na okolní podmínky (okolní teplota, prach aj.), proto je výroba tohoto spoje komplikovanější než u jiných spojů, avšak se používá nejčastěji ke spojování dopravních pásů. Velkou výhodou tohoto spoje je maximální tahová pevnost spoje.

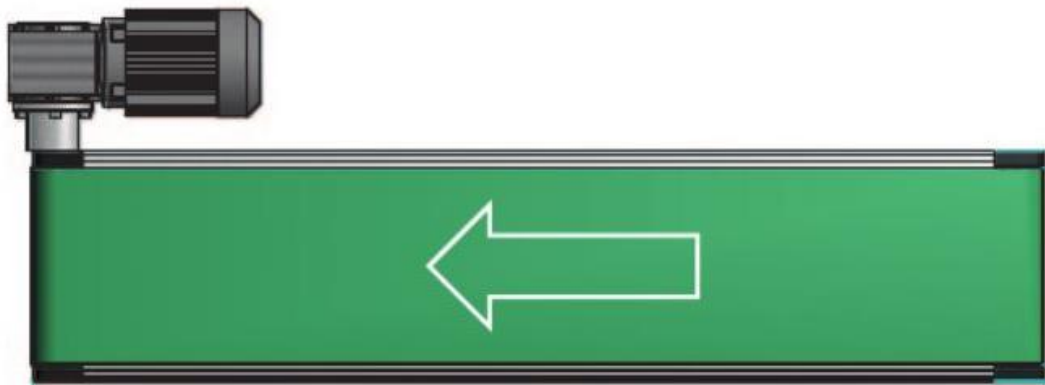
Vulkanizací za tepla se nejčastěji spojují pryžo-textilní a ocelokordové dopravní pásy. [23]

- d) Vulkanizace za studena** – Tato vulkanizace se provádí vlivem chemických reakcí, bez použití vulkanizačního lisu. Touto metodou se spojují dopravní pásy s tahem do 2 000 N/mm s pracovní teplotou do 80°C. Velkou nevýhodou je, že pevnost spoje nedosahuje takové hodnoty jako pevnost pásu, ale tato metoda je oblíbená z důvodu krátké doby spojování pásu, užití v těžko přístupných místech, dále možnosti užití i ve výbušném prostředí a také není potřeba vulkanizačního lisu. K „lepení“ se využívá jednosložkových a dvousložkových lepidel. Tato metoda se používá ke spojování pryžo-textilních dopravních pásů. [23]

3.4.8.5. Uspořádání pohonu dopravních pásů

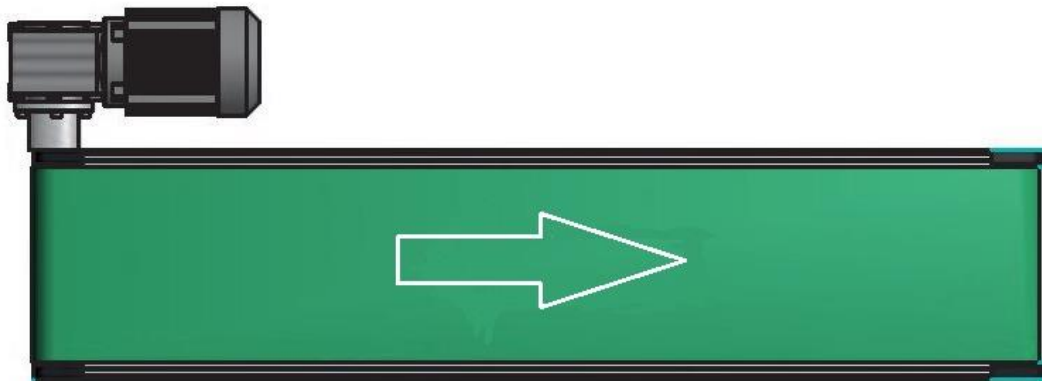
Uspořádání pohonu dopravního pásu je velmi důležité řešit hned při návrhu dopravníku. Podle volby umístění pohonu dopravníku je pás více či méně namáhán na tah, ohyb a další namáhání.

- a) Tažné uspořádání** – Toto uspořádání je nejpoužívanější. Hnací buben je umístěn v „koncové“ (výložné) části (Obr. 3-35). Tato konstrukce je šetrnější k dopravnímu pásu. Tzv. tažné uspořádání spočívá v tažení pásu po kluzné desce s tím, že spodní vratná větev je ochablá (nazetížená). Výhodou tohoto uspořádání je menší namáhání pásu (menší protažení dopravního pásu) a také větší účinnost přenosu krouticího momentu z bubnu na dopravní pás.



Obr. 3-35 Tažné uspořádání [24]

- b) Tlačné uspořádání³** – Hnací buben je umístěn na vstupní (nakládací) části (Obr. 3-36). Jelikož je hnací buben uložen na vstupu, je více namáhán dopravní pás. Spodní větev je tažená, a přes napínací buben táhne dál také horní větev. Nedochází k odlehčení dopravního pásu a tím je pás mnohem více namáhán, protože je namáhán plným tahem v obou větvích. Jeho prodloužení od zatížení je tedy také větší a s tím je nutné počítat v návrhu napínání pásu. Další nevýhodou je menší účinnost dopravníku (menší přenos kroučícího momentu z bubnu na dopravní pás).



Obr. 3-36 Tlačné uspořádání [24]

³ Tlačné uspořádání je běžně používaný pojem v terminologii pásových dopravníků pro kusovou přepravu, i když je zřejmé, že pás nepřenáší sílu tlakem ale tahem přes obě dvě větve. Při pohledu na dopravník z vrchu (půdorysu) se z uspořádání může zdát, že pohon tlačí materiál na pásu, odtud tedy toto označení.

4. Návrhová část

Tato kapitola obsahuje návrhové výpočty dopravníku a volbu nakupovaných komponentů.

4.1. Výpočet tažné síly v dopravním páse

Pro výpočet tažné síly v páse je hlavním aspektem použitý pás. Dalším aspektem je použití konstrukční varianty (volba kluzné desky nebo podpěrných válců v tažné větvi). Již teď je tedy potřeba vybrat danou konstrukční variantu. Jelikož je tato varianta požadována, žádná volba být prováděna nemusí a u tohoto pásového dopravníku bude použita varianta s kluznou deskou. Dále je potřeba se omezit na určitý dopravní pás, který také ovlivní součinitele tření mezi pásem a bubnem a pásem a kluznou deskou.

Jelikož je dopravník určen pro kusovou přepravu v rozmezí teplot (+10 až +50)°C, tak pro konstrukční řešení mi postačí dopravní pásy z materiálu PVC (polyvinylchlorid) nebo materiálu PU (polyurethan). Podle těchto teplotních a materiálových požadavků je potřeba vybrat vhodný dopravní pás.

V níže uvedené Tab. 4-1 jsou vybrané parametry některých dopravních pásů od výrobce CHIORONO S.p.A. Pro bližší informace jsou technické listy všech těchto dopravních pásů přiloženy v Elektronické příloze 1 – 13.

Tab. 4-1 Vybrané vlastnosti dopravních pásů

Označení pásu	Materiál	Tření mezi deskou a pásem	Tření mezi pogumovaným bubnem a pásem	Teplota min	Teplota max
		[-]	[-]	[°C]	[°C]
1M6 U0-V5	PVC	0,2	0,3	-10	60
1M6 U0-V5 N	PVC	0,2	0,3	-10	60
2MT5 U0-V3 N	PVC	0,2	0,3	-10	60
2M8 U0-V5 A	PVC	0,2	0,3	-10	60
2M8 V0-V5 FM N	PVC	0,2	0,3	-10	60
2M12 U0-V7 LG	PVC	0,2	0,3	-10	60
2M5 U0-U0 HP A	PU	0,2	0,3	-30	110
2M5 U0-U2 W A	PU	0,2	0,3	-20	100
2M5 U0-U2 LF W A	PU	0,2	0,3	-20	100
2M5 U0-U2 A	PU	0,2	0,3	-20	100
2M5 U0-U2 HP W A	PU	0,2	0,3	-30	110
2M5 U0-U2 HP VL blue A	PU	0,2	0,3	-30	110

Z tabulky je patrné, že tření mezi deskou a pásem a tření mezi pogumovaným bubnem a pásem se nemění. Podle jiného výrobce dopravních pásů firmy W. H. MÜLLER s.r.o. je podle katalogu dopravních pásů koeficient tření mezi deskou a pásem také 0,2 a tření mezi pogumovaným bubnem a deskou 0,3.

Stejně hodnoty najdeme také v katalogu společnosti GUMEX [35]. U PVC dopravního pásu se nemění ani teploty, proto v případě použití PVC dopravního pásu nemají tyto hodnoty na volbu pásu žádný vliv. V případě PU dopravního pásu mě bude zajímat, v jaké teplotní relaci bude dopravní pás pracovat.

Pro výpočet tažné síly v pásu vyjdu ze základního Eulerova vztahu

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (4-1)$$

Kde: T_1 [N] tahová síla působící v horní větvi dopravního pásu
 T_2 [N] tahová síla působící v dolní větvi dopravního pásu
 μ [-] součinitel tření mezi bubnem a pásem
 α [rad] úhel opásání dopravního pásu na bubnu
 e [-] Eulerovo číslo, $e=2,71828$

Dalším vztahem pro výpočet a následnou kontrolu správného výsledku použiji vztah

$$T = T_1 - T_2 \quad (4-2)$$

Kde: T [N] celková síla (odpor) vyvolaná zatížením pásu

Pro samotný výpočet z výše uvedené tabulky je tření mezi deskou a pásem $f = 0,2$ a tření mezi pogumovaným bubnem a pásem $\mu = 0,3$. Maximální zatížení dopravníku je $m = 60$ kg a úhel opásání $\alpha = 180^\circ = \pi$.

$$T = N \cdot f = m \cdot g \cdot f \quad (4-3)$$

$$T = 60 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 117,72 \doteq \mathbf{120 \text{ N}} \quad (4-4)$$

Kde: N [N] normálová síla, která se rovná maximálnímu zatížení dopravního pásu
 f [-] součinitel tření
 m [kg] zatížení dopravního pásu
 g [ms^{-2}] tíhové zrychlení

Jelikož mám dvě neznámé T_1 a T_2 a máme dvě rovnice (4-1) a (4-2), znamená to, že jednoduchým vyjádřením neznámých z rovnic dostanu vztahy pro výpočet jednotlivých sil tažného zatížení dopravního pásu.

$$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (4-5)$$

$$T_2 = \frac{T}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (4-6)$$

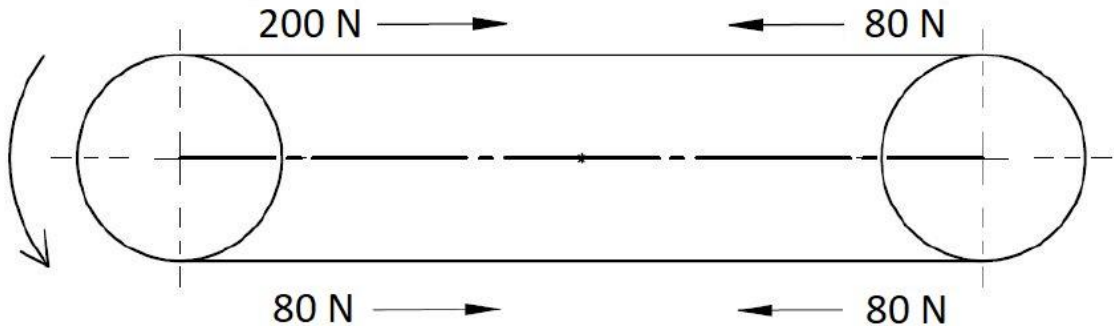
Po dosazení

$$T_2 = \frac{117,72}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} = 75,157 \doteq \mathbf{80 \text{ N}} \quad (4-7)$$

$$T_1 = 75,157 \cdot e^{0,3 \cdot \pi} = 192,877 \doteq \mathbf{200 \text{ N}} \quad (4-8)$$

Pro kontrolu správného výpočtu dosadíme zpět do rovnice (4-2)

$$192,877 - 75,157 = 117,72$$



Obr. 4-1 Tahové síly v dopravním páse za pohybu

4.2. Výpočet kroutícího momentu hnacího bubnu

Pro výpočet kroutícího momentu hnacího bubnu vyjde z vypočtené síly T , kterou vygeneruje zatížení od maximálního zatížení. Pro výpočet budu vycházet z průměru hnacího bubnu $D = 50$ mm.

$$M = T \cdot \frac{D}{2} \quad (4-9)$$

Po dosazení pro hmotnost $m = 60$ kg:

$$M_{60} = 120 \cdot 0,025 = 3 \text{ Nm} \quad (4-10)$$

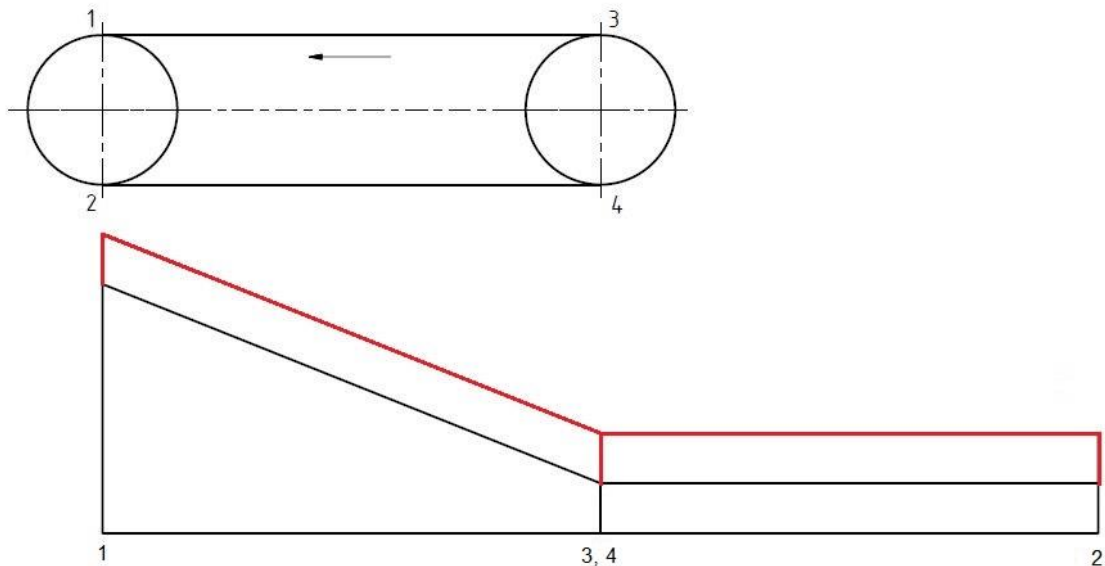
Kde: M [Nm] kroutící moment hnacího bubnu

D [mm] průměr hnacího bubnu

4.3. Výpočet předepnutí pásu

Výpočet předepnutí dopravního pásu je velmi důležitou součástí návrhového výpočtu. Z Eulerova vztahu vyplývá, že je ve všech provozních stavech dopravníků nutné předepnutí spodní větve T_2 . Při nedostatečném předepnutí není přenášena tahová složka z bubnu na pás a dochází k nežádoucímu provoznímu stavu prokluzu. Je nutné si uvědomit, že pás je pružný prvek a s rostoucím zatížením se také prodlužuje. Pro správnou funkci dopravníku, tedy po provozním zatížení pásu a jeho prodloužení musí zůstat ve spodní větvi vypočtená hodnota předepnutí T_2 . Pokud bychom tento výpočet neprovedli, mohlo by se stát, že po maximálním zatížení se dopravní pás zastaví, v důsledku prodloužení pásu z pracovního zatížení. Dojde ke snížení předepnutí T_2 a ke snížení přenosu hnacího účinku z bubnu na pás (viz Eulerův vztah (4-1)). Na Obr. 4-2 je vidět průběh tahové síly v dopravním páse. Na obrázku, i v následném výpočtu, jsem zanedbal tření mezi dopravním pásem a vratným bubnem. Z tohoto důvodu body 3 a 4 na vratném

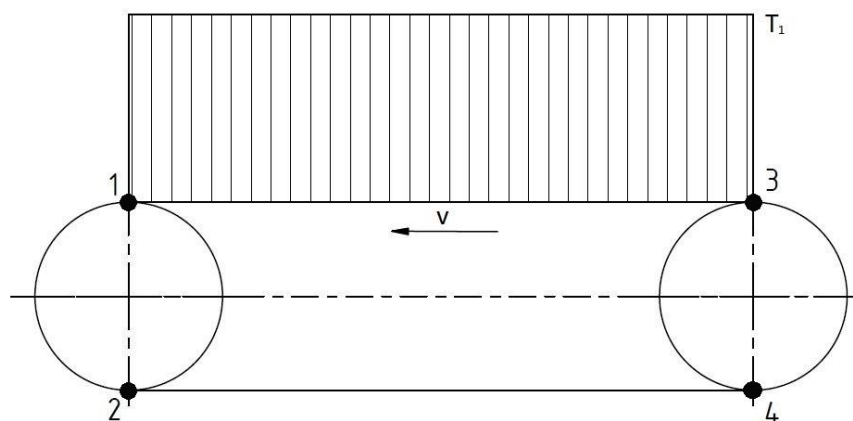
bubnu jsou totožné. Pokud by nedošlo k zanedbání tření, mezi bodem 3 a 4 by došlo ke zmenšení síly z bodu 3 do bodu 4. Z tohoto hlediska se tomuto diagramu říká Zjednodušený tahový diagram. Červená čára na Obr. 4-2 znázorňuje teoretický průběh síly v pásu. Prodloužení pásu vlivem jeho zatížení ale způsobí snížení předpětí. V důsledku toho se skutečný průběh posune ekvidistantně níže (viz Obr. 4-2).



Obr. 4-2 Rozložení tlakové síly v dopravním pásu

4.3.1. Maximální zatížení v krajním bodě pásu

Výpočet vychází z umístění břemena o maximálním zatížením 60 kg v místě 3, které je vidět na Obr 4-3. Jedná se o modelově nejhorší teoreticky možný případ zatížení, kdy je veškerá hmota soustředěna do bodu 3 (teoretický výpočetní model, který je nejhorší z hlediska prodloužení pásu). Všechny reálné stavy pak budou vždy příznivější. Toto zatížení nám vyvolá konstantní zatížení po celé délce tažné větve dopravního pásu.



Obr. 4-3 Konstantní rozložení síly T_1

Jako první krok je výpočet potřebné síly, která protáhne dopravní pás na celé šířce pásu o 1 %. V tomto výpočtu se proto omezím na základní dopravní pás 1M6 U0-V5, který je popsán v kapitole 6.1. Prodloužení dopravního pásu o 1 % způsobí síla o velikosti 6 N/mm. Jelikož máme maximální šířku dopravního pásu 600 mm, musím získat sílu potřebnou k protažení celé šířky pásu právě o 1 %.

$$F_{\Delta l} = F_{1\%} \cdot B_p \quad (4-11)$$

$$F_{\Delta l} = 6 \cdot 600 \quad (4-12)$$

$$F_{\Delta l} = \mathbf{3\ 600\ N}$$

Kde: $F_{\Delta l}$ [N] síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %

$F_{1\%}$ [N/mm] síla, která prodlouží o 1 mm pás o šířce 1 %

B_p [mm] šířka dopravního pásu

Dalším krokem je výpočet délky, o kolik se dopravní pás prodlouží při pracovním zatížení.

$$x = \frac{L_{p1}}{100} \cdot \frac{T_1}{F_{\Delta l}} \quad (4-13)$$

$$x = \frac{6\ 000}{100} \cdot \frac{120}{3\ 600} \quad (4-14)$$

$$x = \mathbf{2\ mm}$$

Kde: x [mm] pracovní prodloužení dopravního pásu způsobené výrobky

$F_{\Delta l}$ [N] síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %

$L_{p1} = 6\ 000$ [mm] délka dopravního pásu v tažné (horní) větvi

T_1 [N] tahová síla působící v horní větvi dopravního pásu

Krokem číslo tři je výpočet prodloužení od předpětí silou $T_2 = 80$ N. Postup je totožný jako při výpočtu prodloužení při zatížení silou T_1 . Jelikož předepínám celý dopravní pás, musíme uvažovat celkovou délku pásu, tj. $L_p = 12\ 000$ m.

$$x_p = \frac{L_p}{100} \cdot \frac{T_2}{F_{\Delta l}} \quad (4-15)$$

$$x_p = \frac{12\ 000}{100} \cdot \frac{80}{3\ 600} \quad (4-16)$$

$$x_p = \mathbf{2,67\ mm}$$

Kde: x_p [mm] prodloužení dopravního pásu po předepnutí

L_p [mm] délka dopravního pásu

$F_{\Delta l}$ [N] síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %

T_2 [N] tahová síla působící v dolní větvi dopravního pásu

Výše uvedené výpočty mi ukazují o kolik milimetrů se dopravní pás prodlouží při jednotlivých stavech (pracovní prodloužení, prodloužení od předpětí pásu). Jelikož se v obou stavech prodlouží pás a tím se sníží velikost síly T_2 , musím přepočítat počáteční předepínací sílu T_2 tak, by po maximálním zatížení síla T_2 byla stále větší než minimální požadované předepnutí $T_2 = 80$ N. Jelikož předepínáme celý dopravní pás, musíme uvažovat celkovou délku pásu, tj. $L_p = 12\ 000$ m.

$$T_{TE} = \frac{x \cdot 100 \cdot F_{\Delta l}}{L_p} \quad (4-17)$$

$$T_{TE} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 3\ 600}{12\ 000} \quad (4-18)$$

$$T_{TE} = 60\ \text{N}$$

Výpočet potřebného korigovaného předpětí

$$T_{2K} = T_{TE} + T_2 \quad (4-19)$$

$$T_{2K} = 60 + 80 \quad (4-20)$$

$$\mathbf{T_{2K} = 140\ \text{N}}$$

$$T_{1K} = T_{3K} + T_1 \quad (4-21)$$

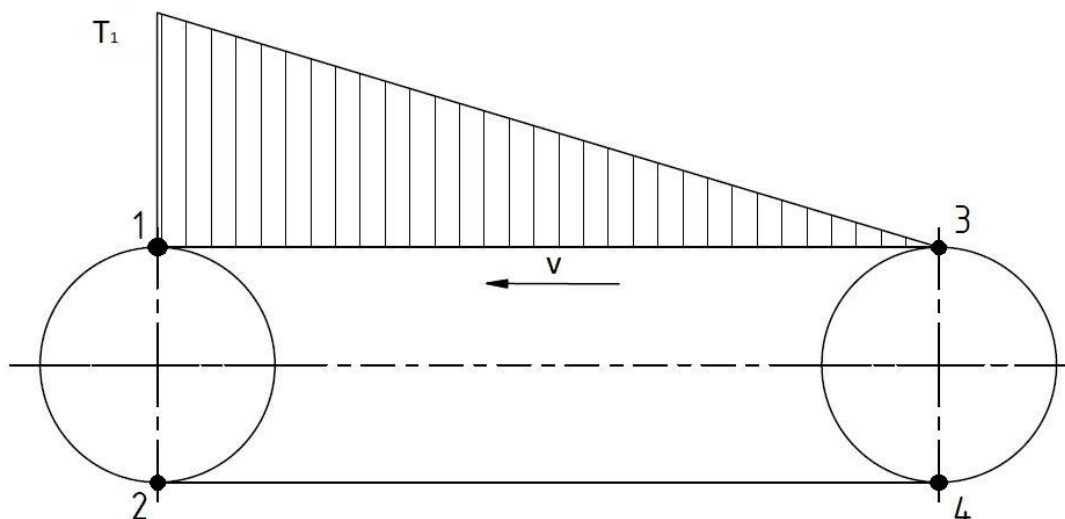
$$T_{1K} = 140 + 120 \quad (4-22)$$

$$\mathbf{T_{1K} = 260\ \text{N}}$$

Z výše uvedeného výpočtu vyplývá, že pokud předepnu dopravní pás silou $T_{2K} = 140$ N, tak při maximálním zatížení dopravníku hmotností 60 kg mi toto předepnutí zajistí funkčnost přenosu kroutícího momentu z hnacího bubnu na dopravní pás a tím nedojde k zastavení dopravního pásu v důsledku odlehčení vratné (spodní) větve dopravního pásu.

4.3.2. Konstantně rozložené zatížení pásu

Tento model reprezentuje spojité rozložení hmotnosti v celé délce pásu, velikost šrafované plochy na Obr. 4-4 je přímo úměrná prodloužení pásu. Proti extrému uvedenému v předchozí kapitole bude poloviční.



Obr. 4-4 Spojité zatížení dopravníku

Toto rozložení síly má za důsledek, že prodloužení dopravního pásu je o polovinu menší. Velkou výhodou této varianty je, že počáteční předpětí bude menší než při konstantním rozložení hmotnostního zatížení pásového dopravníku. Při výpočtu vycházím ze stejných vztahů, jako při výpočtu předpětí v kapitole 4.3.1.

Jako první krok je výpočet potřebné síly, která protáhne dopravní pás na celé šířce pásu o 1 %. V tomto výpočtu se proto omezím na základní dopravní pás 1M6 U0-V5, který je popsán v kapitole 6.1. Prodloužení dopravního pásu o 1 % způsobí síla o velikosti 6 N/mm. Jelikož máme maximální šířku dopravního pásu 600 mm, musím získat sílu potřebnou k protažení celé šířky pásu právě o 1 %.

$$F_{\Delta 1} = F_{1\%} \cdot B_P \quad (4-23)$$

$$F_{\Delta 1} = 6 \cdot 600 \quad (4-24)$$

$$F_{\Delta 1} = 3\,600 \text{ N}$$

Kde: $F_{\Delta 1}$ [N] síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %

$F_{1\%}$ [N/mm] síla, která prodlouží o 1 mm pás o šířce 1 %

B_P [mm] šířka dopravního pásu

Dalším krokem je výpočet, o kolik se dopravní pás prodlouží při pracovním zatížení. Toto zatížení je stejné jako vypočtená síla $T_1 = 120 \text{ N}$.

$$x = \frac{L_{p1}}{100} \cdot \frac{T_1}{2 \cdot F_{\Delta 1}} \quad (4-25)$$

$$x = \frac{6\,000}{100} \cdot \frac{120}{2 \cdot 3\,600} \quad (4-26)$$

$$x = 1 \text{ mm}$$

Kde: x [mm] pracovní prodloužení dopravního pásu způsobené výrobky

$F_{\Delta 1}$ [N] síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %

$L_{p1} = 6\,000$ [mm] délka dopravního pásu v tažné (horní) větvi

T_1 [N] tahová síla působící v horní větvi dopravního pásu

Krokem číslo tři je výpočet prodloužení od předpětí silou $T_2 = 80 \text{ N}$. Postup je totožný jako při výpočtu prodloužení při zatížení silou T_1 . Jelikož předepínám celý dopravní pás, musíme uvažovat celkovou délku pásu, tj. $L_p = 12\,000 \text{ m}$.

$$x_p = \frac{L_p}{100} \cdot \frac{T_2}{F_{\Delta 1}} \quad (4-27)$$

$$x_p = \frac{12\,000}{100} \cdot \frac{80}{3\,600} \quad (4-28)$$

$$x_p = 2,67 \text{ mm}$$

Kde: x_p [mm] prodloužení dopravního pásu po předepnutí

L_p [mm] délka dopravního pásu

$F_{\Delta 1}$ [N] síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %

T_2 [N] tahová síla působící v dolní větvi dopravního pásu

Posledním krokem, jako v kapitole 4.3.1 je výpočet korigovaného předpětí.

$$T_{TE} = \frac{x \cdot 100 \cdot F_{\Delta 1}}{L_p} \quad (4-29)$$

$$T_{TE} = \frac{1 \cdot 100 \cdot 3\,600}{12\,000} \quad (4-30)$$

$$T_{TE} = 30 \text{ N}$$

Výpočet potřebného korigovaného předpětí

$$T_{2K} = T_{TE} + T_2 \quad (4-31)$$

$$T_{2K} = 30 + 80 \quad (4-32)$$

$$T_{2K} = 110 \text{ N}$$

$$T_{1K} = T_{2K} + T_1 \quad (4-33)$$

$$T_{1K} = 110 + 120 \quad (4-34)$$

$$T_{1K} = 230 \text{ N}$$

Z výše uvedeného výpočtu vyplývá, že pokud předepnu dopravní pás silou $T_{2K} = 110 \text{ N}$, tak při maximálním zatížení dopravníku hmotností 60 kg mi toto

předepnutí zajistí funkčnost přenosu kroutícího momentu z hnacího bubnu na dopravní pás a tím nedojde k zastavení dopravního pásu v důsledku odlehčení vratné (spodní) větve dopravního pásu.

4.4. Výpočet parametrů elektropohonu

Při výpočtu elektromotoru jsem vyšel ze zadaných rychlostí, které jsou 3 m/min až 21 m/min odstupňované po 3 m/min. Pro výpočet jsem vyšel z katalogu firmy Württembergische Elektromotoren GmbH (zkráceně WEG). Pro návrh vhodné převodovky s elektromotorem jsou zapotřebí tyto parametry: otáčky hnacího bubnu a převodový poměr elektropohonu. Tyto parametry jsou vyčísleny v následující Tab. 4-2 na další stránce.

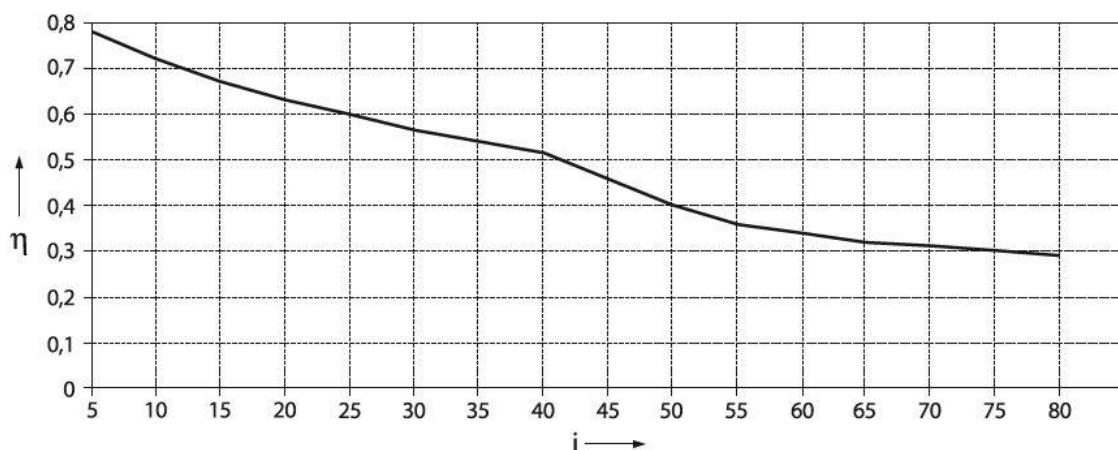
Ze zadané rychlosti se dle vzorce (4-31) dají vypočítat otáčky n_2 hnacího bubnu o poloměru $r = 25$ mm. Průměr bubnu 50 mm byl zvolen na základě minimálního doporučeného průměru výrobcem dopravních pásů (viz katalogové listy dopravních pásů v elektronických přílohách diplomové práce).

$$n_2 = \frac{60 \cdot \left(\frac{v}{r}\right)}{2\pi} \quad (4-35)$$

Pro další výpočet musíme znát otáčky elektromotoru n_1 . Tyto otáčky vyplývají z volby elektromotoru v kapitole 6.2, kde z katalogu výše zmíněné německé firmy jsou otáčky elektromotoru $n_1 = 1\,420 \text{ min}^{-1}$ pro rychlosti (6 a 9) m/min. Pro ostatní rychlosti jsou otáčky elektromotoru $n_1 = 1\,400 \text{ min}^{-1}$. Pro výpočet převodového poměru jsem vyšel ze všeobecně známého vztahu:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (4-36)$$

Z níže zobrazeného grafu (Obr. 4-3) a vypočteného převodového poměru lze určit účinnost šnekové převodovky η .



4-5 Graf závislosti účinnosti elektromotoru na převodovém poměru elektromotoru [26]

Tab. 4-2 Vypočtené parametry pro zadané rychlostní spektrum

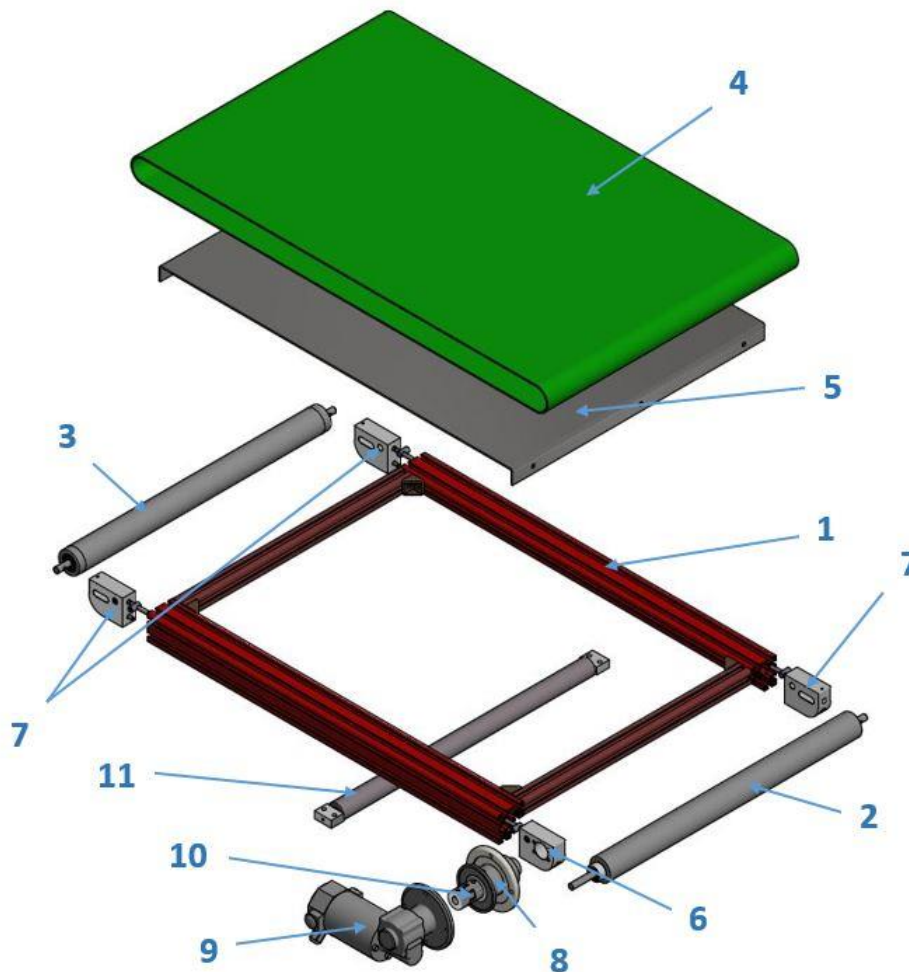
Rychlost pásu v [m/min]	3	6	9	12	15	18	21
Otáčky hnacího bubnu n_2 [min⁻¹]	19,099	38,197	57,296	76,394	95,493	114,592	133,690
Převodový poměr i [-]	73,3	37,2	24,8	18,3	14,7	12,2	10,5
Účinnost η [-]	0,3	0,53	0,6	0,63	0,68	0,7	0,72

5. Konstrukční část

Tato část diplomové práce se zabývá návrhem dopravníku, volbou jednotlivých komponentů pásového dopravníku a jeho konstrukcí. Jelikož se jedná o stavebnicový pásový dopravník, konstrukce dopravníku musí být jednoduchá, ale plně funkční. Jednoduchost konstrukce spočívá v maximalizaci nakupovaných (unifikovaných) komponentů pro jednoduchou výrobu a následnou montáž. Pokud bude nutná výroba některých dílů, je zapotřebí se omezit na nejjednodušší strojní operace na CNC strojích, popřípadě na tvarové ohýbání plechů.

5.1. Obecný popis pásového dopravníku

Koncepční návrh vychází z rešeršní části, a hlavně ze zadání. Pro zjednodušení výroby je většina komponentů zvolena jako snadno dostupný materiál nebo polotovár s minimem obráběcích a technologických procesů, a tím je zaručena rychlá dostupnost a nižší cena pro výrobu v malých a středně velkých sériích. Na Obr. 5-1 je vidět rozpadové schéma navrženého dopravníku s pozicemi



Obr. 5-1 Rozpad sestavy navrženého dopravníku

hlavních konstrukčních celků⁴. Významné konstrukční celky jsou popsány v následující kapitole 5.2. Pro jednoduchost samotného obrázku jsou pozice označeny čísly.

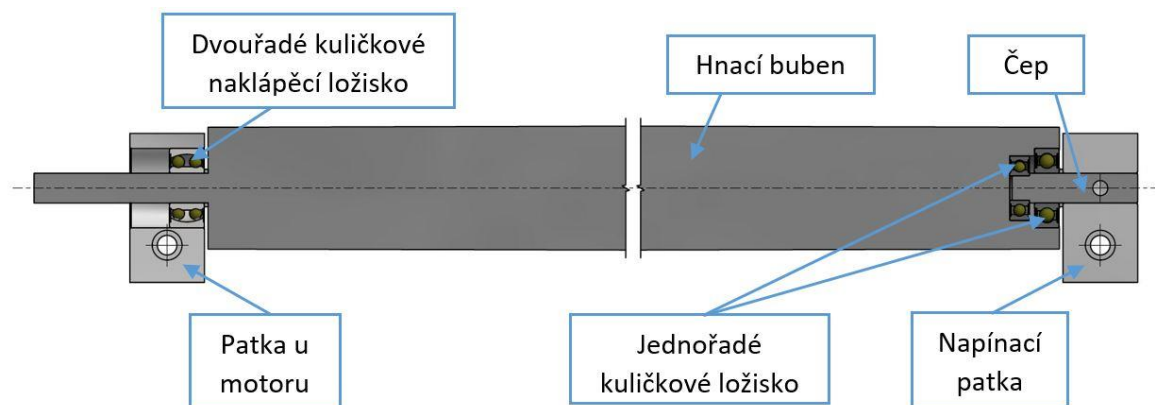
Nosný rám (1) je tvořen dvěma nosnými profily a příčnými profily. Hnací buben (2) spolu s vratným bubnem (3) tvoří napínací a pohonný mechanismus dopravního pásu. Dopravní pás (4) je uložen na kluzné desce (5), která tvoří ložnou plochou pro dopravní pás. Hnací buben je uložen ve dvou patkách, v patce na straně motoru (6) a v napínací patce (7). Vratný buben je uložen ve dvou napínacích patkách. K patce u motoru je připevněn zvon (8) s pružnou spojkou (9) a šnekovou převodovkou s elektromotorem (10). Pro delší dopravníky (přibližně 1,5 m a více) jsem použil podpěrný válec (11), který zabrání prověšení pásu. Pro názornost byl použit i podpěrný válec u Obr. 5-1, kde je vidět dopravník délky 1 m.

5.2. Popis hlavních konstrukčních celků

V této kapitole jsou popsány hlavní konstrukční celky. Další informací jsou základní rozměrové parametry.

5.2.1. Hnací buben

Průměr hnacího bubnu je 50 mm. Tento rozměr byl volen z důvodu možnosti použití různých pásů, kde výrobce udává minimální rozměr válce od 20 mm do 50 mm průměru válce. Hnací buben je z konstrukční oceli a je plného průřezu (viz Obr. 5-2). Hnací buben je hladký ocelový. Tvar bubnu je vhodné provést bombírováním, ale vzhledem k šířce a náročnosti výroby postačí dvojice kuželových ploch. Tento tvar pomáhá stabilizovat pás během provozu v příčném směru. Po vystředění bubnu tyto kuželové plochy pomáhají udržet pás uprostřed bubnu.



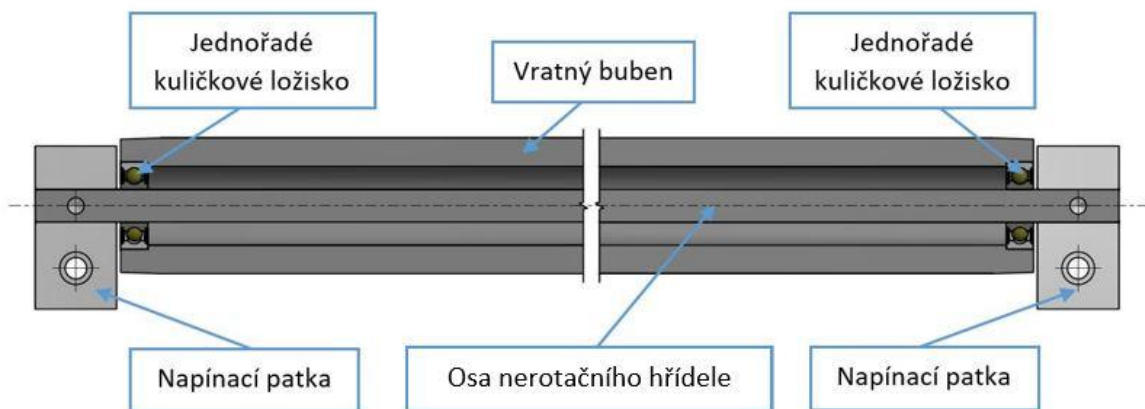
Obr. 5-2 Řez hnacím bubnem a jeho uložením

⁴ Schéma na Obr. 5-1 je krátká verze dopravníku. Jelikož se bude dopravník vyrábět v rozmezí od 0,5 m až po 6 m volil jsem pro schéma krátký 1 m dopravník z důvodu čitelnosti samotného obrázku.

Buben je uložen, na straně motoru, pomocí dvouřadého kuličkového naklápěcího ložiska. Toto ložisko je uloženo v patce u motoru. Na druhé straně je buben uložen ve dvou jednořadých kuličkových ložiscích, které mají různé rozměry. Těmito ložisky prochází nerotační čep, který jde do napínací patky. Dvě ložiska jsou volena proto, že tímto způsobem je zajištěna osa čepu proti ose bubnu. Při použití jednoho ložiska by docházelo k maximálnímu natočení osy bubnu k ose čepu (maximální natočení ložiska) a posléze by docházelo k nadměrnému zatížení ložiska a tím k jeho brzkému poškození. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obrázku.

5.2.2. Vratný buben

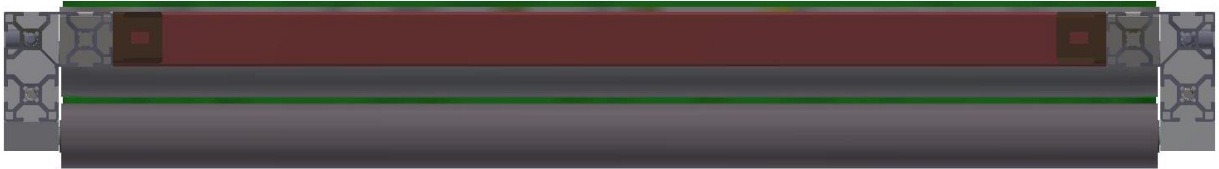
Průměr vratného bubnu je stejný jako průměr hnacího bubnu, tj. 50 mm. Tento rozměr byl volen z důvodu možnosti použití různých pásů, kde výrobce udává minimální rozměr válce od 20 mm do 50 mm průměru válce. Vratný buben je vyroben z konstrukční oceli a je celý dutý. Na krajích má, jako hnací buben, místo tzv. bombírungu kuželové plochy, které jsou z hlediska výroby jednoduše vyrobitelné. Vratný buben je v napínacích patkách uložen přes nerotační hřídel, který prochází dutým vratným bubnem. Na nerotačním hřídeli je vratný buben uložen přes dvě jednořadá kuličková ložiska. Aby nedošlo ke kontaktu patek s rotačním vratným bubnem, je vůle mezi bubnem a patkou vymezena distanční podložkou. Pro názornost je konstrukce vratného bubnu znázorněna na Obr. 5-3. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obrázku.



Obr. 5-3 Řez vratným bubnem a jeho uložením

5.2.3. Podpěrný válec

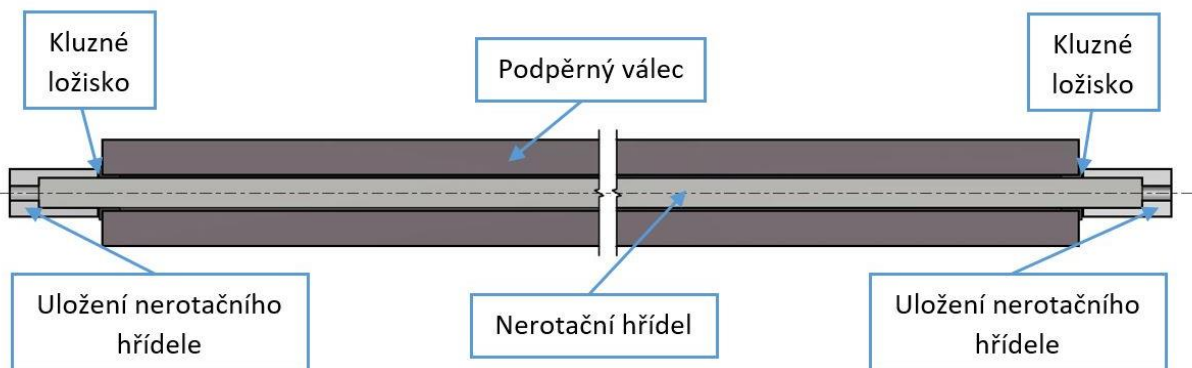
Podpěrný válec má průměru 36 mm. Takto velký průměr podpěrného válce jsem volil, protože jsem musel uložit patky podpěrného válce ze spodní strany nosného profilu z důvodu nedostatku místa pod dopravním pásem (viz Obr. 5-4).



Obr. 5-4 Schéma uložení podpěrného bubnu

Podpěrný válec je vyroben z hliníku a je dutý. Pro uložení bubnu jsem volil uložení ve válcových kluzných ložiskách na nerotační hřídeli. Aby nedošlo ke kontaktu nosné konstrukce a uložení nerotačního hřídele s podpěrným bubnem, je vůle mezi bubnem a konstrukcí vymezena právě límcem válcového kluzného ložiska s límcem. Jelikož je zde velmi malé zatížení, volil jsem jednoduché plastové válcové kluzné ložisko s límcem.

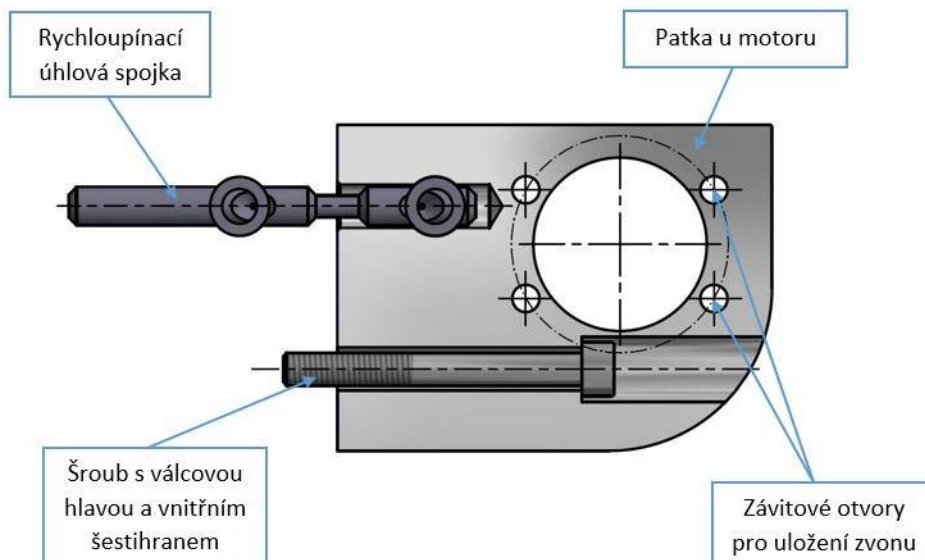
Pro názornost je konstrukce podpěrného válce znázorněna na Obr. 5-5. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obou obrázků.



Obr. 5-5 Řez vratným válcem a jeho uložení

5.2.4. Patka na straně motoru

Patka na straně motoru je vyrobena z hliníkové slitiny. Pro výrobu je hliníková slitina velmi výhodná, protože je snadno obrobitelná a polotovar je dostupný. Vzhledem k malému zatížení od zatížení dopravního pásu a od pohonu, jsem volil právě hliníkovou slitinu místo oceli, která má vyšší pevnost. Patka u motoru slouží k uložení otočného ložiska a k uložení elektromotoru s převodovkou přes zvon k boční části dopravníku. Z důvodu propojení převodovky a hnacího bubnu patka u motoru neobsahuje napínací element. Jelikož je u vratného bubnu toto ložisko nepohyblivé a na odvrácené straně od pohonu je ložisko uloženo v napínací patce, slouží naklápění hnacího bubnu k vyrovnání pásu v příčném směru. Na níže uvedeném Obr. 5-6 je vidět konstrukce patky s prvky, které zajišťují montáž patky k rámu. Prvním elementem je šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 912 – M6x55. Druhým elementem je rychloupínací úhlová spojka výrobce Bosch Rexroth, spol.s.r.o. [29].



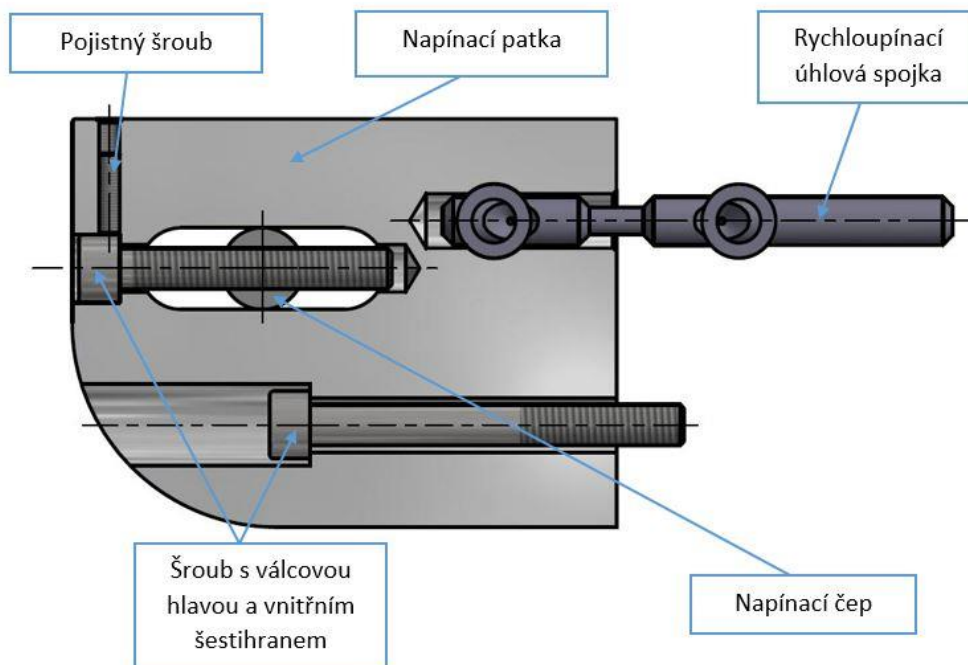
Obr. 5-6 Řez modelem patky u motoru

Pro montáž této spojky je v čele patky vyvrtána díra kam se zasune část kolíku spojky. V boku nosného profilu i patky je vyvrtán otvor pro vložení příčného čepu, skrz který se zasune kolíková spojka. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obrázku.

5.2.5. Napínací patka

Napínací patky jsou vyrobeny, stejně jako patka u motoru, z hliníkové slitiny. Důvod použití hliníkové slitiny místo ocelové slitiny je vysvětlen v kapitole 5.2.4. Napínací patka je použita na vzdálené straně od pohonu u hnacího bubnu a na obou stranách vratného bubnu. U hnacího bubnu nám napínací patka zajišťuje naklápění hnacího bubnu a tím vyrovnání pásu v příčném směru. Uložení vratného bubnu

ve dvou napínacích patkách zajišťuje, že je vratný buben v podélném směru pohyblivý. Tato vůle nám zajistí napínání pásu a také vyrovnání pásu v příčném směru. Na Obr. 5-7 je vidět konstrukce patky i s prvky, které zajišťují montáž patky k nosnému rámu. Jak je z Obr. 5-7 patrné, montážní prvky k nosnému rámu jsem realizoval totožně jako montážní prvky k rámu patky u motoru. Napínání je realizováno pomocí šroubu DIN 912 – M6x40 a pohyblivého čepu, který vychýlí vratný nebo hnací buben. Šroub DIN 913 – M3x12 (tzv. „červík“) je zde pouze jako pojistný šroub proti samotnému uvolnění napínacího šroubu v díře napínací patky. Samotný šroub DIN 912 – M6x40 působením tažné síly pásu a napnutím pásu je tažen směrem do díry. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obrázku.

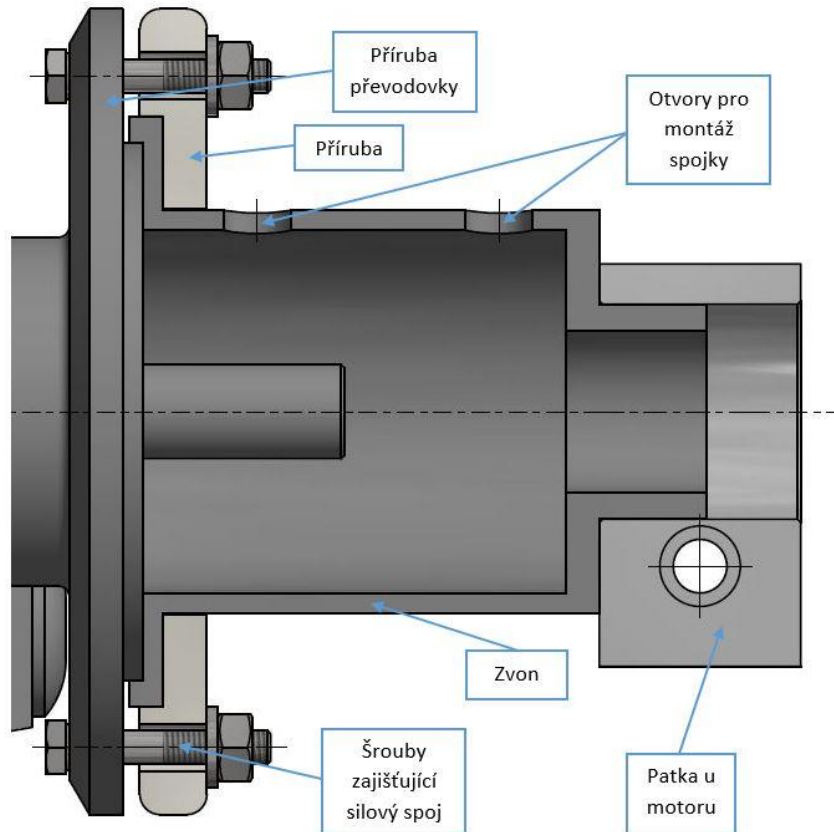


Obr. 5-7 Řez modelem napínací patky

5.2.6. Zvon a přenos krouticího momentu

Pro jednoduchou výrobu a snížení hmotnosti dopravníku jsou zvon, příruba i svěrný prstenec vyrobeny ze slitiny hliníku. Svěrný spoj jsem volil z důvodu jednoduchosti otáčení pohonu kolem osy výstupního hřídele ze šnekové převodovky. Tato konstrukce umožňuje polohovatelnost pohonu. Na Obr. 5-8 je vidět svěrný spoj, kde příruba a svěrný prstenec svírá lem zvonu. Pokud by se stalo, že se hnací buben zasekne, na svěrný spoj začne působit maximální moment, který je schopen pohon vygenerovat a došlo by k protočení pohonu. Proto jsou v kapitole 7.2. vypočteny minimální utahovací momenty a kontrola silového spoje. Díry, které jsou na Obr. 5-8 vidět, slouží pro průchod pojistného šroubu

při montáži a demontáži pružné spojky. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obrázku.



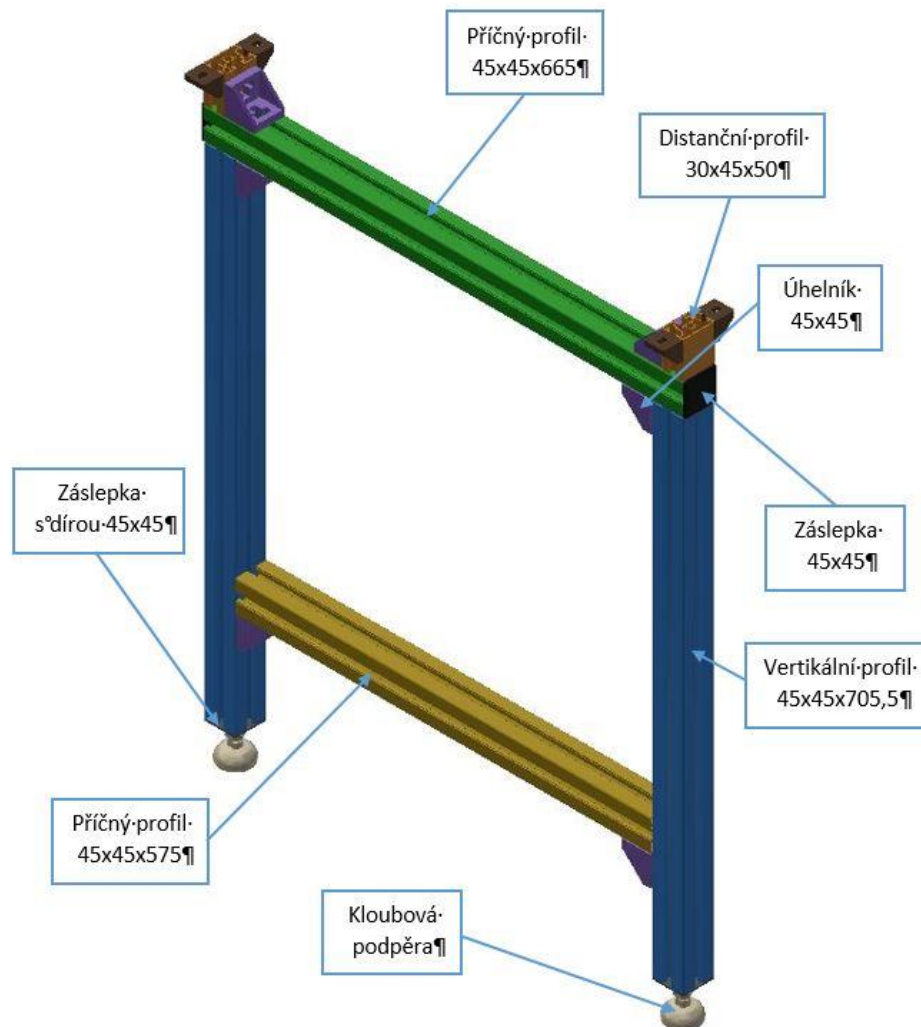
Obr. 5-8 Řez modelem zvonu

5.2.7. Kluzná deska a její uložení

Kluzná deska je nejdelší dobu v kontaktu s dopravním pásem a je velmi namáhaná třením. U kluzné desky se snažíme o co nejmenší součinitel tření mezi deskou a dopravním pásem, proto volím kluznou desku z hladkého nerezového plechu o tloušťce 1,5 mm. Hladký povrch nerezového plechu má nízký koeficient tření při kontaktu dopravního pásu s kluznou deskou. Kluzná deska je k nosnému rámu připevněna šrouby. Tyto šrouby prochází otvory, které jsou v lemu kluzné desky. Pro snížení vibrací a hlučnosti kluzné desky je plech podélně přilepen oboustrannou lepicí páskou 3M. Po konzultaci s dodavatelem 3MARKET jsem zvolil oboustrannou lepicí 3M pásku pod prodejním označením dodavatele 3MARKET 9088-200. Tato lepicí pásky se běžně dodává v roli o délce 50 m, šířka 3M pásky je 25 mm a tloušťka je 0,2 mm. Jelikož se bude pásový dopravník vyskytovat v teplotě okolí 20 °C, maximálně okolo 40 °C, je teplotní spektrum 3M pásky v rozmezí (-30 až +93)°C dostačující. Další parametry 3M lepicí pásky jsou v technickém listě (viz Elektronická příloha 19).

5.2.8. Podpěrná konstrukce

Podpěrná konstrukce se skládá z nařezaných hliníkových profilů, které jsou popsány v kapitole 6.6. Na Obr. 5-9 je vidět celá konstrukce a jednotlivé díly podpěrné konstrukce. Obrázek je pouze ilustrační, barvy jsou jednotlivým komponentům přiřazeny z důvodu přehlednost celého obrázku.



Obr. 5-9 Podpěrná konstrukce

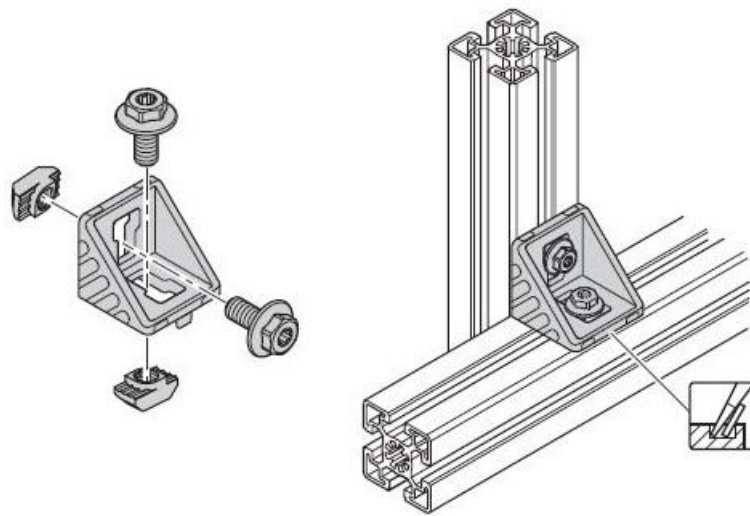
Jelikož je profil nohou větší než hlavní profil, musel jsem vyřešit, jak spojit nosnou konstrukci dopravníku s podpěrnou konstrukcí tak, aby „nohy“ byly celé v zákrytu s celkovou šířkou dopravníku. Jelikož mám dva různé profily, tím různé rozteče děr a drážek, musel jsem vyřešit, jak podpěrnou konstrukci napojit. Rozhodl jsem se použít distanční profil. K použití distančního profilu jsem se rozhodl z důvodu ochrany dopravního pásu. Kdybych nepoužil distanční profil, mohlo by se stát, že z důvodu použití širšího profilu podpěrné konstrukce by mohlo docházet ke tření mezi dopravním pásem a přečnávající částí podpěrné konstrukce uprostřed

dopravníku, kde se nachází vratná větev dopravního pásu. Při použití distančního profilu se možné hrany zakryjí a nebude docházet k poškození dopravního pásu.

5.2.9. Spoje a spojovací součásti

Pro spojení nosných profilů s příčnými profily, jsem volil úhelníky 30x30 pod katalogovým číslem 3 842 523 528 od firmy Bosch Rexroth, spol. s.r.o. Úhelníky jsou přišroubovány k profilům pomocí šroubu M6x14 DIN 7984 a T-matice velikosti

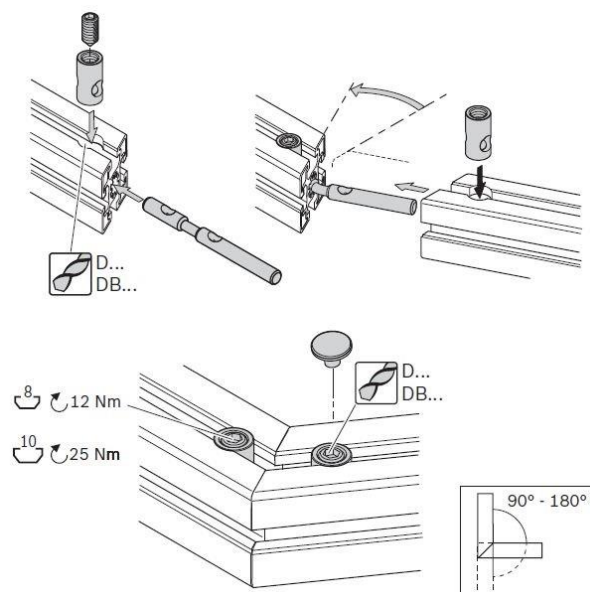
8 pod katalogovým 3 842 501 753. Těmito úhelníky a šroubovým spojem je realizováno spojení nosné konstrukce s podpěrnou konstrukcí dopravníku.



Obr. 5-10 Spojení profilů a úhelníků [29]

Na Obr. 5-10 je vidět spojení profilů a úhelníku.

Pro připojení patek k nosným profilům je popsáno v kapitole 5.2.4. a kapitole 5.2.5. Spojení je provedeno pomocí šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem a nízkou hlavou DIN 6912 – M6x75-10.9 a pomocí rychloupínací úhlové spojky velikosti 8 od firmy Bosch Rexroth, spol. s.r.o. pod katalogovým číslem 3 842 535 630. Na Obr. 5-11 je vidět použití této rychlospojky.

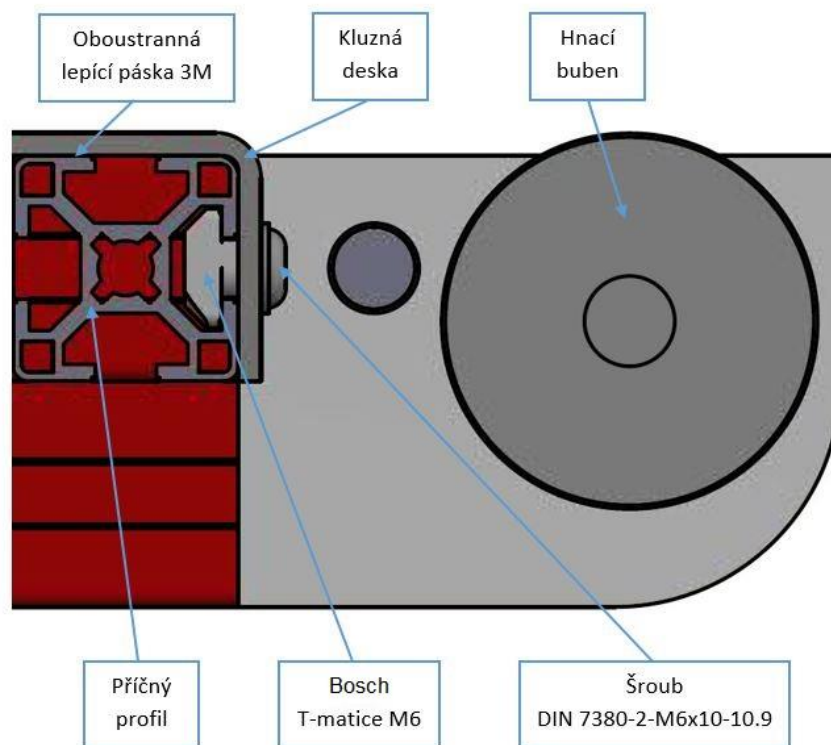


Obr. 5-11 Rychloupínací úhlová spojka [29]

Napínací mechanismus, který je popsán v kapitole 5.2.5., je tvořen z napínacího šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 912 – M6x40–10.9. Tento šroub je proti uvolnění zajištěn stavěcím šroubem DIN 913 – M3x12.

Pro spojení zvonu a patky jsem volil šroub s kuželovou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 7991 – M5x20-10.9. Šroub s kuželovou hlavou jsem volil z důvodu úspory místa, kdy při použití těchto šroubů zkrátí délka zvonu a tím nebude elektromotor s převodovkou vzdálen od dopravníku. Elektromotor se šnekovou převodovkou je ke zvonu připojen přes přírubu převodovky a svěrného prstence. Tato svěrná dvojice tvoří silový spoj. Oba prvky jsou spojeny šroubem se šestihrannou hlavou DIN 931-1 – M6x30-10.9.

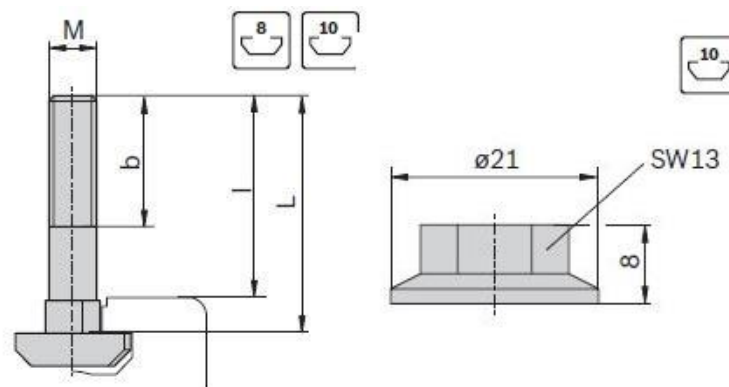
Pro spojení kluzné desky s nosným profilem jsem zvolil šroub s půlkulatou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 7380-2 – M6x8-10.9. Tyto šrouby jsem volil z důvodu malé výšky hlavy, tak aby bylo možné bubny co nejvíce povolit (posunout směrem k rámu) a aby zůstalo mezi hlavou šroubu a bubnem stále vůle a zároveň musí tento posuv umožnit montáž pásu (pás již svařený se navlékne přes bok dopravníku). Matici jsem volil od firmy Bosch Rexroth, spol. s.r.o., tzv. „T-maticí“ velikosti 6. Na Obr. 5-12 je vidět spojení kluzné desky a nosného profilu. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování řezu z důvodu přehlednosti obrázku.



Obr. 5-12 Spojení kluzné desky a nosného profilu

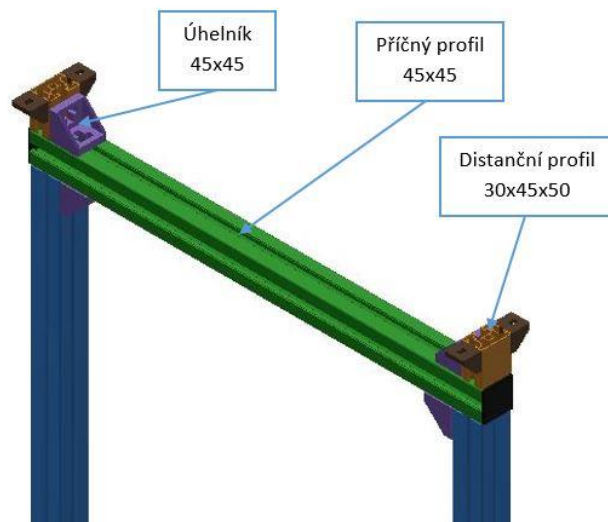
Montáž podpěrného válce je realizována pomocí T-matice velikosti 8 pod katalogovým označením 3 842 501 753 a šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 7991 – M6x20-10.9. Každý podpěrný válec je pro pevnost spoje spojován s nosným profilem přes upínací patky pomocí čtyř šroubů.

Hliníkové profily, které podpěrnou konstrukci nohy dopravníku, jsou spojovány pomocí úhelníků 45x45, které můžeme najít v katalogu firmy Bosch Rexroth pod číslem 3 842 523 561. Úhelníky jsou přišroubovány k nosným profilům pomocí šroubů s T hlavou M8x25, označených katalogovým číslem 3 842 528 718, a matic 10, označených pod katalogovým číslem 3 842 345 081. Na Obr. 5-13 je zobrazen právě zvolený šroubový spoj.

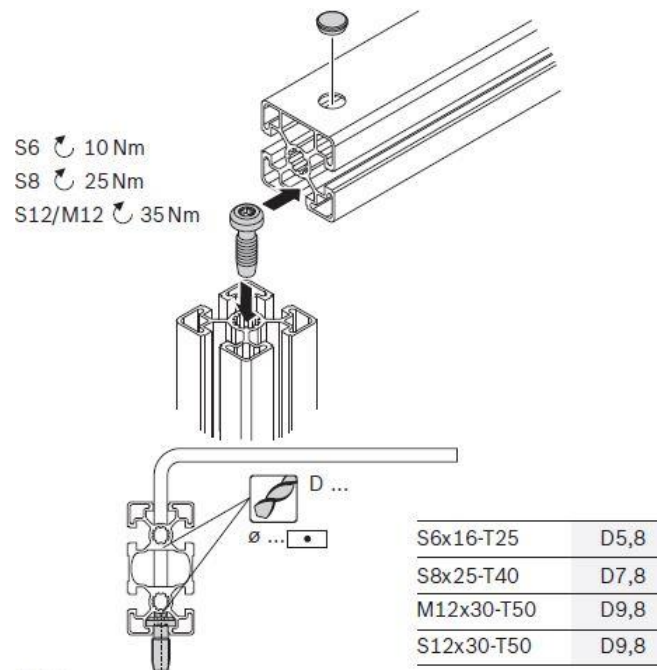


Obr. 5-13 Názorné zobrazení šroubového spoje [29]

Dalším spojem pro stabilitu stojné konstrukce je tzv. centrální šroub S8x25-T40, který je označen v katalogu firmy Bosch Rexroth pod číslem 3 842 527 174. Tento šroub se nachází mezi distančním profilem 30x45 a příčným profilem 45x45. Celá tato konstrukce je vidět na Obr. 5-14. Tento centrální šroub zvýší stabilitu a únosnost úhelníkového spoje. Pro možnost dotažení tohoto šroubu je zapotřebí mít v profilu 45x45 vyvrtaný otvor, kterým se prostrčí Tx 40 klíč a tím se šroub utáhne (viz Obr. 5-15 na další straně).

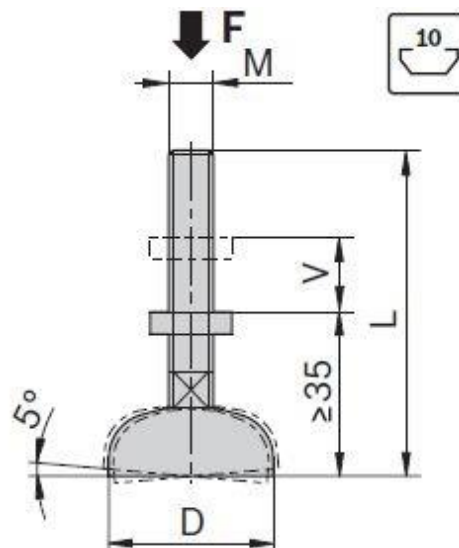


Obr. 5-14 Pozice profilů



Obr. 5-15 Způsob použití a montáže centrální šroubu [29]

Jako posledním šroubovým komponentem je kloubová podpěra. Volím tuto podpěru, protože je schopná vyrovnat výškové nerovnosti po celé délce pásového dopravníku a zároveň je schopná vyrovnat úhlové nerovnosti podkladu. Jelikož máme velmi malé pracovní zatížení pásového dopravníku a samotná konstrukce dopravníku je lehká, volím podpěru, která má maximální zatížení 10 000 N, označená katalogovým číslem 3 842 352 061. Na Obr. 5-16 je vidět tato kloubová podpěra.



Obr. 5-16 Kloubová podpěra [29]

6. Volba a popis kupovaných komponentů

V této části se zabývám volbou vhodných kupovaných komponentů pásového dopravníku v závislosti na konstrukčních výpočtech. Dále je v této kapitole výpis jejich vlastností a důvody jejich volby.

6.1. Dopravní pás

Hlavním prvkem dopravníku je dopravní pás. Dopravní pás je tažný prvek, který přichází nejvíce do kontaktu s přepravovaným materiálem. Vzhledem k požadované dlouhé životnosti pásu je důležité se zabývat jeho pevností v tahu a hlavně odolností dopravního pásu. Při volbě vhodného pásu musíme na prvním místě zvolit vhodný materiál dopravního pásu. V průmyslu, kde není potřeba hygienická čistota nebo pás nepřichází do kontaktu s chemickým prostředím, volíme pás z PVC nebo PU. Pokud se jedná o prostředí potravinářské, musíme zvolit zdravotně nezávadné materiály jako je například silikon. Další parametrem je teplota prostředí, kde bude pás přepravovat materiál. Pro nižší teploty do 60 °C volíme PVC pás, do teplot do 110 °C volíme PU pás atd. Jako posledním parametrem je tření mezi obrobkem a dopravním pásem. Zde rozhoduje způsob dopravy. Prvním způsobem dopravy je tzv. normální provoz, kde je tření mezi výrobkem a dopravním pásem potřeba větší, protože nechceme, aby obrobek po dopravním páse prokluzoval. Takové pásy mají svůj povrch pogumovaný. Guma způsobí větší tření mezi obrobkem a pásem. Druhým způsobem je tzv. akumulární provoz, kdy je pohybující se obrobek na dopravníku zastavován pomocí závor a dochází k požadovanému prokluzu mezi obrobkem a dopravním pásem. V takovémto případě je potřeba zvolit dopravní pás, který má na dopravní straně textilní vrstvu a tím je sníženo tření mezi obrobkem a pásem. Snížené tření má za důsledek menší opotřebení pásu a tím jeho delší životnost.

Jako základní dopravní pás, který používá většina výrobců dopravníků pro kusový materiál, je pás pod označením 1M6 U0-V5. Jedná se o PVC dopravní pás, který je běžně dostupný. V níže uvedené Tab. 6-1 jsou uvedeny jeho základní parametry (parametry jsou převzaty z katalogového listu viz Elektronická příloha 1).

Tab. 6-1 Parametry PVC dopravního pásu 1M6 U0-V5

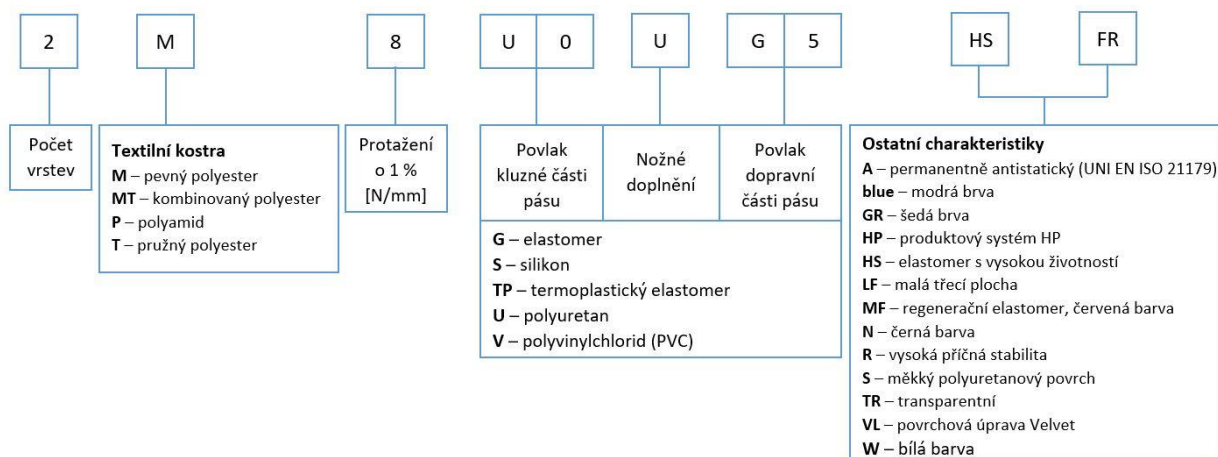
Tloušťka	Hmotnost	Prodloužení o 1 %	Minimální teplota	Maximální teplota	Tření mezi deskou a pásem	Tření mezi pásem a pogumovaným bubnem
[mm]	[kg/m ²]	[N/mm]	[°C]	[°C]	[-]	[-]
1	1,1	6	-10	60	0,2	0,3

Jelikož se bude pásový dopravník vyrábět v délkách od 500 mm do 6 000 mm a šířka dopravního pásu bude od 100 mm do 600 mm, nebudu zde vypisovat šíři dopravního pásu. Pro zákazníka je v Tab. 6-2 níže připraven výběr PVC a PU pásů. Parametry těchto dopravních pásů jsou k dispozici v příloze (viz Elektronická příloha 2 - 13).

Tab. 6-2 Výběr PVC a PU pásů a odkaz na elektronickou přílohu (technický list pásu)

Označení pásu	Označení přílohy
2M8 U0-V5 A	Elektronická příloha 2
1M6 U0-V5 N	Elektronická příloha 3
2MT5 U0-V3 N	Elektronická příloha 4
2M5 U0-U2 W A	Elektronická příloha 5
2M8 U0-V5 FM N	Elektronická příloha 6
2M12 U0-V7 LG	Elektronická příloha 7
2M8 U0-U2 N HC	Elektronická příloha 8
2M5 U0-U2 A	Elektronická příloha 9
2M5 U0-U2 LF W A	Elektronická příloha 10
2M5 U0-U0 HP A	Elektronická příloha 11
2M5 U0-U2 HP VL blue A	Elektronická příloha 12
2M5 U0-U2 HP W A	Elektronická příloha 13
2M12 U0-U3 R A	Elektronická příloha 14

Jelikož je označení pásů z názvu nejasné, na Obr. 6-1 je vidět struktura označování dopravních pásů a vysvětlení, co která pozice znamená.



Obr. 6-1 Struktura označování dopravních pásů [26]

Samotná montáž pásu je poměrně složitý proces. Nejdříve se dostatečně dlouhý dopravní pás svaří. Dalším krokem je povolení napínacího bubnu, tj. směrem k hnacímu bubnu. Následně je svařený dopravní pás navlíknut na hnací buben. Pro navlíknutí dopravního pásu na vratný buben je zapotřebí demontovat napínací patku a pás navlíknout na vratný buben. Následně se namontuje opět napínací patka a pás se předečne.

6.2. Elektromotor a šneková převodovka

Elektromotor je hlavním zdrojem pohonu (krouticího momentu). Pohon je zvolen převodový elektromotor se šnekovou převodovkou. Velkou výhodou tohoto pohonu je velký rozsah převodových poměrů. Další výhodou je, že výstupní hřídel ze šnekové převodovky je kolmo k ose elektromotoru. Tato konstrukce má velkou výhodu vzhledem k prostorové náročnosti kolem dopravníku, jedná se o lepší prostorové uspořádání. Pro volbu elektromotoru se šnekovou převodovkou jsem použil katalog firmy Württembergische Elektromotoren GmbH (zkráceně WEG). Zde podle vypočtených parametrů v kapitole 4.2.2 jsem zvolil vhodné elektromotory se šnekovou převodovkou, které je označeny SDLG 534 GF 132, SDL 634 GF 132 a SDLG 634 GF 132. Napětí těchto motorů je 230/400 V, kmitočet je 50 Hz a ochrana elektromotorů je IP 54. Další parametry elektromotorů se šnekovými převodovkami pro zadané rychlosti dopravního pásu jsou vypsány v Tab. 6-3. Po montáži je nutné seřízení pásu a jeho zaběhnutí.

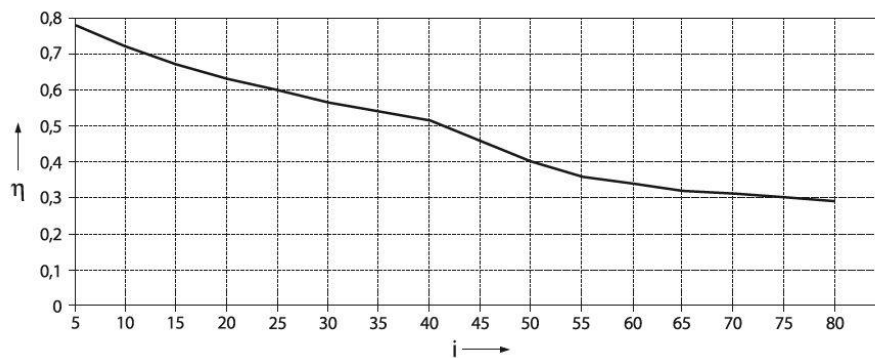
Tab. 6-3 Parametry elektromotorů a šnekové převodovky GF 132 od výrobce WEG [31]

Rychlost pásu v [m/min]	3	6	9	12	15	18	21
Vhodný elektromotor s převodovkou	SDLG 534 GF 132	SDG 634 GF 132	SDG 634 GF 132	SDLG 324 GF 132	SDLG 324 GF 132	SDLG 324 GF 132	SDLG 324 GF 132
Skutečná rychlost pásu v [m/min]	3,93	5,81	9,11	12,25	14,61	18,38	21,99
Otáčky elektromotoru n_1 [min ⁻¹]	1 400	1 420	1 420	1 400	1 400	1 400	1 400
Katalogové otáčky hnacího bubnu n_2 [min ⁻¹]	25	37	58	78	93	117	140
Katalogový převodový poměr i [-]	56	38	24	18	15	12	10
Účinnost η [-]	0,35	0,52	0,6	0,64	0,67	0,7	0,73
Katalogový moment M_2 [Nm]	9,4	12,1	8,8	9,1	8,1	6,9	5,9
Katalogový výkon P [W]	70	90	90	120	120	120	120

Skutečná velikost rychlosti dopravního pásu v se dá vypočítat ze vztahu, který vychází ze vzorce (4-27) v kapitole 4.2.2:

$$v = \frac{2 \cdot n_2 \cdot \pi}{60} \cdot r \quad (6-1)$$

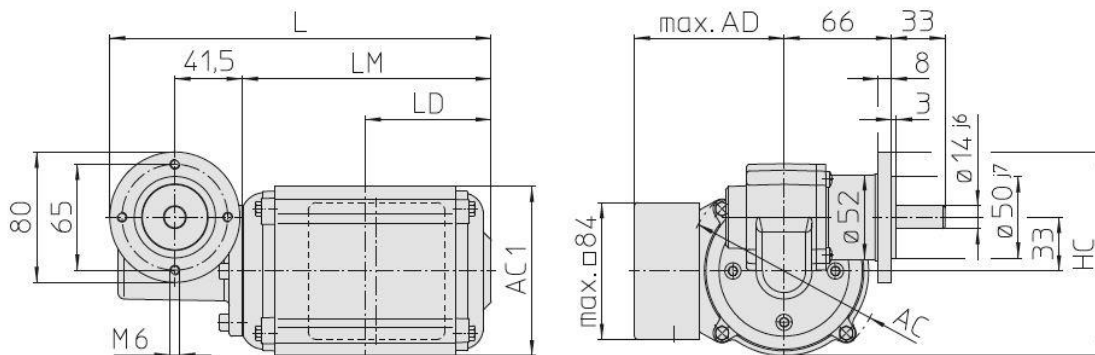
Účinnost šnekové převodovky jsem odečetl v grafu na Obr. 6-2.


Obr. 6-2 Graf závislosti účinnosti elektromotoru na převodovém poměru elektromotoru [26]

Aby bylo možné elektromotor s převodovkou přimontovat ke zvonu pásového dopravníku, je šneková převodovka opatřena přírubou. Na této přírubě jsou čtyři díry pro šrouby, kterými se realizuje svěrný spoj a tím dojde k jednoduchému spojení převodovky s dopravníkem (viz Obr. 6-3). V Tab. 6-4 jsou vypsány rozměry elektromotorů se šnekovou převodovkou. Dimenzování svěrného spoje je řešeno v kapitole 7.2.1.

Tab. 6-4 Rozměry použitých elektromotorů od dodavatele WEG [26]

Typ elektromotoru	AC [mm]	AC1 [mm]	AD [mm]	HC [mm]	L [mm]	LM [mm]	LD [mm]
SDLG 534	108	92	86	119	259	177,5	89
SDG 634	120	104	92	125	234,5	153	77,5
SDLG 634	120	104	92	125	274,5	193	97,5



Obr. 6-3 Uspořádání a rozměry elektromotoru a šnekové převodovky firmy WEG [26]

Pohon, tedy elektromotor se šnekovou převodovkou je navrhován na celou dobu životnosti dopravníku. Provozovatelé dopravních zařízení často požadují více než jednu možnou variantu výrobce pohonu. Proto i v této práci jsem navrhl druhou alternativu výrobce pohonů. Jako alternativa byl zvolen německý výrobce pohonů firma Laipple KEB Antriebstechnik. Zde podle vypočtených parametrů v kapitole 4.2.2 jsem zvolil vhodné elektromotory se šnekovou převodovkou, které jsou označeny NMS 30 univerzální motor, ochrana těchto pohonů je IP 55. Parametry elektromotorů se šnekovými převodovkami pro zadané rychlosti dopravního pásu jsou vypsány v Tab. 6-5.

Tab. 6-5 Parametry elektromotorů a šnekové převodovky NMS 30 od výrobce KEB [17]

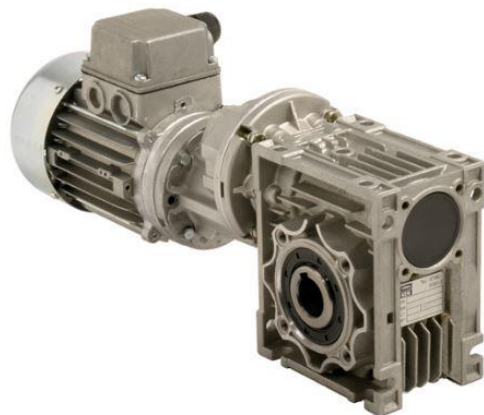
Rychlost pásu v [m/min]	3	6	9	12	15	18	21
Převodovka	NMS 30	NMS 30	NMS 30	NMS 30	NMS 30	NMS 30	NMS 30
Skutečná rychlost pásu v [m/min]	2,82	5,50	8,80	10,99	14,61	17,59	21,99
Otáčky elektromotoru n_1 [min ⁻¹]	1 400	1 400	1 400	1 400	1 400	2 800	1 400
Katalogové otáčky hnacího bubnu n_2 [min ⁻¹]	18	35	56	70	93	112	140
Katalogový převodový poměr i [-]	80	40	25	20	15	25	10
Katalogový moment M_2 [Nm]	13	18	21	18	18	16	18
Katalogový výkon P [W]	50	110	180	180	230	250	320

Skutečná velikost rychlosti dopravního pásu v se dá vypočítat ze vztahu, který vychází ze vzorce (4-27) v kapitole 4.2.2:

$$v = \frac{2 \cdot n_2 \cdot \pi}{60} \cdot r \quad (6-2)$$

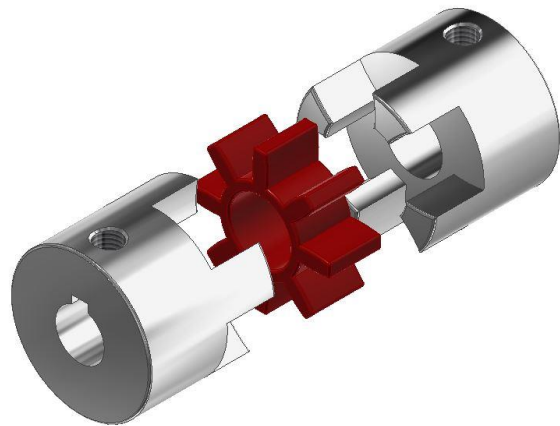
Na níže zobrazeném Obr. 6-4 je vidět zvolený pohon.

Z výše uvedených tabulek jednotlivých pohonů od odlišných výrobců je vidět, že při požadované rychlosti dopravního pásu se provozní parametry liší nepatrně. Proto je na zákazníkovi, který pohon zvolí; např. na základě předchozí zkušenosti se značkou, nebo podle firemních standardů koncového uživatele.


Obr. 6-4 Elektromotor s převodovkou NMS 30 [17]

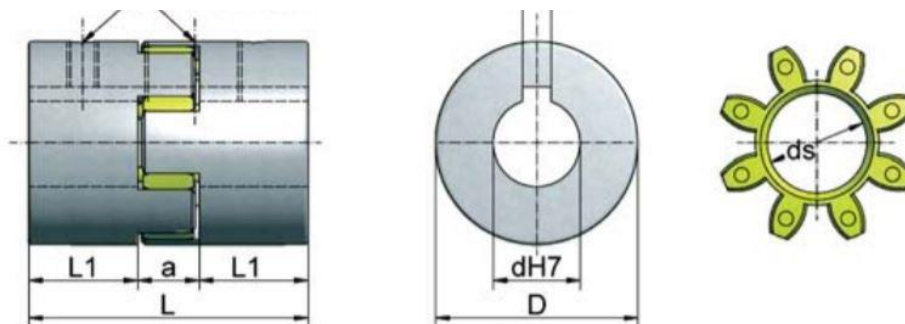
6.3. Pružná spojka

Hlavním úkolem pružné spojky je přenést kroutící moment z hřídele šnekové převodovky na hřídel hnacího bubnu. Vzhledem k vypočtenému momentu v kapitole 4.2 je volena spojka s větším maximálním přenositelným momentem. Volenou spojku jsem vybral z katalogu firmy ZIMM Maschinenelemente GmbH + Co KG. Jedná se o standardní pružnou spojku s drážkou pro těsné pero a stavěcím šroubem ze sintrované oceli⁵ (viz Obr. 6-5). Elastická hvězdička je vyrobena z polyuretanu.



Obr. 6-5 Pružná spojka s drážkou pro pero a stavěcím šroubem

Označení této spojky podle výrobce je KUZ-19-12-14, kde první číslo udává velikost spojky a zbylé dvě čísla jsou velikosti otvorů pro hřídele v jedné a druhé ocelové části. Další parametry pružné spojky jsou vidět na Obr. 6-6 a v Tab. 6-6. [31]



Obr. 6-6 Parametry pružné spojky KUZ-19-12-14 [31]

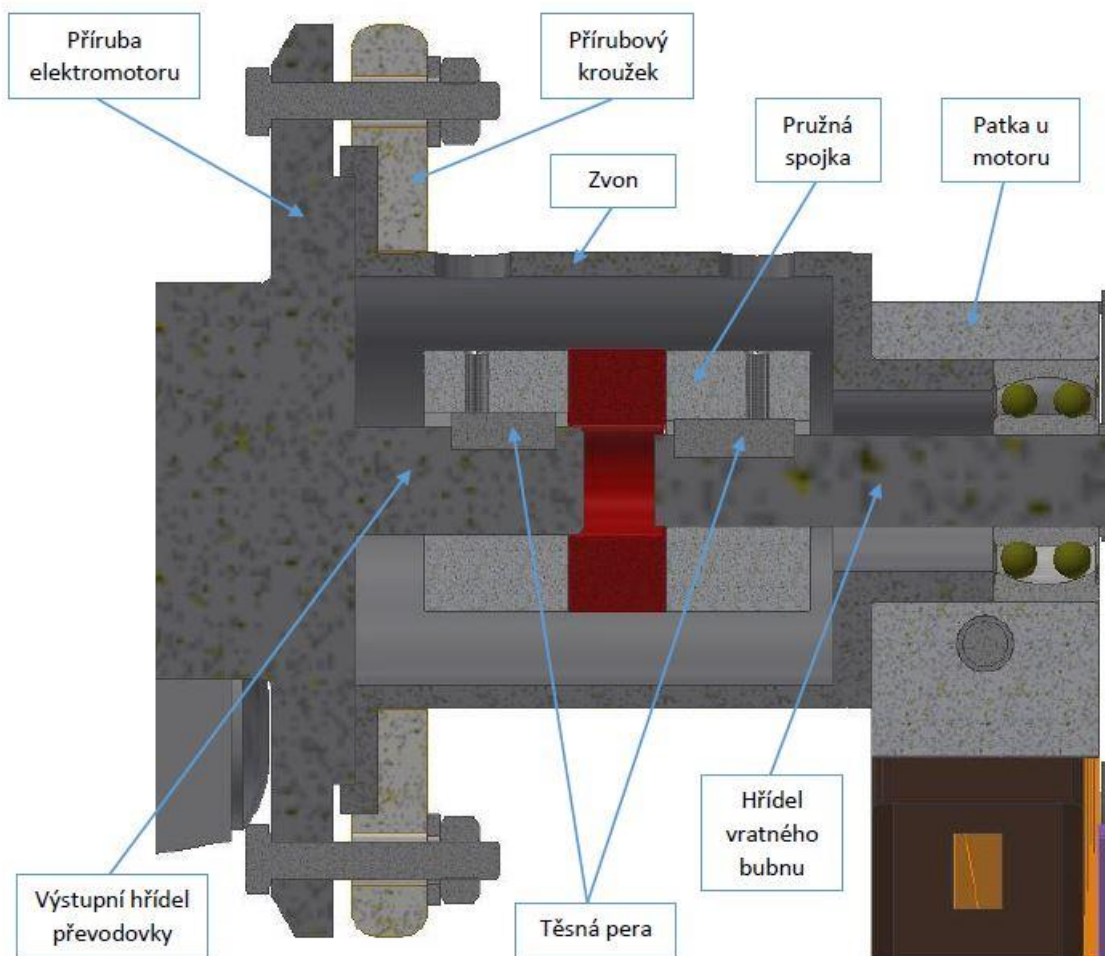
Tab. 6-6 Parametry pružné spojky KUZ-19-12-14 [31]

D1	L	L1	a	T _{KN}	T _{Kmax}	n _{max}
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[Nm]	[Nm]	[min ⁻¹]
34,5	51	19	12	7,3	14,6	14 000

⁵ Sintrovaná ocel je novodobý materiál, který nahrazuje bronzové a bronzovo-grafitové materiály, které se používají na výrobu samomazacích vodičích prvků, jako jsou kluzná pouzdra, spojky, aj. Oproti bronzových prvků jde zcela o jinou koncepci výroby. Na základní ocel je za vysokého tlaku a teploty nanášena funkční vrstva o tloušťce 1,5 až 2 μm. Složení této vrstvy je z ocelových zrn s měďnými a molybdenovými částicemi. To má za následek velmi odolné a samomazné plochy. [30]

Kde: L [mm] celková délka pružné spojky
 L_1 [mm] délka pro uložení těsného pera
 a [mm] šířka přechodové části s pružnou hvězdicí
 D_1 [mm] vnější průměr pružné spojky
 d_1 [mm] průměr díry pro hřídel
 d_s [mm] vnitřní průměr pružné hvězdice

Z hlediska konstrukce není vhodné použít pružnou spojku ze slitiny hliníku, protože by celková délka spojky L byla kvůli tlaku od pera příliš dlouhá, a to by mělo za důsledek, že by pohon byl daleko od boku dopravníku a zabíral by kolem dopravníku větší prostor. Stejný problém by byl u použití svěrné spojky, kde silový spoj musí být také delší, aby zatížení přenesl. Proto jsem od těchto spojek upustil a zvolil ocelovou spojku, která oproti zmíněným spojkám má celkovou délku menší. Pro názornost a jednoduchou představu je na Obr. 6-7 vidět připojení spojky k elektromotoru a k hnacímu bubnu.



Obr. 6-7 Spojení elektromotoru s hnacím bubnem

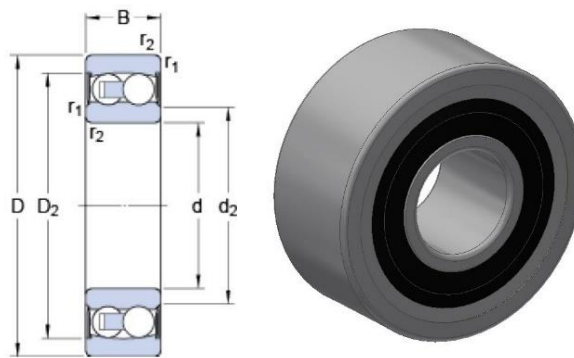
6.4. Ložiska

V celém dopravníku se nachází tři různá ložiska a jedno kluzné pouzdro. Všechna ložiska a kluzné pouzdro jsem volil od společnosti SKF CZ a.s. Valivá ložiska jsou opatřena z obou stran těsněním 2RS. Těsnění zabrání vniknutí vnějších nečistot a prodlouží životnost ložiska.

Ložisko na hnacím bubnu na straně pohonu jsem volil valivé dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko s těsněním označené 2201 E-2RS1TN9. Toto ložisko umožňuje úhlové vychýlení osy maximálně o $2,5^\circ$. Toto vychýlení je velmi důležité kvůli naklápění celého bubnu. Vychýlení umožňuje vycentrování dopravního pásu na střed hnacího bubnu. Parametry tohoto ložiska jsou v Tab. 6-7 níže (zbylé parametry v technickém listě ložiska viz Elektronická příloha 15).

Tab. 6-7 Parametry ložiska 2201 E-2RS1TN9 [28]

Rozměry ložiska			Únosnost		Maximální otáčky
d	D	B	C	C ₀	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[min ⁻¹]
12	32	14	6,24	1,43	16 000



Obr. 6-8 Ložisko 2201 E-2RS1TN9 [28]

Kde: B [mm] šířka ložiska
 C [kN] základní dynamická únosnost
 C₀ [kN] základní statická únosnost
 n [min⁻¹] mezní (maximální) otáčky

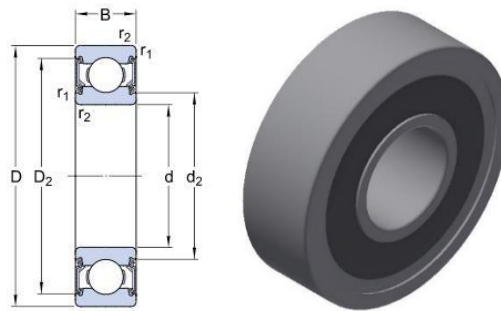
Na druhé straně hnacího bubnu, než je pohon, jsou umístěna uvnitř bubnu dvě valivá jednořadá kuličková ložiska rozdílných velikostí. Důvod použití dvou za sebou umístěných valivých jednořadých kuličkových ložisek je popsáno v kapitole 5.2.1 Hnací buben. Tyto ložiska jsou na jednom čepu, který je upevněn v napínacím mechanismu. Označení ložisek je následovné:

- Menší ložisko: 6000-2RSH
- Větší ložisko: 6201-2RSH

Větší ložisko s označením 6201-2RSH je také použito na obou stranách napínacího bubnu. Parametry obou ložisek jsou níže v Tab. 6-8 a Tab. 6-9. Zbylé parametry jsou v technických listech viz Elektronické přílohy 16 a 17.

Tab. 6-8 Parametry ložiska 6000 – 2RSH [28]

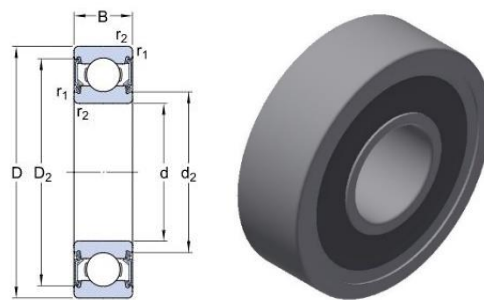
Rozměry ložiska			Únosnost		Maximální otáčky
d	D	B	C	C ₀	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[min ⁻¹]
10	26	8	4,8	2	19 000



Obr. 6-9 Ložisko 6000 – 2RSH [28]

Tab. 6-9 Parametry ložiska 6201 E-2RSH [28]

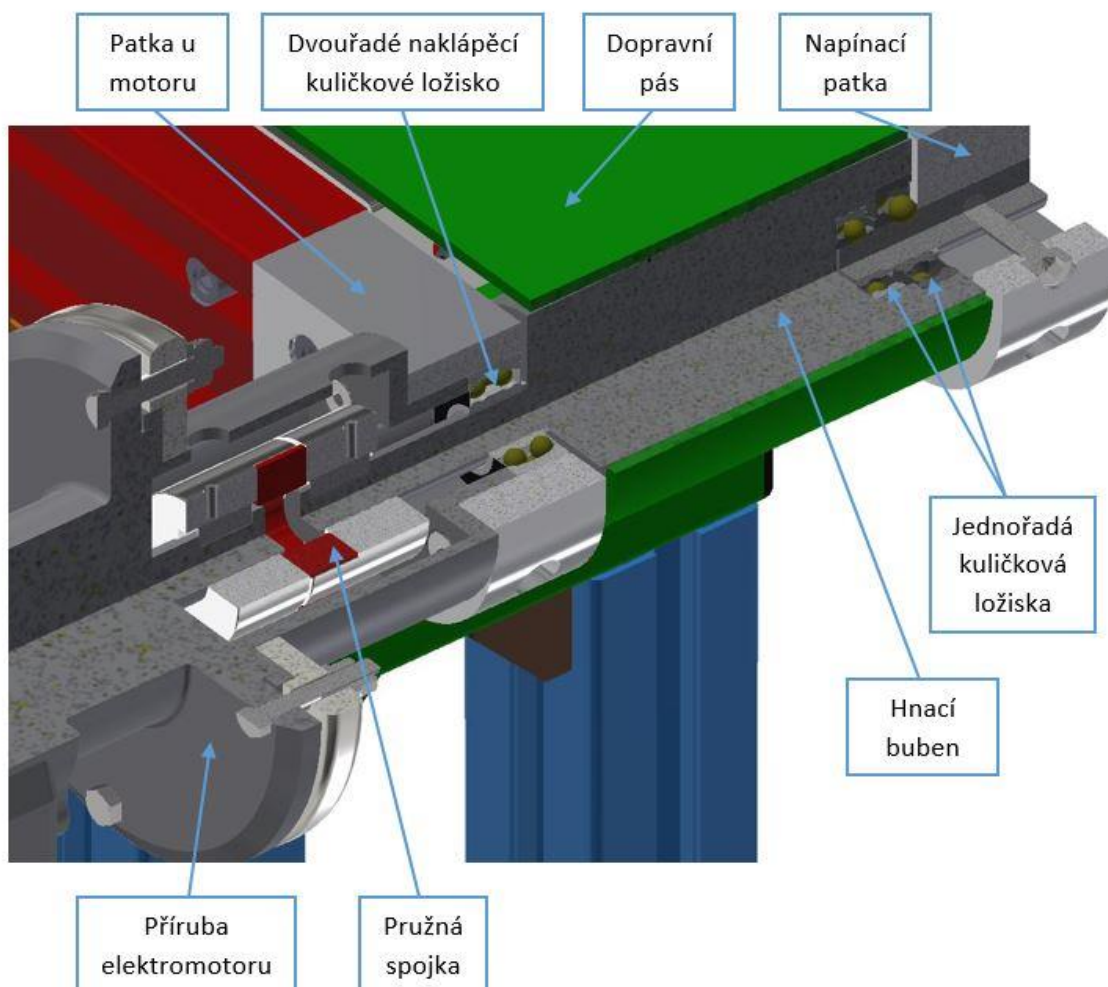
Rozměry ložiska			Únosnost		Maximální otáčky
d	D	B	C	C ₀	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[min ⁻¹]
12	32	10	7,3	3,1	16 000



Obr. 6-10 Ložisko 6201 E-2RSH [28]

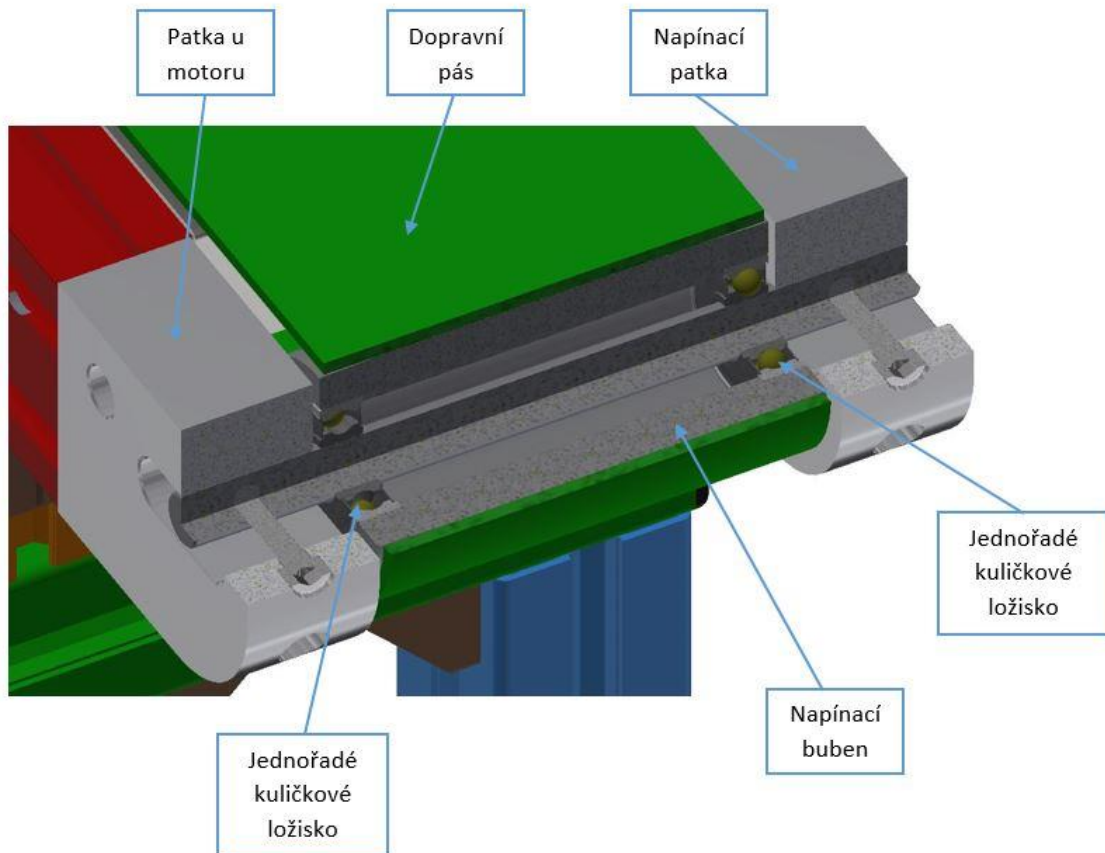
Kde: B [mm] šířka ložiska
 C [kN] základní dynamická únosnost
 C_0 [kN] základní statická únosnost
 n [min^{-1}] mezní (maximální) otáčky

Na následujících Obr. 6-11 je vidět uložení hnacího bubnu pomocí ložisek do patek.



Obr. 6-11 Uložení hnacího bubnu

Na Obr. 6-12 je vidět uložení vratného bubnu pomocí ložisek, nerotační osy a napínacích patek.

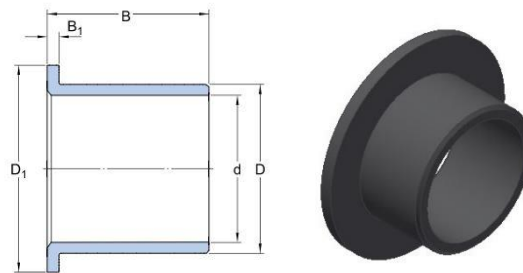


Obr. 6-12 Uložení vratného bubnu

Posledním ložiskem, které se nachází na dopravníku je kluzné válcové pouzdro s límcem. Toto pouzdro je na obou stranách podpěrného válce. Podpěrný válec je minimálně namáhán, a proto je výhodné zvolit levné ložisko. Volené ložisko má označení PPMF 101207. Parametry kluzného pouzdra jsou vypsány níže v Tab. 6-10 (zbylé parametry v technickém listě pouzdra viz Elektronická příloha 18).

Tab. 6-10 Parametry kluzného pouzdra PPMF 101207 [28]

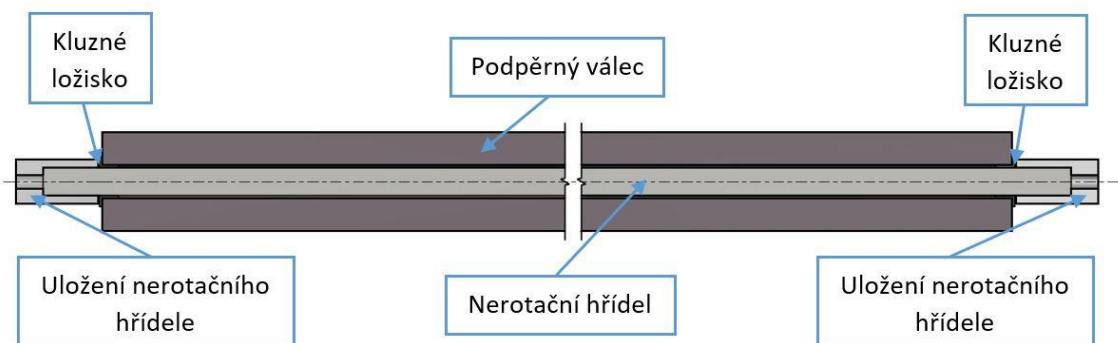
Rozměry ložiska			Únosnost		Maximální otáčky
d	D	B	C	C ₀	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[min ⁻¹]
12	32	10	7,3	3,1	16 000



Obr. 6-13 Kluzné pouzdro PPMF 101207 [28]

Kde: B [mm] šířka ložiska
 C [kN] základní dynamická únosnost
 C_0 [kN] základní statická únosnost
 n [min^{-1}] mezní (maximální) otáčky

Na Obr. 6-14 je vidět uložení kluzného pouzdra, které slouží k uložení podpěrného válce.



Obr. 6-14 Uložení podpěrného válce

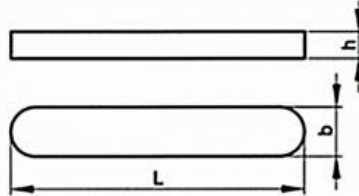
6.5. Těsná pera

Těsné pero se používá pro spojení hřídele s nábojem. Přenáší mezi nábojem a hřídelem krouticí moment. Vkládá se do drážky v hřídeli, který svým tvarem odpovídá tvaru pera. Na hřídel s perem se nasouvá náboj, v našem případě pružná spojka, s průchozí drážkou.

Pro přenos krouticího momentu z hřídele převodovky na pružnou spojku volím pero DIN 6885 A 5x5x8. Pro přenos krouticího momentu z pružné spojky na hřídel hnacího bubnu volím pero DIN 6885 A 5x5x10. Volba pera vychází z kontrolních výpočtů v kapitole 7.1. V níže uvedené Tab. 6-11 jsou uvedeny parametry daných per a na Obr. 6-15 jsou vidět rozměry pera.

Tab. 6-11 Parametry volených těsných per

b h9	h	l _F	l	Pro hřídel
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
5	5	9	14	12 – 17
5	5	11	16	12 – 17



Obr. 6-15 Rozměry těsného pera [27]

6.6. Konstrukční profily

Hlavní nosná konstrukce je tvořena konstrukčními profily. Konstrukčními profily se myslí nosné profily, příčné profily a vertikální nosné profily (tzv. stojny). Ložný profil pro dopravní pás je zkonstruován z hlavních nosných profilů a příčných profilů. Jelikož je požadavek na volbu konstrukčních profilů od firmy Bosh Rexroth, spol.s.r.o. [29], všechny konstrukční profily jsou voleny právě z katalogu již zmíněné firmy.

Materiál všech konstrukčních profilů je slitina hliníku EN AW – 6060. Jedná se o slitinu hliníku, manganu a křemíku. Samotná slitina je velmi měkká (tvrdost 75 HB), proto je povrch profilů eloxovaný na tvrdost 300HV, přesné označení eloxovaného profilu je E6EV1 – 12 μm – 300 HV. Další parametry hliníkové slitiny: [29]

Pevnost v tahu: $R_m = 245 \text{ Nmm}^{-2}$

Mez kluzu: $R_e = R_{p0,2} = 195 \text{ Nmm}^{-2}$

Modul pružnosti v tahu: $E = 70\,000 \text{ Nmm}^{-2}$

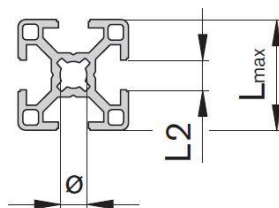
Prodloužení: $A_5 = 10 \%$, $A_{10} = 8 \%$

Koeficient tepelné roztažnosti: $a_{(-50...+20^\circ\text{C})} = 21,8 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

$a_{(+20...+100^\circ\text{C})} = 23,4 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

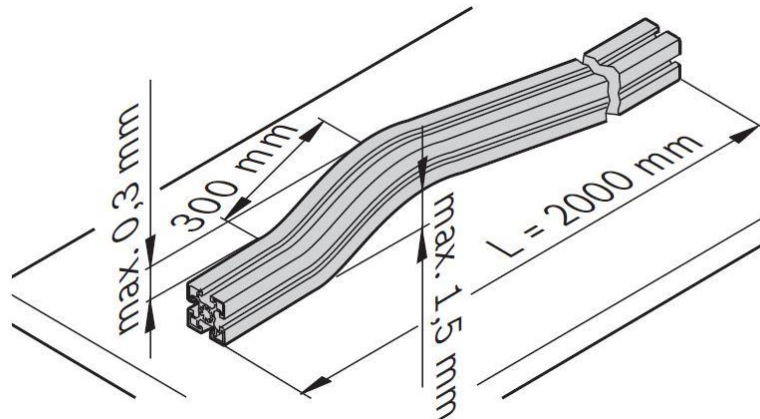
Poissonovo číslo: $\mu_a = 0,34$

Tolerance délky: pro profil $L_{\max} = 30 \text{ mm} \rightarrow \pm 0,2 \text{ mm}$ (viz Obr. 6-17)



Obr. 6-16 Tolerované rozměry profilů [29]

Tolerance přímosti profilu v podélném směru je vidět na Obr. 6-17.



Obr. 6-17 Tolerance přímosti profilu v podélném směru [29]

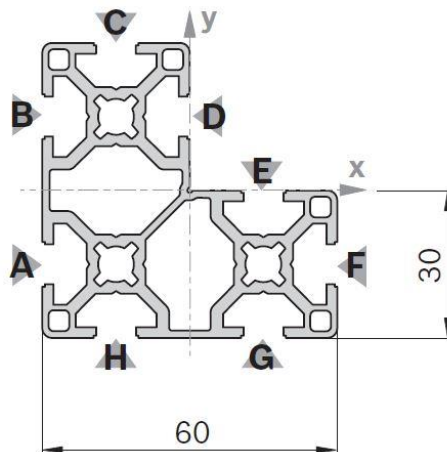
Jako hlavní profil jsem volil profil tvaru L 30x60x60 (Obr. 6-18) pod katalogovým označením 3 842 548 744. Velkou výhodou tohoto profilu je velký počet drážek pro uchycení dalších doplňků pásového dopravníku. Tento profil se dodává v maximální délce 6 000 mm, což je pro tento dopravník dostačující, protože požadovaná celková maximální délka dopravníku je právě 6 000 mm. Pro tento dopravník se budou profily krátit z původní délky 6 000 mm na délku 340 – 5 840 mm podle toho, jak bude dlouhý pásový dopravník.

30x60x60

A	=	8,2 cm ²
I _x	=	26,2 cm ⁴
I _y	=	26,2 cm ⁴
W _x	=	7,6 cm ³
W _y	=	7,6 cm ³
m	=	2,2 kg/m



19189

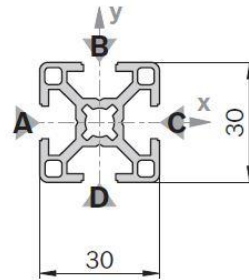


Obr. 6-18 Hlavní nosný profil 30x60x60 [29]

Jako příčný profil jsem volil jednoduchý čtvercový profil 30x30 (Obr. 6-19 na další straně), který lze v katalogu nalézt pod katalogovým číslem 3 842 990 720. Tento profil má na každé straně jednu drážku, tzn. 4 po obvodu. Drážka bude také pod kluzkou deskou. Důvody jsou dva. Prvním důvodem je, že čtvercový profil 30x30 3N, kde jedna drážka chybí, je mnohem dražší než zmíněný čtvercový profil 30x30. Druhým důvodem je, že drážka, která bude překryta kluznou deskou lze použít pro případné uchycení kluzné desky uprostřed dopravníku, aby se eliminovali případné vibrace kluzné desky.

30x30

$$\begin{aligned} A &= 3,1 \text{ cm}^2 \\ I_x &= 2,8 \text{ cm}^4 \\ I_y &= 2,8 \text{ cm}^4 \\ W_x &= 1,8 \text{ cm}^3 \\ W_y &= 1,8 \text{ cm}^3 \\ m &= 0,9 \text{ kg/m} \end{aligned}$$



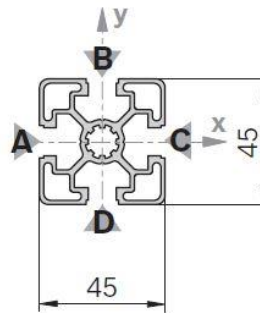
19178

Obr. 6-19 Příčný profil 30x30 [29]

Pro konstrukci nohou pásového dopravníku jsem zvolil jednoduchý odlehčený čtvercový profil 45x45L (Obr. 6-20), který lze nalézt pod katalogovým číslem 3 842 992 425/L. Pro vertikální části bude profil krácen na délku 705,5 mm, pro příčné profily bude krácen na 75 – 575 mm a 165 – 665 mm podle toho, jaká bude zvolena šířka dopravního pásu.

45x45L

$$\begin{aligned} A &= 6,0 \text{ cm}^2 \\ I_x &= 11,7 \text{ cm}^4 \\ I_y &= 11,7 \text{ cm}^4 \\ W_x &= 5,2 \text{ cm}^3 \\ W_y &= 5,2 \text{ cm}^3 \\ m &= 1,6 \text{ kg/m} \end{aligned}$$



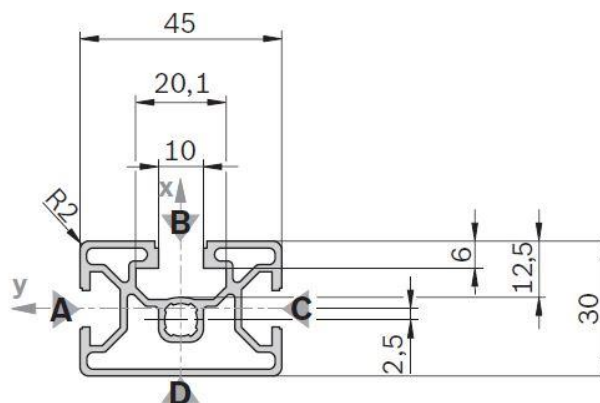
19421

Obr. 6-20 Profil nohou 45x45L [29]

Na výrobu distančního profilu jsem vybral hliníkový profil 30x45 (Obr. 6-21), který je označen katalogovým číslem 3 842 992 430/L. Tento profil jsem použil z důvodu jednoduchého podélného napojení na nosný profil 30x60x60 a příčného napojení na stojný profil 45x45.

30x45

$$\begin{aligned} A &= 4,0 \text{ cm}^2 \\ I_x &= 8,1 \text{ cm}^4 \\ I_y &= 3,9 \text{ cm}^4 \\ W_x &= 3,9 \text{ cm}^3 \\ W_y &= 2,9 \text{ cm}^3 \\ m &= 1,1 \text{ kg/m} \end{aligned}$$



19192

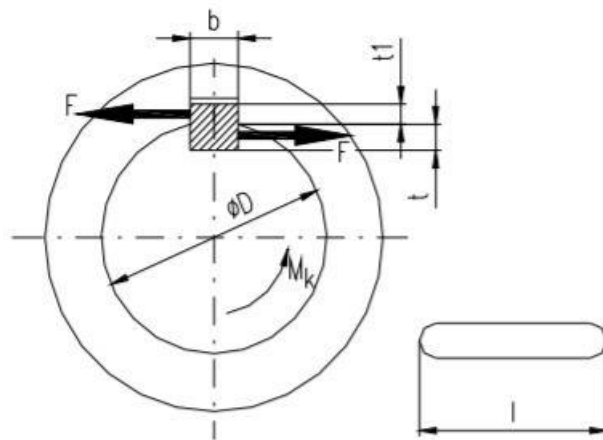
Obr. 6-21 Distanční profil stojné konstrukce 30x45 [29]

7. Kontrolní část

V této části diplomové práce se nachází kontrolní výpočty některých komponentů pásového dopravníku.

7.1. Kontrola a výpočet perových spojů

Pro základní výpočet per platí, že pero je nejvíce odolné proti namáhání stříhem, a proto ho kontrolujeme hlavně na otláčení. Proto se délka navrhuje z kontroly na otláčení. Jednotlivé parametry drážky pro pero a pera jsou vidět na Obr. 7-1.



Obr. 7-1 Okótované rozměry pera a drážky pro pero [26]

Kde: D [mm] průměr hřídele
 b [mm] šířka pera
 t₁ [mm] poloviční rozměr výšky pera
 l [mm] celková délka pera

Při výpočtu perového spoje mezi hřídelí hnacího bubnu a pružné spojky musíme vycházet ze známého pevnostního výpočtu pera, který vychází z porovnání tlaků:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{DOV} \quad (7-1)$$

Za sílu F můžeme dosadit již vypočtený kroučící moment $M_{60} = 3 \text{ Nm}$:

$$F = \frac{2M_k}{d} \quad (7-2)$$

Po dosazení nám vyjde známý vztah pro dimenzování pera

$$p = \frac{2M_k}{d \cdot l_F \cdot t_1} \leq p_{DOV} \quad (7-3)$$

Ze vztahu (9) lze následně jednoduše odvodit vztah pro výpočet délku pera

$$l_F \geq \frac{2M_k}{d \cdot p_{DOV} \cdot t_1} \quad (7-4)$$

Pokud jde o smyk, tak pera se většinou na smyk nekontrolují. Pokud by však bylo nutné tuto kontrolu provést, použijeme tento výpočet

$$\tau_S = \frac{2M_k}{d \cdot l_F \cdot b} \leq \tau_{S_{DOV}} \quad (7-5)$$

Kde: p [MPa] tlak působící na bok pera

F [N] síla působící na bok pera

S [mm²] plocha pera

p_{dov} [MPa] maximální dovolený tlak pro pevnostní kontrolu

M_k [Nmm] kroutící moment

d [mm] průměr hřídele

t_1 [mm] část výšky pera, které vyčnívá z drážky pro pero v hřídeli

l_F [mm] funkční délka pera

τ_S [Nmm⁻²] napětí ve smyku

$\tau_{S_{DOV}}$ [Nmm⁻²] maximální dovolené napětí ve smyku

b [mm] šířka pera

Pro samotné dimenzování pera pro spoj hřídele hnacího bubnu a pružné spojky vyjdeme z těchto hodnot: $M_{60} = 3$ Nm, $t_1 = 1,6$ mm, $d = 12$ mm, $p_{DOV} = 20$ MPa. Maximální dovolený tlak na bok pera volím 20MPa z důvodu použití hliníkové pružné spojky. Z tohoto důvodu nám vyjde delší pružná spojka. Jelikož je použita ocelová spojka, celková délka spojky je menší. Ovšem z pohledu ceny je ocelová spojka oproti hliníkové dražší.

$$l_F \geq \frac{2 \cdot 3}{0,0016 \cdot 0,012 \cdot 20\,000\,000} \quad (7-6)$$

$$l_F = 0,0156 \text{ m} = 15,6 \text{ mm} \rightarrow \text{volím pero } l_F = 16 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$p = \frac{2 \cdot 3}{0,012 \cdot 0,016 \cdot 0,0016} \leq p_{DOV} \quad (7-7)$$

$$19\,531\,250 \text{ Pa} \leq 20\,000\,000 \text{ Pa} \rightarrow 19,5 \text{ MPa} \leq 20 \text{ MPa}$$

Jelikož by celková délka pružné spojky byla dlouhá v důsledku samotné délky pera, rozhodl jsem se zvolit pevnější materiál spojky ocel. Důvod je lepší odolnost proti tlaku v drážce pro pero. Dovolенý tlak pro ocel volím dle [34] $p_{DOV} = 40$ MPa.

$$l_F = \frac{2 \cdot 3}{0,0016 \cdot 0,012 \cdot 40\,000\,000} \leq p_{DOV} \quad (7-8)$$

$$l_F = 0,0078 \text{ m} = 7,8 \text{ mm} \rightarrow \text{volím pero } l_F = 11 \text{ mm}$$

Kontrola:

$$p = \frac{2 \cdot 3}{0,012 \cdot 0,01 \cdot 0,0016} \leq p_{DOV} \quad (7-9)$$

$$28\,409\,091 \text{ Pa} \leq 40\,000\,000 \text{ Pa} \rightarrow \mathbf{28,4 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa}}$$

Pro dimenzování pera pro spoj hřídel převodovky a pružné spojky jsem vyšel ze stejných vzorců. Jelikož je průměr hřídele převodovky $d_p = 14 \text{ mm}$, musel jsem spočítat i na tomto hřídeli délku pera.

$$l_F = \frac{2 \cdot 3}{0,0016 \cdot 0,014 \cdot 40\,000\,000} \leq p_{DOV} \quad (7-10)$$

$$l_F = \mathbf{0,0067 \text{ m} = 6,7 \text{ mm}} \rightarrow \text{volím pero } l_F = \mathbf{9 \text{ mm}}$$

Kontrola:

$$p = \frac{2 \cdot 3}{0,014 \cdot 0,009 \cdot 0,0016} \leq p_{DOV} \quad (7-11)$$

$$29\,761\,905 \text{ Pa} \leq 40\,000\,000 \text{ Pa} \rightarrow \mathbf{29,8 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa}}$$

7.2. Kontrola životnosti ložisek a kluzného pouzdra

Kontrola ložisek je z pohledu životnosti ložiska velmi důležitá. Kontrole se musí podrobit všechna ložiska, která se na tomto pásovém dopravníku nacházejí. Všechna ložiska se nacházejí v hnacím a vratném bubnu a musejí odolat maximálnímu zatížení pásového dopravníku. Maximální zatížení ložisek má velikost součtu sil v horní a dolní větvi dopravního pásu. Jelikož jsou na hnacím hřídeli 3 ložiska, musí se do těchto tří ložisek síla rozdělit. Na straně motoru zachycuje dvouřadé kuličkové ložisko polovinu síly a na druhé straně, kde jsou dvě kuličková ložiska, tak každé zachytí čtvrtinu síly. Tyto poměry musíme ve výpočtu životnosti zohlednit.

$$F_T = T_{1K} + T_{2K} \quad (7-12)$$

$$F_T = 260 + 140 \quad (7-13)$$

$$F_T = \mathbf{400 \text{ N}}$$

Z hlediska výroby je nejefektivnější pro všechny varianty pohonů, potažmo rychlostí dopravního pásu, mít totožná ložiska. Velkou výhodou je výroba jednoho typu patek a jednoduchá montáž, kdy na jakýkoliv dopravník použijí stejná ložiska i patky. Proto jsem dimenzoval ložiska na největší možné otáčky, které jsou při dopravní rychlosti $v = 21,99 \text{ m/min}$. Maximální otáčky hnacího bubnu jsou $n_2 = 140 \text{ min}^{-1}$.

7.2.1. Trvanlivost ložiska 2201 E – 2RS1TN9

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (7-14)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{6,2}{\frac{0,4}{2}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 140} \quad (7-15)$$

$$L_{10h} = 3\,546\,548 \text{ hod}$$

7.2.2. Trvanlivost ložiska 6000 – 2RSH

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (7-16)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{4,8}{\frac{0,4}{4}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 140} \quad (7-17)$$

$$L_{10h} = 13\,165\,715 \text{ hod}$$

7.2.3. Trvanlivost ložiska 6201 – 2RSH

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (7-18)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{7,3}{\frac{0,4}{4}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 140} \quad (7-19)$$

$$L_{10h} = 46\,311\,548 \text{ hod}$$

7.2.4. Trvanlivost kluzného pouzdra PPMF 101207

Kluzné pouzdro je vyrobeno z polyamidu, u firmy SKF CZ a.s. označen jako PPFE. Různé vlivy a faktory, které v provozu na ložisko působí tak přímo ovlivňují jejich trvanlivost. V mém případě, kdy bude ložisko zatíženo zanedbatelnou silou, bude trvanlivost ložiska ovlivňovat okolní prostředí, především čistota a teplota. Při konzultaci s dodavatelem SKF bylo sděleno, že tyto pouzdra se na životnost nepočítají. [28]

7.2.5. Zhodnocení životnosti ložisek

V Tab. 7-1 jsou sepsané životnosti ložisek v hodinách a také v provozních letech. Z této tabulky je patrné, že životnost všech ložisek je nadměru postačující pro provoz pásového dopravníku. Ložiska jsou značně předimenzována, z hlediska konstrukce a danému průměru hřídele pod perem a vrtané nerotační hřídele / čepu pro posuvné uložení není vhodné použít menších ložisek. Skutečná životnost ložisek pak bude dána trvanlivostí trvalé tukové náplně, případně časem kdy dojde k degradaci materiálu těsnění nebo pouzdra.

Tab. 7-1 Přehled životnosti ložisek v hodinách a letech

2201 E-2RS1TN9	6000-2RSH	6201-2RSH
3 546 548 [hod]	13 165 548 [hod]	46 311 548 [hod]
405 [let]	1 503 [let]	5 287 [let]

7.3. Kontrola silového šroubového spoje

V této kapitole je vyřešena kontrola silového (třecího) spoje mezi zvonem a motorem řešena šroubovým spojem. Tento šroubový spoj zajišťuje právě zmíněný silový spoj. Tento spoj nám umožňuje natočení převodovky s motorem na jakoukoli stranu. Při výpočtu (kontrolu) jsem vyšel z předpokladu, že silový spoj musí odolat maximálnímu havarijnímu zatížení, které by nastalo při zaseknutí hnacího bubnu. Při zaseknutí bubnu dochází k zatížení silového spoje plným reakčním momentem pohonu. Z tohoto vyplývá, že hlavním požadavkem na silový spoj je, aby dokázal výše zmíněnému havarijnímu stavu odolat. [27]

Šroubové spojení jsem realizoval pomocí šroubů se šestihrannou hlavou DIN 931-1 – M5x30-10.9. Tyto šrouby je nutné kontrolovat na kombinované namáhání od předpětí a utahovacího momentu. Dále probíhá kontrola kontaktního tlaku mezi zvonem a přírubou zvonu a mezi zvonem a přírubou motoru.

7.3.1. Výpočet předpětí

Velikost předpětí musí být větší než síla, kterou způsobí reakční moment pohonu. Pokud by bylo předpětí menší, došlo by k protočení pohonu v silovém spoji. V prvním kroku jsem spočítal sílu, která působí na středním průměru příruby.

$$d_{sp} = \frac{d_{pmax} + d_{pmin}}{2} \quad (7-20)$$

$$d_{sp} = \frac{80 + 54}{2} \quad (7-21)$$

$$d_{sp} = 67 \text{ mm}$$

$$F_k = \frac{M_{kmax} \cdot k_m}{\frac{d_{sp}}{2}} \quad (7-22)$$

$$F_k = \frac{12,1 \cdot 2,1}{\frac{67 \cdot 10^{-3}}{2}} \quad (7-23)$$

$$F_k = 759 \text{ N}$$

Kde: d_{sp} [mm] střední průměr dosedací plocha mezi zvonem a elektromotorem

d_{pmax} [mm] maximální rozměr dosedací plochy mezi zvonem a pohonem

d_{pmin} [mm] minimální rozměr dosedací plochy mezi zvonem a pohonem

M_{kmax} [Nm] maximální krouticí moment na výstupu z elektromotoru

$k_m = M_A / M_N = 2,1$ bezpečnost krouticího momentu dle katalogu výrobce

F_k [N] síla, kterou vyvolá moment v místě středního průměru d_{sp}

V dalším kroku jsem vypočítal sílu, kterou musí být zvon přitlačován k přírubě motoru. Tato síla zamezuje výše vypočtené síle, aby překonala tření mezi zvonem a přírubou elektromotoru.

$$F_N = \frac{F_k}{f_a} \quad (7-24)$$

$$F_N = \frac{759}{0,47} \quad (7-25)$$

$$F_N = \mathbf{1\ 615\ N}$$

Kde: F_N [N] síla pro zamezení prokluzu

$f_a = 0,47$ [-] součinitel tření mezi hliníkem a ocelí [33]

Jelikož jsou na přírubě čtyři šrouby, musel jsem sílu pro zamezení prokluzu rozdělit mezi tyto šrouby a takto jsem vypočítal předpětí jednoho šroubu.

$$F_{1s} = \frac{F_N}{4} \quad (7-26)$$

$$F_{1s} = \frac{1\ 615}{4} \quad (7-27)$$

$$F_{1s} = \mathbf{403,75\ N}$$

Kde: F_{1s} [N] předpětí jednoho šroubu

7.3.2. Výpočet utahovacího momentu

Utahovací moment je složen ze dvou momentů. Prvním momentem je moment pro vyvození potřebného předpětí (osové síly) a druhým momentem je třecí moment pod maticí.

7.3.2.1. Výpočet momentu pro předpětí šroubu

Pro výpočet momentu pro předpětí jsem nejdříve vypočítal potřebné úhly.

$$\tan \gamma = \frac{i_z \cdot P_z}{\pi \cdot d_2} \quad (7-28)$$

$$\tan \gamma = \frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 5,35} \quad (7-29)$$

$$\tan \gamma = 0,0595$$

$$\gamma = \tan^{-1} \gamma = \mathbf{3,4^\circ} \quad (7-30)$$

Kde: $i_z = 1$ [-] počet chodů závitu [34]

$P_z = 1$ [-] rozteč závitů [34]

$d_2 = 5,35$ [mm] střední průměr závitu M6 [34]

γ [°] úhel stoupání závitu

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma \quad (7-31)$$

$$\tan \beta_n = \tan 30 \cdot \cos 3,4 \quad (7-32)$$

$$\tan \beta_n = 0,576$$

$$\beta_n = \tan^{-1} \beta_n = \mathbf{29,95^\circ} \quad (7-33)$$

Kde: β [°] úhel boku závitu [34]

β_n [°] úhel boku závitu v normálovém řezu

$$\tan \varphi' = \frac{f_o}{\cos \beta_n} \quad (7-34)$$

$$\tan \varphi' = \frac{0,41}{\cos 29,95} \quad (7-35)$$

$$\tan \varphi' = 0,473$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \varphi' = 25,3^\circ \quad (7-36)$$

Kde: $f_o = 0,41$ [-] součinitel tření mezi ocelí a ocelí [33]

φ' [°] třecí úhel v závitu

Po vypočítání všech potřebných úhlů jsem vypočítal moment pro potřebné předpětí.

$$M_1 = F_{1s} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (7-37)$$

$$M_1 = 403,75 \cdot \frac{5,35 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(3,4 + 25,3) \quad (7-38)$$

$$\mathbf{M_1 = 0,59 Nm}$$

Kde: M_1 [Nm] moment potřebný k předpětí šroubového spoje

7.3.2.2. Výpočet třecího momentu pod hlavou matice

$$M_u = M_1 + M_2 \quad (7-39)$$

$$M_u = 0,59 + 0,74 \quad (7-40)$$

$$\mathbf{M_u = 1,33 Nm}$$

Kde: M_u [Nm] celkový utahovací moment

7.3.3. Výpočet namáhání šroubu

Šrouby jsou namáhané kombinovaným namáháním tahu a smyku. Proto jsem vypočítal jednotlivé složky namáhání (tah a smyk) a následně jsem vypočítal redukované napětí a bezpečnost.

7.3.3.1. Tah

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (7-41)$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot 4,77^2}{4} \quad (7-42)$$

$$S_3 = 17,9 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_t = \frac{F_{1s}}{S_3} \quad (7-43)$$

$$\sigma_t = \frac{403,75}{17,9} \quad (7-44)$$

$$\mathbf{\sigma_t = 22,6 Nmm^2}$$

Kde: $d_3 = 4,77$ [mm] průměr jádra šroubu [34]
 S_3 [mm²] plocha jádra šroubu
 σ_t [Nmm²] tahové napětí ve šroubu

7.3.3.2. Krut

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (7-45)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 4,77^3}{16} \quad (7-46)$$

$$W_k = 21,3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_u}{W_k} \quad (7-47)$$

$$\tau_k = \frac{1330}{21,3} \quad (7-48)$$

$$\tau_k = \mathbf{62,4 \text{ Nmm}^2}$$

Kde: W_k [mm³] průřezový modul v krutu
 τ_k [Nmm²] napětí v krutu

7.3.3.3. Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha_{red}^2 \cdot \tau_k^2} \quad (7-49)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{21,3^2 + 2^2 \cdot 62,4^2} \quad (7-50)$$

$$\sigma_{red} = \mathbf{126,6 \text{ Nmm}^2}$$

Kde: $\alpha_{red} = 2$ [-] koeficient pro výpočet red. napětí pomocí hypotézy τ_{max}
 σ_{red} [Nmm²] redukované napětí

7.3.3.4. Bezpečnost šroubového spoje

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (7-51)$$

$$k = \frac{900}{126,6} \quad (7-52)$$

$$k = \mathbf{7,1}$$

Kde: R_e [Nmm²] mez kluzu šroubu třídy 10.9
 k [-] bezpečnost spoje k mezi kluzu

7.3.4. Kontrola otláčení stykových ploch

Kontrolu na otláčení jsem provedl na dvou plochách zvonu. První plochou je plocha mezi zvonem a přírubou motoru. Druhou plochou je plocha mezi zvonem a přírubou zvonu. Z níže uvedených výpočtů obou ploch vyplývá, že oba vypočtené tlaky jsou menší než dovolený tlak pro hliník, který je $p_{DOV} = 20$ MPa jak již bylo zmíněno v kapitole 4.2.1.

7.3.4.1. Plocha mezi zvonem a přírubou motoru

$$S_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{pmax}^2 - d_{pmin}^2) \quad (7-53)$$

$$S_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot (80^2 - 54^2) \quad (7-54)$$

$$S_{p1} = 2\,736,3 \text{ mm}^2$$

$$p_{k1} = \frac{F_N}{S_{k1}} \quad (7-55)$$

$$p_{k1} = \frac{1\,615}{2\,736,3} \quad (7-56)$$

$$p_{k1} = \mathbf{0,59 \text{ MPa}} < p_{dov} = \mathbf{20 \text{ MPa}}$$

Kde: S_{p1} [mm²] kontaktní plocha mezi zvonem a přírubou motoru

p_{k1} [MPa] kontaktní tlak na ploše mezi zvonem a přírubou motoru

7.3.4.2. Plocha mezi zvonem a přírubou zvonu

$$S_{p2} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{zmax}^2 - d_{zmin}^2) \quad (7-57)$$

$$S_{p2} = \frac{\pi}{4} \cdot (88^2 - 60,5^2) \quad (7-58)$$

$$S_{p2} = 3\,207,4 \text{ mm}^2$$

$$p_{k2} = \frac{F_N}{S_{k1}} \quad (7-59)$$

$$p_{k2} = \frac{1\,615}{3\,207,4} \quad (7-60)$$

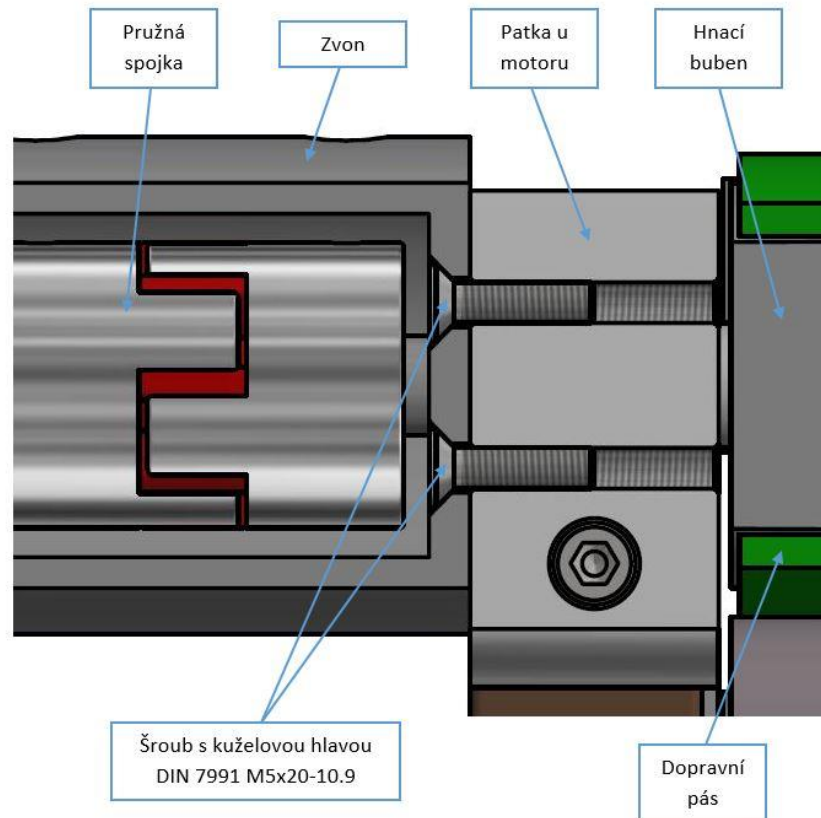
$$p_{k2} = \mathbf{0,51 \text{ MPa}} < p_{dov} = \mathbf{20 \text{ MPa}}$$

Kde: S_{p2} [mm²] kontaktní plocha mezi zvonem a přírubou zvonu

p_{k2} [MPa] kontaktní tlak na ploše mezi zvonem a přírubou zvonu

7.4. Pevnostní kontrola skupinového šroubového spoje

Tato pevnostní kontrola skupinového šroubového spoje se zabývá šroubovým spojem, který zajišťuje připojení zvonu k rámu pásového dopravníku. Tento spoj je realizován čtyřmi šrouby s kuželovou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 7991 M5x20-10.9. Pro názornost je tento spoj vyobrazen v Obr. 7-2. Z pohledu technického kreslení jsem vynechal šrafování z důvodu přehlednosti obrázku. Tyto šrouby jsou od horizontální osy posunuty o úhel 30°.



Obr. 7-2 Kontrolovaný skupinový šroubový spoj

Pro kontrolu šroubového spoje je zapotřebí mnoho známých hodnot, které jsou sepsané v Tab. 7-2. Jedná se o základní rozměry, ze kterých vycházím. Ostatní potřebné výpočtové rozměry budou uvedeny buď přímo v potřebném obrázku nebo v textu u příslušného výpočtu.

Tab. 7-2 Parametry šroubového spoje

Součást	Parametr	Značení	Jednotka	Hodnota
-	Vzdálenost těžiště elektromotoru od šroubového spoje	x_M	[mm]	137
-	Hmotnost pohonu	m_M	[kg]	20
Šroub DIN 7991 M5x20-10.9	Mez kluzu	$R_{p0,2}$	[N/mm ²]	900
	Rozteč závitu	P_Z	[mm]	0,8
	Střední průměr závitu	d_2	[mm]	4,480
	Průměr jádra šroubu	d_3	[mm]	4,019
	Průměr díry pro šroub	D_D	[mm]	6
	Průměr hlavy šroubu	D_{H1}	[mm]	9,43
	Průměr hlavy šroubu u dřívku	D_{H2}	[mm]	5
	Průměr dřívku šroubu	$d_{\text{šD}}$	[mm]	5
	Utahovací moment šroubu	M_{KK}	[Nm]	7,6
	Modul pružnosti ocelového šroubu	E_o	[N/mm ²]	210 000
Modul pružnosti dílu z hliníkové slitiny	E_{AL}	[N/mm ²]	80 000	

7.4.1. Výpočet zatěžovacího momentu

Prvním krokem byl určen moment, kterým působí motor s převodovkou na daný šroubový spoj.

$$F_M = m_M \cdot g \quad (7-61)$$

$$F_M = 20 \cdot 9,81 \quad (7-62)$$

$$\mathbf{F_M = 196,2 N}$$

$$M_o = F_M \cdot x_M \quad (7-63)$$

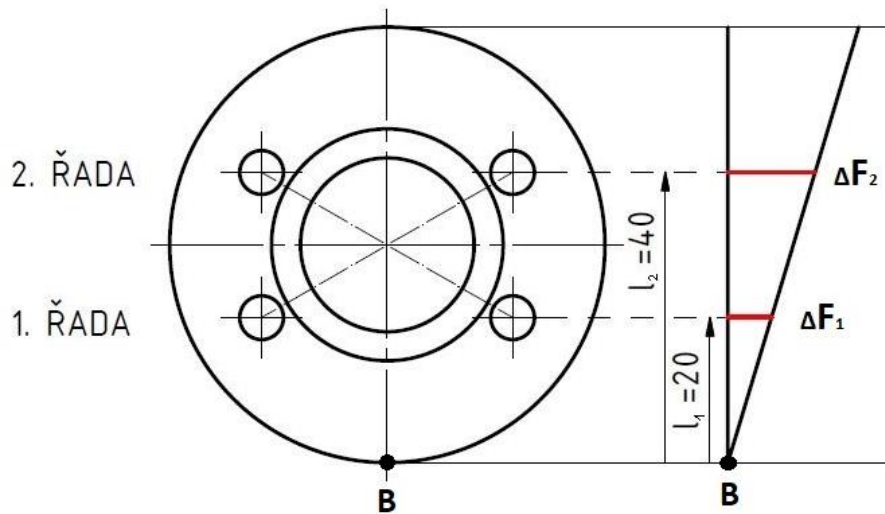
$$M_o = 196,2 \cdot 0,137 \quad (7-64)$$

$$\mathbf{M_o = 26,9 Nm}$$

Kde: M_o [Nm] ohybový moment působící na šroubový spoj
 F_M [N] síla působící na šroubový spoj
 x_M [mm] vzdálenost těžiště elektromotoru od šroubového spoje
 m_M [kg] hmotnost pohonu
 g [ms⁻²] tíhové zrychlení

7.4.2. Výpočet přitěžujících sil do jednotlivých šroubů skupinového spoje

Jelikož se jedná o nerovnoměrně zatížený spoj zvolil jsem postup řešení následující. Na Obr. 7-3 je vidět šroubové pole s uvažovaným zatížením. Příčná síla, kterou působí na šrouby elektromotor s převodovkou zatíží 1. řadu šroubů a 2. řadu šroubů odlišně. Proto uvažuji, že se bude zvon otáčet kolem bodu B a tím také radiální síla způsobí příslušně veliké přírůstky namáhání šroubů v 1. a 2. řadě.



Obr. 7-3 Uvažované zatížení skupinového šroubového spoje

Z Obr. 7-3 vyplývají dvě rovnice, ze kterých jsem schopen vypočítat neznámé přírůstky zatížení daných šroubů.

$$M_o = 2 \cdot (\Delta F_1 \cdot l_1 + \Delta F_2 \cdot l_2) \quad (7-65)$$

$$\frac{\Delta F_1}{l_1} = \frac{\Delta F_2}{l_2} \quad (7-66)$$

Kde: ΔF_1 [N] přitížení šroubů v 1. řadě

ΔF_2 [N] přitížení šroubů v 2. řadě

l_1 [mm] vzdálenost osy šroubu v 1. řadě od bodu B

l_2 [mm] vzdálenost osy šroubu v 2. řadě od bodu B

Z výše uvedené rovnice (7-66) vyjádřím ΔF_1 a dále dosadím do rovnice (7-65) a vypočítám jednotlivé hodnoty přitížení.

$$\Delta F_1 = \frac{l_1}{l_2} \cdot \Delta F_2 \quad (7-67)$$

$$\Delta F_2 = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{l_2^2}{l_1} + 2 \cdot l_1} \quad (7-68)$$

Po dosazení do rovnice (7-68) dostávám:

$$\Delta F_2 = \frac{26,9}{2 \cdot \frac{0,02^2}{0,04} + 2 \cdot 0,02} \quad (7-69)$$

$$\Delta F_2 = \mathbf{448,3 \text{ N}}$$

Po dosazení do rovnice (7-67) dostávám:

$$\Delta F_1 = \frac{0,02}{0,04} \cdot 448,3 \quad (7-70)$$

$$\Delta F_1 = \mathbf{224,15 \text{ N}}$$

Z Obr. 7-3 vyplývá, že namáhání šroubů bude větší ve 2. řadě. Proto mohu napsat jednoduchou nerovnost:

$$\Delta F_2 > \Delta F_1 \quad (7-71)$$

7.4.3. Výpočet osového předpětí šroubu po montáži

Osově předepnutí šroubu při montáži závisí hlavně na utahovacím momentu šroubu. Osově předepnutí šroubového spoje pro šroub s kuželovou hlavou se vypočítá:

$$Q_o = \frac{M_{KK}}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + \frac{f_M}{\sin \alpha_R} \cdot R_{STŘ}} \quad (7-72)$$

Kde: Q_o [N] osově předpětí šroubu po montáži

M_{KK} [Nm] utahovací moment šroubu

d_2 [mm] střední průměr závitu

γ [°] úhel stoupání závitu

φ' [°] třecí úhel v závitu

$f_M = 0,15$ [-] tření v závitu

$\alpha_R = 45^\circ$ [°] úhel sklonu kuželové plochy hlavy šroubu

$R_{STŘ}$ [mm] střední poloměr dosedací kuželové plochy pod hlavou šroubu

Výpočet středního poloměru dosedací kuželové plochy pod hlavou šroubu:

$$R_{STŘ} = \frac{\frac{D_{H1}}{2} + \frac{D_D}{2}}{2} \quad (7-73)$$

$$R_{STŘ} = \frac{\frac{9,43}{2} + \frac{6}{2}}{2} \quad (7-74)$$

$$\mathbf{R_{STŘ} = 3,8575 \text{ mm}}$$

Kde: $R_{STŘ}$ [mm] střední poloměr dosedací kuželové plochy pod hlavou šroubu

D_{H1} [mm] průměr hlavy šroubu

D_D [mm] průměr díry pro šroub

V dalším kroku jsem vypočítal úhel stoupání závitu a úhel tření v závitu.

$$\tan \gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} \quad (7-75)$$

$$\tan \gamma = \frac{0,8}{\pi \cdot 4,480} \quad (7-76)$$

$$\tan \gamma = 0,056\ 841$$

$$\gamma = \tan^{-1} \gamma = 3,253\ 25^\circ \quad (7-77)$$

Kde: γ [°] úhel stoupání závitu

d_2 [mm] střední průměr závitu

P_z [mm] rozteč závitu

$$\tan \varphi' \cong \frac{f}{\cos \beta} \quad (7-78)$$

$$\tan \varphi' \cong \frac{0,15}{\cos 30^\circ} \quad (7-79)$$

$$\tan \varphi' \cong 0,173\ 205\ 08$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \varphi' = 9,826\ 15^\circ \quad (7-80)$$

Kde: φ' [°] třecí úhel v závitu

f [-] součinitel tření

$\beta = 30$ [°] úhel boku závitu

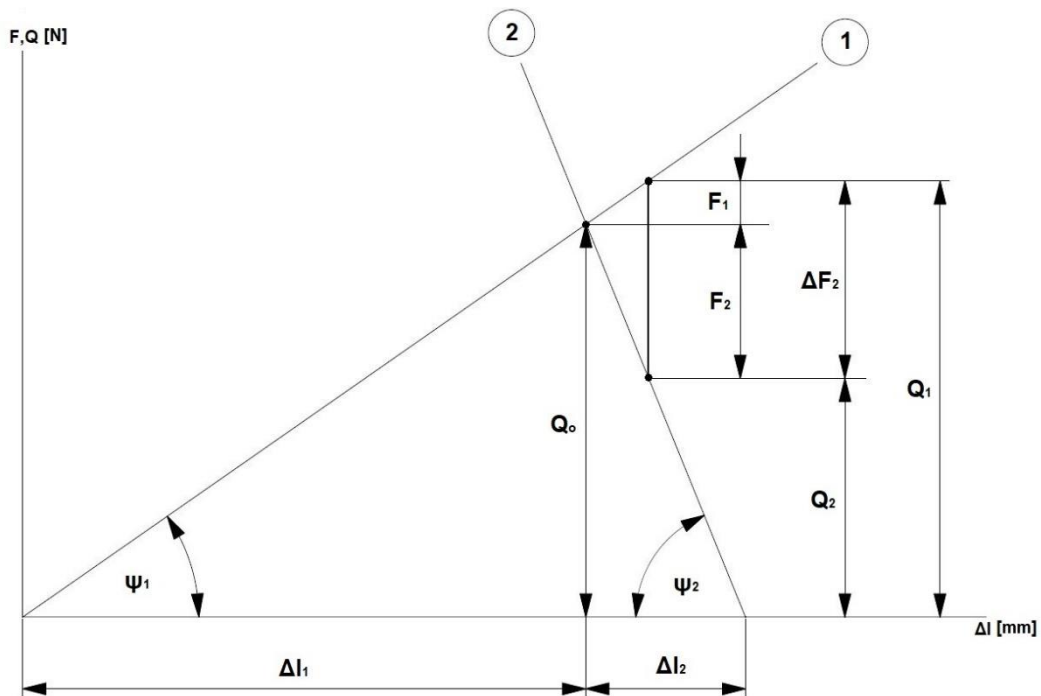
Dosazení do vzorce (7-72):

$$Q_0 = \frac{7,6 \cdot 10^3}{\frac{4,480}{2} \tan(3,25325 + 9,82615) + \frac{0,15}{\sin 45} \cdot 3,8575} \quad (7-81)$$

$$Q_0 = 5\ 677,1\ \text{N}$$

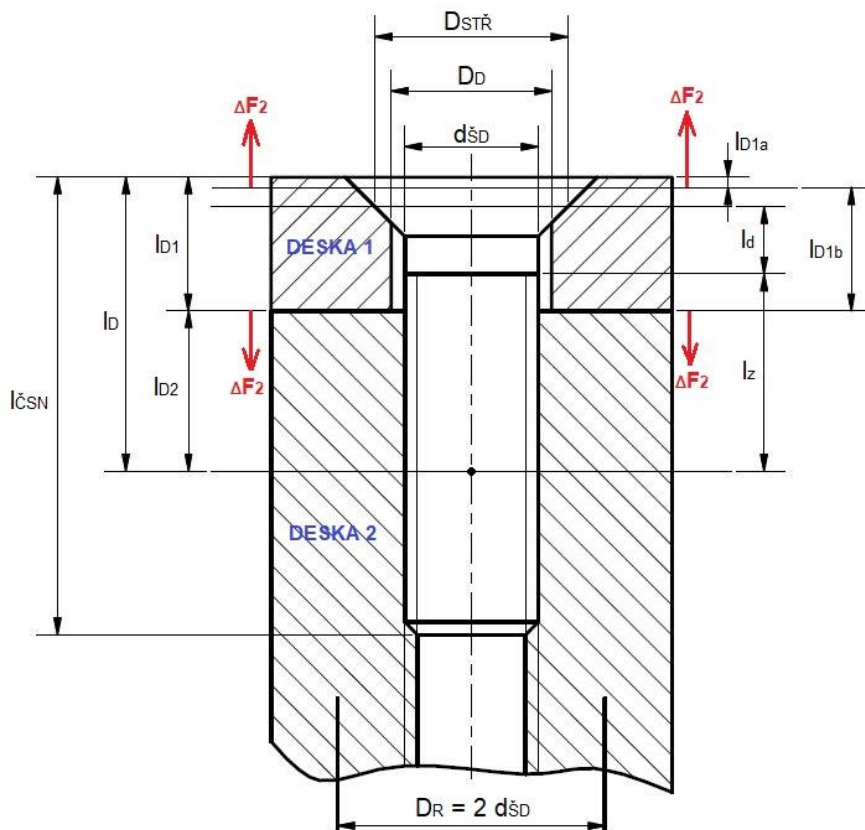
7.4.4. Diagram předepjatého šroubového spoje F- Δ I a zatížení jeho jednotlivých částí

Jelikož je při montáži šroubový spoj záměrně uvedený do stavu vnitřní napjatosti způsobené osovým předpětím šroubu Q_0 tak při provozu na jednotlivé řady šroubů působí přitěžující síly ΔF_1 a ΔF_2 . Obvykle se řešení provádí pomocí trojúhelníkového grafu „síla – deformace“. Pomocí tohoto diagramu se řeší předpětové a provozní stavy šroubových spojů. Z Obr. 7-3 vyplývá, že nejvíce jsou přitíženy šrouby ve 2. řadě, proto maximální vnitřní síla Q_1 v trojúhelníkovém diagramu je odvozena právě od vnější síly ΔF_2 . Na Obr. 7-4 je uveden trojúhelníkový diagram „síla-deformace“ upravený přímo pro kontrolovaný šroubový spoj.



Obr. 7-4 Trojúhelníkový diagram „síla – deformace“

Pro další výpočet potřebujeme definovat geometrické parametry šroubového spoje. Tyto parametry jsou patrné na Obr. 7-5 a odpovídající rozměry jsou uvedeny v Tab. 7-3.



Obr. 7-5 Rozměry šroubového spoje

Tab. 7-3 Rozměry šroubového spoje

Označení	Jednotka	Rozměr
l_z	[mm]	9,5
l_d	[mm]	1,45
l_{D1a}	[mm]	$0,1 \cdot l_D = 1,25$
l_D	[mm]	12,5
l_{D1}	[mm]	5
l_{D2}	[mm]	7,5
l_{D1b}	[mm]	3,45
$l_{\text{ČSN}}$	[mm]	20
D_R	[mm]	10
$D_{\text{STŘ}}$	[mm]	7,215
D_D	[mm]	6

Z Obr. 7-5 jsem schopný určit části šroubového spoje, které jsou buďto přítěžované nebo naopak odlehčované. V následující Tab. 7-4 jsou symbolem „+“ označeny části, kde působí TAH, symbolem „-“ jsou označeny části, kde působí TLAK. V posledním sloupci Tab. 7-4 jsou určeny konstanty tuhosti c_1 (přítěžované součásti) a c_2 (odlehčované součásti).

Tab. 7-4 Určení konstant tuhosti c_1 a c_2

Část		Vliv Q_0 po montáži	Vliv ΔF_2 při zatížení	Konstanty c_1 nebo c_2
ŠROUB		+	+	Započítáno do c_1
DESKA 1	l_{D1a}	-	-	Započítáno do c_1
	l_{D1b}	-	+	Započítáno do c_2
DESKA 2		-	-	Započítáno do c_1

7.4.5. Výpočet tuhosti šroubu

Konstanta tuhosti šroubu se skládá ze dvou částí. První částí je tuhost částí šroubu, kde není závit (dřík), druhou částí je tuhost šroubu, kde je závit (závitová část šroubu).

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{c_{sd}} + \frac{1}{c_{sz}} \quad (7-82)$$

Kde: c_s [N/mm] tuhost šroubu
 c_{sd} [N/mm] tuhost dříku šroubu
 c_{sz} [N/mm] tuhost závitu šroubu

Výpočet tuhosti dřívku šroubu:

$$c_{sd} = \frac{E_o \cdot S_d}{l_d} \quad (7-83)$$

$$S_d = \frac{\pi \cdot d_{\text{šD}}^2}{4} \quad (7-84)$$

$$S_d = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} \quad (7-85)$$

$$S_d = 19,635 \text{ mm}^2$$

$$c_{sd} = \frac{210\,000 \cdot 19,635}{1,45} \quad (7-86)$$

$$c_{sd} = 2\,843\,689,7 \text{ N/mm}$$

Kde: c_{sd} [N/mm] tuhost dřívku šroubu
 E_o [N/mm²] modul pružnosti v tahu ocelového šroubu
 l_d [mm] délka dřívku šroubu
 S_d [mm²] plocha dřívku šroubu
 $d_{\text{šD}}$ [mm] průměr dřívku šroubu

Výpočet tuhosti závitu šroubu:

$$c_{sz} = \frac{E_o \cdot S_z}{l_z} \quad (7-87)$$

$$S_z = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (7-88)$$

$$S_z = \frac{\pi \cdot 4,48^2}{4} \quad (7-89)$$

$$S_z = 15,763 \text{ mm}^2$$

$$c_{sz} = \frac{210\,000 \cdot 15,763}{9,5} \quad (7-90)$$

$$c_{sz} = 348\,455,3 \text{ N/mm}$$

Kde: c_{sz} [N/mm] poddajnost závitu šroubu
 E_o [N/mm²] modul pružnosti v tahu ocelového šroubu
 l_z [mm] délka závitu šroubu
 S_z [mm²] plocha závitu šroubu
 d_2 [mm] střední průměr závitu

Dosazení do vzorce (7-82) pro výpočet tuhosti šroubu:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{2\,843\,689,7} + \frac{1}{348\,455,3} \quad (7-91)$$

$$c_s = 310\,417,8 \text{ N/mm}$$

7.4.6. Výpočet tuhosti přitěžovaných součástí

Z Tab. 7-4 je patrné, že poddajnost přitěžovaných součástí se bude skládat ze tří částí – z poddajnosti šroubu, z poddajnosti DESKY 1 v části l_{D1a} , z poddajnosti DESKY 2.

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_{l_{D1a}}} + \frac{1}{c_{l_{D2}}} \quad (7-92)$$

Kde: c_1 [N/mm] tuhost přitěžovaných součástí
 c_s [N/mm] tuhost šroubu
 $c_{l_{D1a}}$ [N/mm] tuhost DESKY 1 v části l_{D1a}
 $c_{l_{D2}}$ [N/mm] tuhost DESKY 2

Výpočet tuhosti DESKY 1 v části l_{D1a} :

$$c_{l_{D1a}} = \frac{E_{AL} \cdot S_{l_{D1a}}}{l_{D1a}} \quad (7-93)$$

$$S_{l_{D1a}} = \frac{\pi \cdot (D_R^2 - D_{STR}^2)}{4} \quad (7-94)$$

$$S_{l_{D1a}} = \frac{\pi \cdot (10^2 \cdot 7,215^2)}{4} \quad (7-95)$$

$$S_{l_{D1a}} = \mathbf{37,654\ 95\ mm^2}$$

$$c_{l_{D1a}} = \frac{80\ 000 \cdot 37,654\ 95}{1,25} \quad (7-96)$$

$$c_{l_{D1a}} = \mathbf{2\ 409\ 916,8\ N/mm}$$

Kde: $c_{l_{D1a}}$ [N/mm] tuhost DESKY 1 v části l_{D1a}
 $S_{l_{D1a}}$ [mm²] plocha mezikruží mezi průměrem D_R a D_{STR}
 E_{AL} [N/mm²] modul pružnosti v tahu hliníkové patky motoru
 l_{D1a} [mm] šířka přitěžované části DESKY 1
 D_R [mm] vnější průměr náhradní Rötischerovy trubky
 D_{STR} [mm] střední průměr dosedací kuželové plochy pod hlavou šroubu

Výpočet tuhosti DESKY 2:

$$c_{l_{D2}} = \frac{E_{AL} \cdot S_{l_{D2}}}{l_{D2}} \quad (7-97)$$

$$S_{l_{D1a}} = \frac{\pi \cdot (D_R^2 - d_2^2)}{4} \quad (7-98)$$

$$S_{l_{D1a}} = \frac{\pi \cdot (10^2 \cdot 4,48^2)}{4} \quad (7-99)$$

$$S_{l_{D1a}} = \mathbf{62,776\ 56\ mm^2}$$

$$c_{l_{D1a}} = \frac{80\ 000 \cdot 62,776\ 56}{7,5} \quad (7-100)$$

$$c_{l_{D1a}} = \mathbf{669\ 616,6\ N/mm}$$

Kde: c_{1D_2} [N/mm] poddajnost DESKY 2
 S_{1D_2} [mm²] plocha mezikruží mezi průměrem D_R a D_2
 E_{AL} [N/mm²] modul pružnosti v tahu hliníkové patky motoru
 l_{D_2} [mm] délka přitěžované DESKY 2
 D_R [mm] průměr Rötšcherovy trubky
 d_2 [mm] střední průměr závitu

Dosazení do vzorce (7-92) pro výpočet poddajnosti přitěžovaných součástí a výpočet tuhosti:

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{310\,417,8} + \frac{1}{2\,409\,916,8} + \frac{1}{669\,616,6} \quad (9-101)$$

$$c_1 = \mathbf{194\,939,1\,N/mm}$$

7.4.7. Výpočet tuhosti odlehčovaných součástí

Z Tab. 7-4 je vidět, že tuhost odlehčovacích součástí se bude skládat pouze z jedné části – z tuhosti DESKY 1 v části l_{D1b} .

$$c_2 = c_{1D1b} = \frac{E_{AL} \cdot S_{1D1b}}{l_{D1b}} \quad (7-102)$$

$$S_{1D1b} = \frac{\pi \cdot (D_R^2 - D_D^2)}{4} \quad (7-103)$$

$$S_{1D1b} = \frac{\pi \cdot (10^2 - 6^2)}{4} \quad (7-104)$$

$$S_{1D1b} = \mathbf{50,265\,48\,mm^2}$$

$$c_2 = \frac{80\,000 \cdot 50,265\,48}{3,45} \quad (7-105)$$

$$c_2 = \mathbf{1\,165\,576,4\,N/mm}$$

Kde: c_2 [N/mm] tuhost odlehčovaných součástí
 c_{1D1b} [N/mm] tuhost DESKY 1 v části l_{D1b}
 S_{1D1b} [mm²] plocha mezikruží mezi D_R a D_D
 E_{AL} [N/mm²] modul pružnosti v tahu hliníkové patky motoru
 l_{D1b} [mm] šířka odlehčované části DESKY 1
 D_R [mm] průměr Rötšcherovy trubky
 D_D [mm] průměr díry pro šroub

7.4.8. Výpočet sil trojúhelníkového diagramu F - Δl

$$F_{1(2)} = \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot \Delta F_2 \quad (7-106)$$

$$F_{1(2)} = \frac{194\,939,1}{194\,939,1 + 1\,165\,576,4} \cdot 448,3 \quad (7-107)$$

$$F_{1(2)} = \mathbf{64,2\,N}$$

Kde: $F_{1(2)}$ [N] přitěžující síla působící na šrouby ve 2. řadě
 c_1 [N/mm] tuhost přitěžovaných součástí
 c_2 [N/mm] tuhost odlehčovaných součástí
 ΔF_2 [N] přitížení šroubů ve 2. řadě

$$F_{2(2)} = \frac{c_2}{c_1 + c_2} \cdot \Delta F_2 \quad (7-108)$$

$$F_{2(2)} = \frac{1\,165\,576,4}{194\,939,1 + 1\,165\,576,4} \cdot 448,3 \quad (7-109)$$

$$F_{2(2)} = \mathbf{384,1\,N}$$

Kde: $F_{2(2)}$ [N] odlehčující síla DESKU 1 v části l_{D1b} působící na šrouby ve 2. řadě
 c_1 [N/mm] tuhost přitěžovaných součástí
 c_2 [N/mm] tuhost odlehčovaných součástí
 ΔF_2 [N] přitížení šroubů ve 2. řadě

$$Q_{1(2)} = Q_o + F_{1(2)} \quad (7-110)$$

$$Q_{1(2)} = 5\,677,1 + 64,2 \quad (7-111)$$

$$Q_{1(2)} = \mathbf{5\,741,3\,N}$$

Kde: $Q_{1(2)}$ [N] maximální vnitřní provozní síla ve šroubu 2. řady
 Q_o [N] osové předpětí šroubového spoje
 $F_{1(2)}$ [N] přitěžující síla působící na šrouby ve 2. řadě

$$Q_{2(2)} = Q_o - F_{2(2)} \quad (7-112)$$

$$Q_{2(2)} = 5\,677,1 - 384,1 \quad (7-113)$$

$$Q_{2(2)} = \mathbf{5\,293\,N}$$

Kde: $Q_{2(2)}$ [N] provozní předpětí šroubu 2. řady
 Q_o [N] osové předpětí šroubového spoje
 $F_{2(2)}$ [N] odlehčující síla DESKU 1 v části l_{D1b} působící na šrouby ve 2. řadě

7.4.9. Pevnostní kontrola šroubového spoje

Pevnostní kontrola šroubového spoje se skládá z výpočtu tahového napětí a smykového napětí. Posledním krokem je výpočet redukovaného napětí a výpočet bezpečnosti šroubového spoje.

7.4.9.1. Tah

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (7-114)$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot 4,019^2}{4} \quad (7-115)$$

$$S_3 = 12,7\,mm^2$$

$$\sigma_t = \frac{Q_{1(2)}}{S_3} \quad (7-116)$$

$$\sigma_t = \frac{5\,741,3}{12,7} \quad (7-117)$$

$$\sigma_t = \mathbf{452,1 \text{ N/mm}^2}$$

Kde: d_3 [mm] průměr jádra šroubu
 S_3 [mm²] plocha jádra šroubu
 σ_t [N/mm²] tahové napětí ve šroubu

7.4.9.2. Krut

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (7-118)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 4,019^3}{16} \quad (7-119)$$

$$W_k = 12,8 \text{ mm}^3$$

$$M_k = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (7-120)$$

$$M_k = 5\,677,1 \cdot \frac{4,48}{2} \cdot \tan(3,25325 + 9,82615) \quad (7-121)$$

$$M_k = 2\,954,5 \text{ Nmm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (7-122)$$

$$\tau_k = \frac{2\,954,5}{12,8} \quad (7-123)$$

$$\tau_k = \mathbf{230,8 \text{ N/mm}^2}$$

Kde: W_k [mm³] průřezový modul v krutu
 τ_k [N/mm²] napětí v krutu
 M_k [Nmm] kroutící moment
 Q_o [N] osové předpětí šroubového spoje
 d_2 [mm] střední průměr závitu
 d_3 [mm] průměr jádra šroubu

7.4.9.3. Redukované napětí

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha_{\text{HMH}}^2 \cdot \tau_k^2} \quad (7-124)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{452,1^2 + 3 \cdot 230,8^2} \quad (7-125)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \mathbf{673,6 \text{ N/mm}^2}$$

Kde: $\alpha_{\text{HMH}} = \sqrt{3}$ [-] koeficient pro výpočet red. napětí pomocí hypotézy HMH
 σ_{red} [N/mm²] redukované napětí

7.4.9.4. Bezpečnost šroubového spoje

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad (7-126)$$

$$k = \frac{900}{673,6} \quad (7-127)$$

$$\mathbf{k = 1,34}$$

Kde: k [-] bezpečnost spoje k mezi kluzu
 σ_{red} [N/mm²] redukované napětí
 $R_{p0,2}$ [N/mm²] mez pevnosti v tahu

7.4.10. Kontrola tlaku v závitu

$$p_z = \frac{Q_{1(2)}}{\pi \cdot d_2 \cdot z \cdot H_1} \leq p_{Dz} \quad (7-128)$$

$$z = \frac{m_z}{P_z} \quad (7-129)$$

$$z = \frac{15}{0,8} \quad (7-130)$$

$$z = 18,75$$

$$H_1 = 0,541 \cdot P_z \quad (7-131)$$

$$H_1 = 0,541 \cdot 0,8 \quad (7-132)$$

$$H_1 = 0,4328 \text{ mm}$$

Dosazení do vzorce (7-128) pro výpočet tlaku v závitu:

$$p_z = \frac{5\,741,3}{\pi \cdot 4,48 \cdot 18,75 \cdot 0,4328} \quad (7-133)$$

$$\mathbf{p_z = 50,3 \text{ MPa} \leq p_{Dz} = 80 \text{ MPa}} \quad (7-134)$$

Kde: p_z [MPa] tlak v závitu
 $p_{Dz} = 80$ [MPa] dovolený tlak v závitu
 $Q_{1(2)}$ [N] maximální vnitřní provozní síla ve šroubu 2. řady
 d_2 [mm] střední průměr závitu
 m_z [mm] délka zašroubované části závitu
 P_z [mm] rozteč závitu

7.4.11. Kontrola tlaku v dosedací kuželové ploše šroubu

I v případě, že je použit šroub s kuželovou dosedací hlavou, je možné použít podle zažité konvence kontrolu na měrný tlak jednoduchým způsobem s uvažováním kontaktní plochy odpovídající průmětu kuželové plochy.

$$\bar{p} = \frac{Q_{1(2)}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{H1}^2}{4} - \frac{D_D^2}{4} \right)} \leq \bar{p}_D \quad (7-135)$$

$$\bar{p} = \frac{5\,741,3}{\pi \cdot \left(\frac{9,43^2}{4} - \frac{6^2}{4} \right)} \quad (7-136)$$

$$\bar{p} = 138,1 \text{ MPa} \leq \bar{p}_D = 180 \text{ MPa}$$

Kde: \bar{p} [MPa] střední normálový tlak

$Q_{1(2)}$ [N] maximální vnitřní provozní síla ve šroubu 2. řady

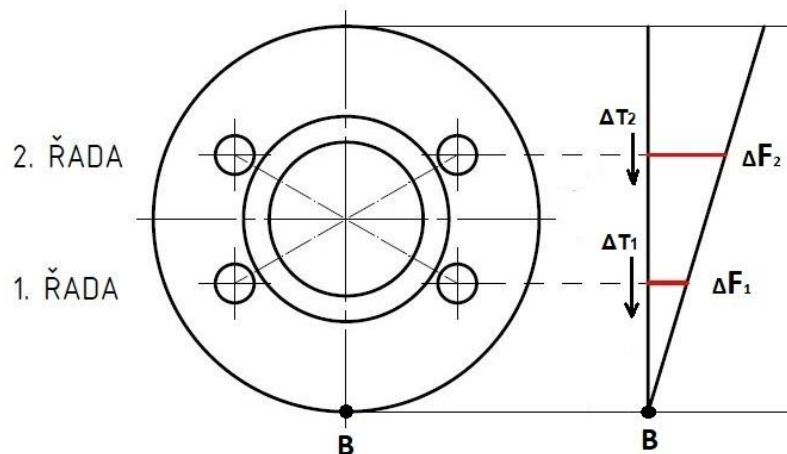
D_{H1} [mm] průměr hlavy šroubu

D_D [mm] průměr díry pro šroub

7.4.12. Kontrola skupinového šroubového spoje na příčnou sílu

Šroubový skupinový spoj je zatížen příčnou silou $F_P = 196,2$ N. Dále mohou psát obecnou rovnici únosnosti svěrného spoje. Třecí síla F_{TR} je znázorněna na Obr. 7-6.

$$F_{TR} \geq k \cdot F_P \quad (7-137)$$



Obr. 7-6 Umístění příčné síly

Pro výpočet třecí síly je zapotřebí nejdříve vypočítat maximální vnitřní provozní sílu ve šroubu 1. řady $Q_{1(1)}$.

$$F_{2(1)} = \frac{c_2}{c_1 + c_2} \cdot \Delta F_1 \quad (7-138)$$

$$F_2 = \frac{1\,165\,576,4}{194\,939,1 + 1\,165\,576,4} \cdot 224,14 \quad (7-139)$$

$$\mathbf{F_2 = 192\,N}$$

$$Q_2 = Q_0 - F_{2(1)} \quad (7-140)$$

$$Q_2 = 5\,677,1 - 192 \quad (7-141)$$

$$\mathbf{Q_2 = 5\,485,1\,N}$$

Kde: $Q_{2(1)}$ [N] provozní předpětí šroubu 1. řady
 Q_0 [N] osové předpětí šroubového spoje
 $F_{2(1)}$ [N] odlehčující síla DESKU 1 v části l_{D1b} působící na šrouby ve 1. řadě
 c_1 [N/mm] poddajnost přitěžovaných součástí
 c_2 [N/mm] poddajnost odlehčovaných součástí
 ΔF_2 [N] přitížení šroubů ve 2. řadě

Výpočet třecí síly $F_{TŘ}$:

$$F_{TŘ} = 2 \cdot (\Delta T_1 + \Delta T_2) \quad (7-142)$$

$$F_{TŘ} = 2 \cdot f(Q_{2(1)} + Q_{2(2)}) \quad (7-143)$$

$$F_{TŘ} = 2 \cdot 0,15 \cdot (5485,1 + 5293) \quad (7-144)$$

$$\mathbf{F_{TŘ} = 3\,233,4\,N}$$

Kde: $F_{TŘ}$ [N] třecí síla
 ΔT_1 [N] třecí síla v 1. řadě šroubů
 ΔT_2 [N] třecí síla v 2. řadě šroubů
 $Q_{2(1)}$ zbytkové provozní předpětí šroubu v 1. řadě
 $Q_{2(2)}$ zbytkové provozní předpětí šroubu ve 2. řadě

Výsledný součinitel bezpečnosti skupinového šroubového spoje při přenosu příčné síly F_P :

$$k_T = \frac{F_{TŘ}}{F_P} \quad (7-145)$$

$$k_T = \frac{3\,233,4}{196,2} \quad (7-146)$$

$$\mathbf{k_T = 16,5}$$

Kde: k_T [-] bezpečnost skupinového šroubového spoje k příčné síle F_M
 $F_{TŘ}$ [N] třecí síla
 F_P [N] příčná síla

7.4.13. Zhodnocení skupinového šroubového spoje

Byly vypočteny všechny potřebné kontroly skupinového šroubového spoje. Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že navržený šroubový spoj vyhovuje s dostatečnou bezpečností. Dále tlaky v závitu šroubu i pod kuželovou hlavou šroubu vyhovují oproti maximálnímu dovolenému tlaku. V následující Tab. 7-5 jsou shrnuté výsledky skupinového šroubového spoje.

Tab. 7-5 Výsledné hodnoty skupinového šroubového spoje

Bezpečnost šroubového spoje	k	[-]	1,34
Bezpečnost spoje proti příčné síle	k_{τ}	[-]	16,5
Tlak v závitu šroubu	p_z	[MPa]	50,3
Tlak v kuželové dosedací ploše šroubu	\bar{p}	[MPa]	138,1

8. Výpočet metodou konečných prvků MKP

V této kapitole je popsán výpočet metodou konečných prvků MKP a aplikace této metody pro zvolený komponent pásového dopravníku.

Metoda konečných prvků, zkráceně MKP, je numerický nástroj, pro simulaci průběhu napětí, deformací, proudění tepla, vlastních frekvencí a dalších jevů na vytvořeném modelu. Velkou výhodou této metody je výpočet napětí nebo deformací u tvarově složitých součástí, které bychom jednoduchými metodami pružnosti a pevnosti nedokázali spočítat, popřípadě bychom museli výpočet velmi zjednodušit a tím zneprěsnit výsledek. Pomocí této metody můžeme provést počítačovou simulaci před výrobou prototypu. Tímto postupem lze optimalizovat tvar součástí s ohledem na využitý materiál.

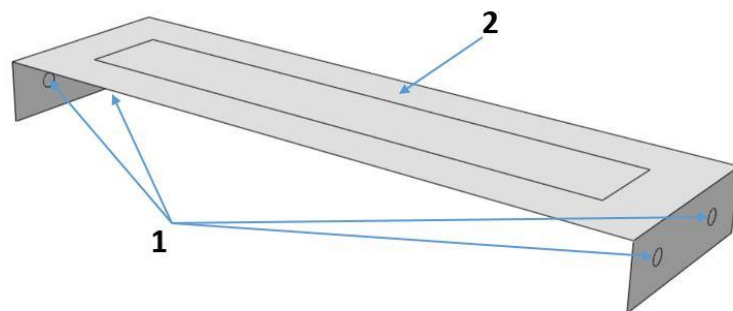
Celý princip této metody spočívá v diskretizaci celé součásti na konečný počet elementů a hledané veličiny (napětí, deformace aj.) jsou počítány právě v uzlových bodech sítě, která je vytvořena ze zmíněných elementů.

První zmínky o této metodě můžeme najít již v roce 1941 u ruského konstruktéra Alexandra Pavloviche Hrennikoffa, který je považován za zakladatele této metody. Největšího rozmachu se tato metoda dočkala až při příchodu počítačové techniky.

8.1. Výpočet pomocí MKP kluzné desky

Pro výpočet pomocí metody konečných prvků jsem zvolil ložní profil dopravního pásu – kluznou desku. Pro zjednodušení je počítána samotná součást. Výpočet sestavy je pro požadavky tohoto výpočtu zbytečně složitý. Z výpočtu statické úlohy očekávám pouze výsledek průběhu napětí a průběh deformace desky pro zhodnocení, případně optimalizaci tloušťky plechu. Konstrukční profily jsem také nevolil jako vhodné objekty pro zkoumání pomocí MKP, protože jsou profily nakupované a podle katalogu jsou velikosti profilů doporučované k danému zatížení. Z těchto vypsaných důvodů jsem proto zvolil výpočet kluzné desky.

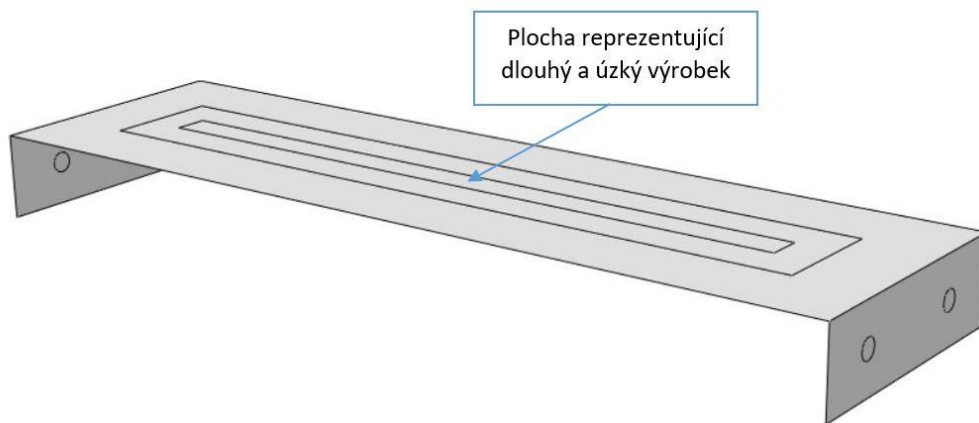
Jedná se o strukturální statický výpočet již zmíněné kluzné desky, která je uložena v plochách 1 šrouby a na ploše 2 je podepřena s nosným rámem (viz Obr. 8-1). U výpočtu se omezím na nejhorší možnou variantu zatížení.



Obr. 8-1 Uložení kluzné desky

Toto zatížení bude největší u nejkratšího vyráběného dopravníku, který bude pouze 500 mm a maximální celkové zatížení kluzné desky bude požadovaných 60 kg. Pro výpočet budu uvažovat minimální šířku dopravního pásu 100 mm a maximální šířku dopravního pásu 600 mm.

Pro zatížení jsem předpokládal nejhorší možné zatížení, které by vyvolal velmi úzký a dlouhý výrobek. Tento uvažovaný výrobek reprezentuje označená plocha na Obr. 8-2.



Obr. 8-2 Zatížení kluzné desky do ploch reprezentující výrobek

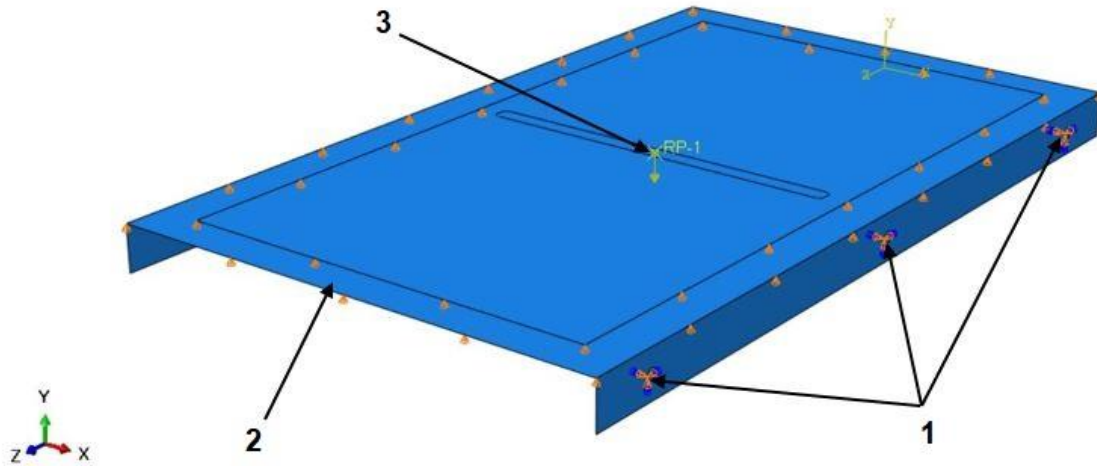
Z tohoto důvodu jsem očekával pouze přibližné hodnoty maximálního napětí a maximální deformace kluzné desky, protože rozložení zatížení nikdy nebude ideální, jako ve výpočetním modelu. Vzhledem k tvaru lze očekávat vznik špičkových napětí. V reálném stavu však napomůže rozložení tlaku na pás, který utlumí kontakt i skutečný neostrý tvar dopravovaného materiálu. Ze získaných zkušeností mého vedoucího práce vím, že kluzné desky o níže uvedených výpočetních tloušťkách se v praxi používají i pro vyšší maximální zatížení kluzné desky, a proto je zjednodušení výpočetního modelu přijatelné a případné nepřesnosti nebudou zásadní.

8.1.1. Analýza kluzné desky o šířce 600 mm

Materiál kluzné desky jsem zvolil nerezovou ocel s Youngovým modulem pružnosti v tahu $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$, Poissonovým číslem $\mu = 0,3$ a maximálním dovoleným napětím $\sigma_D = 200 \text{ N/mm}^2$.

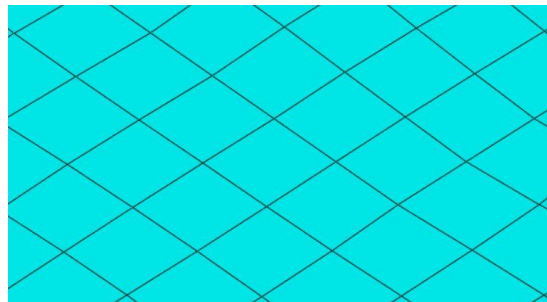
Pro tuto analýzu jsem uložil desku v pozici 1 šrouby. Zvolil jsem vazbu, která zachytí pohyby v ose x , y a z . Dále tato vazba zakáže rotaci kluzné desky kolem osy x , y a z . V ploše pod pozicí 2 je kluzná deska uložena na 3M oboustranné lepicí pásce, a proto je zde vazba, která zachytí pohyb v ose y . Ostatní pohyby jsou v rámci úlohy na pozici 2 povolené, což nám dovolí případný malý smyk kluzné desky po 3M oboustranné lepicí pásce. Dále je deska zatížena maximálním možným zatížením, které vyplývá ze zadání, které je 60 kg. Deska je zatížena silou,

která je konstantně rozložená do celé plochy, označená pozicí 3, reprezentující výrobek. Na Obr. 8-3 jsou vidět jednotlivé pozice a uložení kluzné desky.



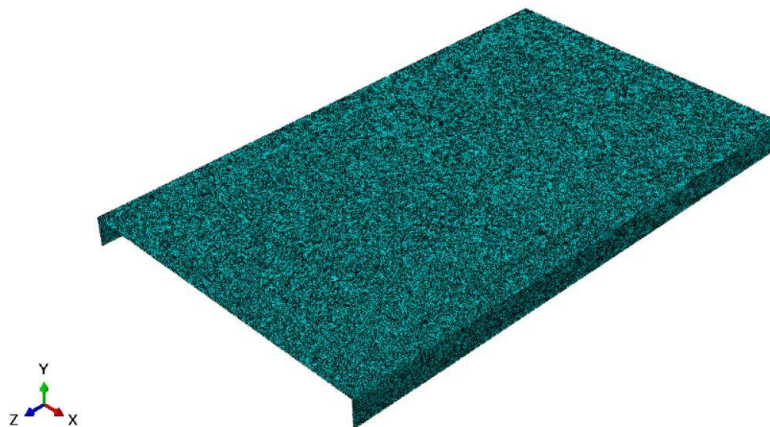
Obr. 8-3 Uložení a zatížení kluzné desky o šířce 600 mm

Síť pro následný výpočet je tvořena čtvercovými elementy (viz Obr. 8-4). Rozměr sítě (délka strany čtverce) je stanven na 1,5 mm., po tloušťce plechu je pět elementů.



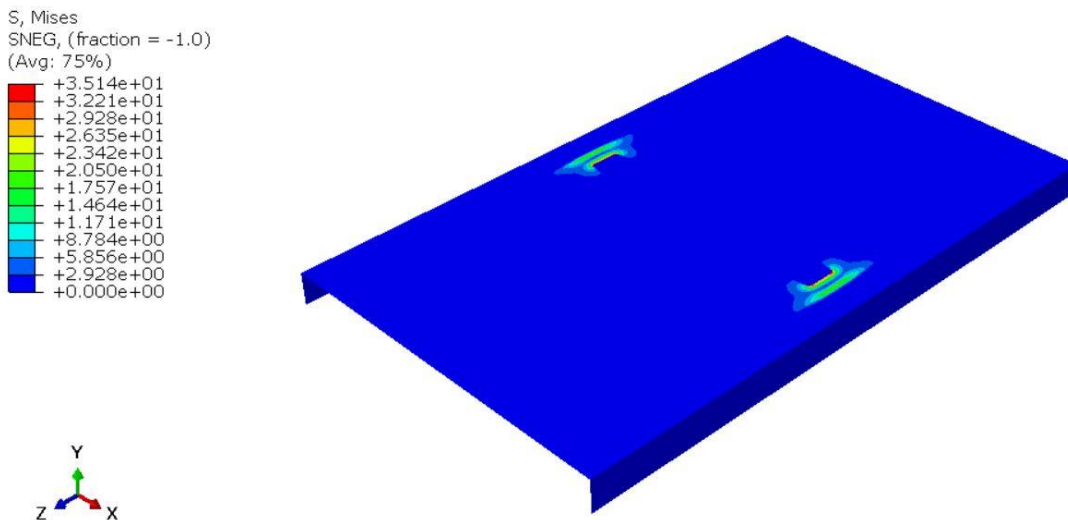
Obr. 8-4 Síť tvořená čtverci o velikosti 1,5 mm

Po výpočtu sítě je síť tvořena ze 137 628 elementů. Síťovaná deska je vidět na Obr. 8-5.

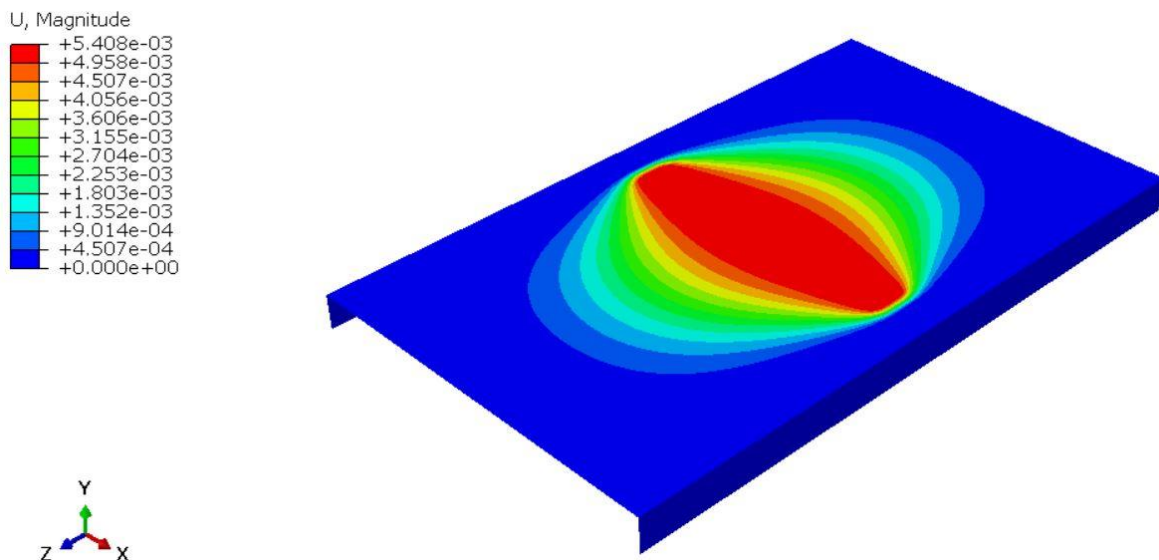


Obr. 8-5 Vysíťovaná kluzná deska o šířce 600 mm

Jako první variantu jsem uvažoval kluznou desku o tloušťce 3 mm. Tato deska se jevila pro použití jako nejvhodnější. Velkou výhodou 3 mm kluzné desky je její tuhost při montáži kluzné desky. Další výhodou jsou její malé deformace oproti deskám s menší tloušťkou. Po analýze metodou MKP jsem však došel k závěru, že použití kluzné desky o tloušťce 3 mm je zbytečné, protože maximální napětí (viz Obr. 8-6), které vyšlo $\sigma = 35,2 \text{ N/mm}^2$, je oproti dovolenému napětí minimální a maximální deformace (viz Obr. 8-7), která vyšla $u = 0,0054 \text{ mm}$, je také velmi malá.



Obr. 8-6 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 3 mm

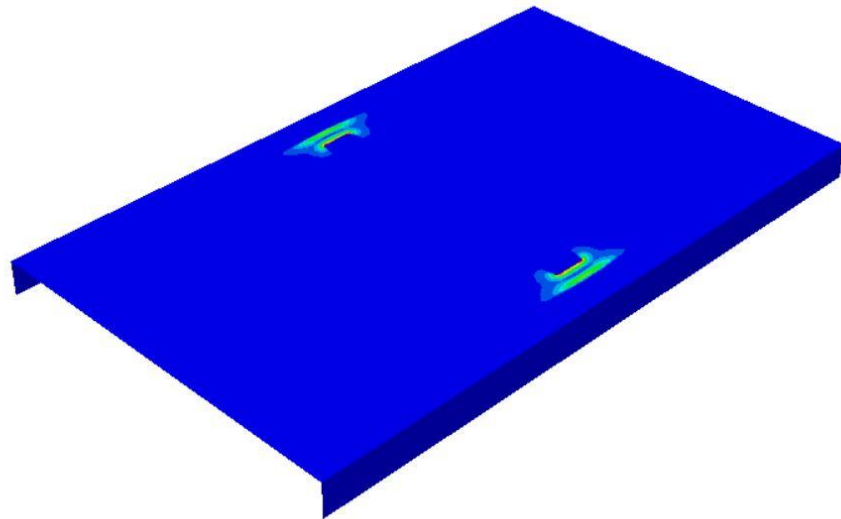
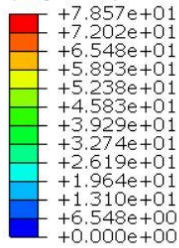


Obr. 8-7 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 3 mm

Proto jsem přešel k použití kluzné desky o tloušťce 2 mm. Z analýzy pomocí MKP jsem dospěl k závěru, že použít kluznou desku o tloušťce 2 mm je také zbytečné, protože maximální napětí (viz Obr. 8-8), které vyšlo $\sigma = 78,6 \text{ N/mm}^2$,

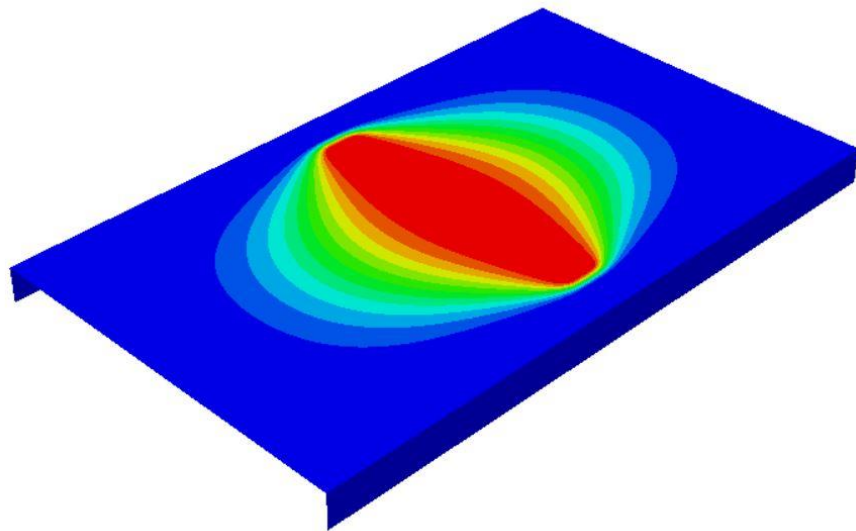
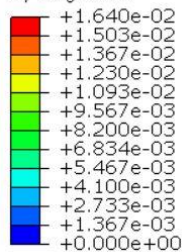
je oproti dovolenému napětí stále malé a maximální deformace (viz Obr. 8-9), která vyšla $u = 0,0164 \text{ mm}$.

S, Mises
SNEG, (fraction = -1.0)
(Avg: 75%)



Obr. 8-8 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 2 mm

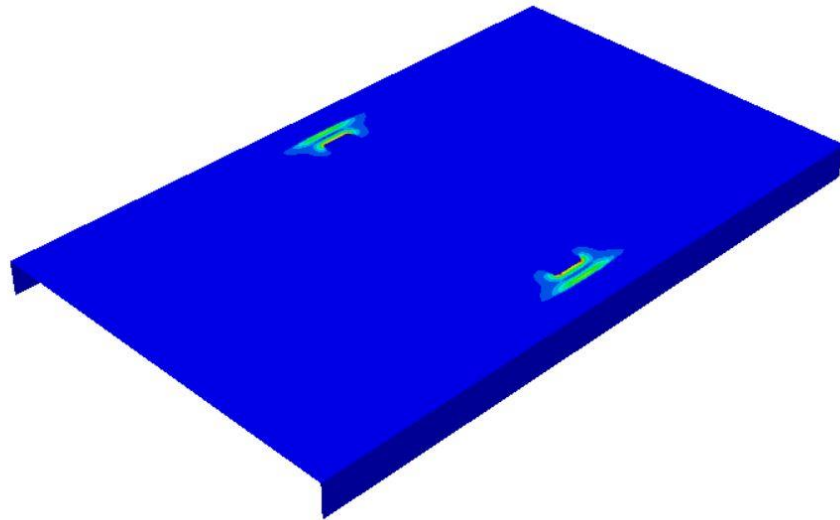
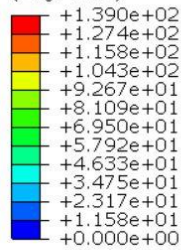
U, Magnitude



Obr. 8-9 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 2 mm

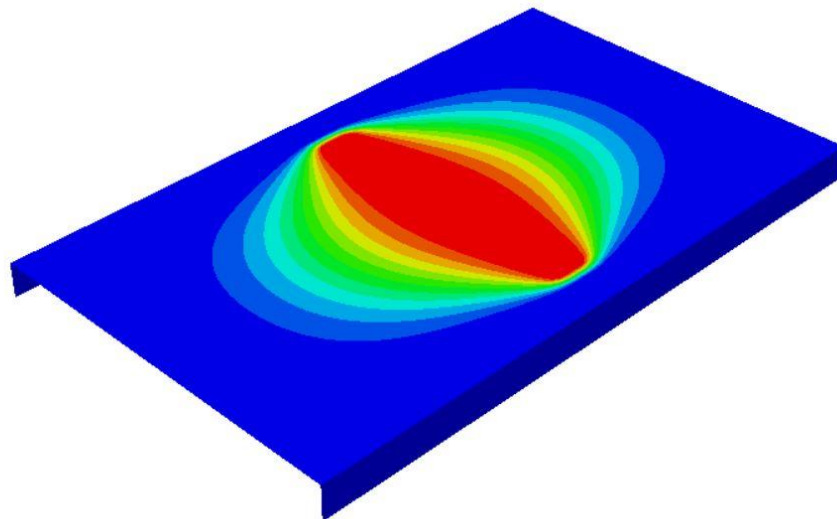
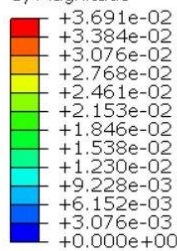
V poslední části jsem se rozhodl použít kluznou desku o tloušťce 1,5 mm. Z analýzy MKP je patrné, že maximální napětí (viz Obr. 8-10), které je přibližně $\sigma = 139 \text{ N/mm}^2$, je stále oproti dovolenému napětí menší, ale z pohledu konstrukce a ceny kluzné desky je tato varianta dostačující. Maximální deformace kluzné desky (viz Obr. 8-11) je přibližně $u = 0,0369 \text{ mm}$, což je zanedbatelná deformace kluzné desky.

S, Mises
 SNEG, (fraction = -1.0)
 (Avg: 75%)



Obr. 8-10 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 1,5 mm

U, Magnitude



Obr. 8-11 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 1,5 mm

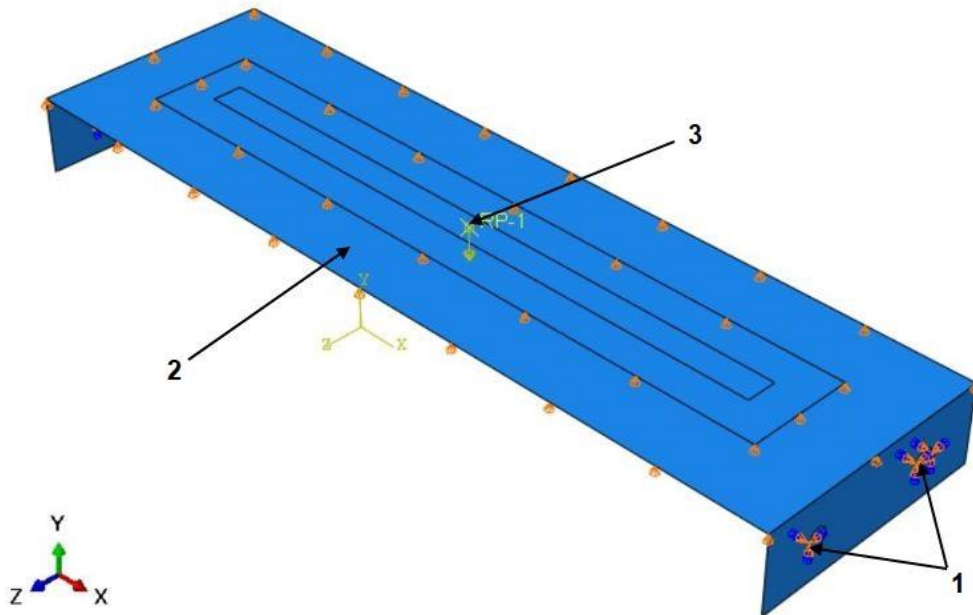
8.1.2. Analýza kluzné desky o šířce 100 mm

Tuto analýzu jsem provedl pro kontrolu minimální hraniční šíře dopravního pásu 100 mm. Z níže provedeného výpočtu vyplynulo, zda je možné pro jakoukoli šíři dopravního pásu při maximálním zatížení dopravníku 60 kg použít jednu stanovenou kluznou desku o dané síle. Materiál kluzné desky jsem zvolil nerezovou ocel s Youngovým modulem pružnosti v tahu $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$, Poissonovým číslem $\mu = 0,3$ a maximálním dovoleným napětím $\sigma_D = 200\text{ N/mm}^2$.

Pro tuto analýzu jsem uložil desku v pozici 1 šrouby. Zvolil jsem vazbu, která zachytí pohyby v ose x, y a z. Dále tato vazba zakáže rotaci kluzné desky kolem osy x, y a z. V ploše pod pozicí 2 je kluzná deska uložena na 3M oboustranné

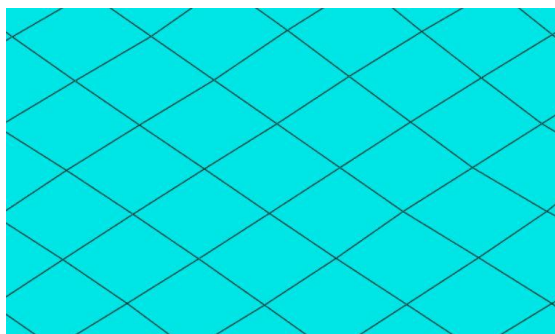
lepicí pásce, a proto je zde vazba, která zachytí pohyb v ose y. Ostatní pohyby jsou v rámci úlohy na pozici 2 povolené, což nám dovolí případný malý smyk kluzné desky po 3M oboustranné lepicí pásce. Dále je deska zatížena maximálním možným zatížením, které vyplývá ze zadání, které je 60 kg. Deska je zatížena silou, která je konstantně rozložena do celé plochy, označená pozicí 3, reprezentující výrobek. Na Obr. 8-12 jsou vidět jednotlivé pozice a uložení kluzné desky.

Síť pro následný výpočet je tvořena čtvercovými elementy (viz Obr. 8-13).



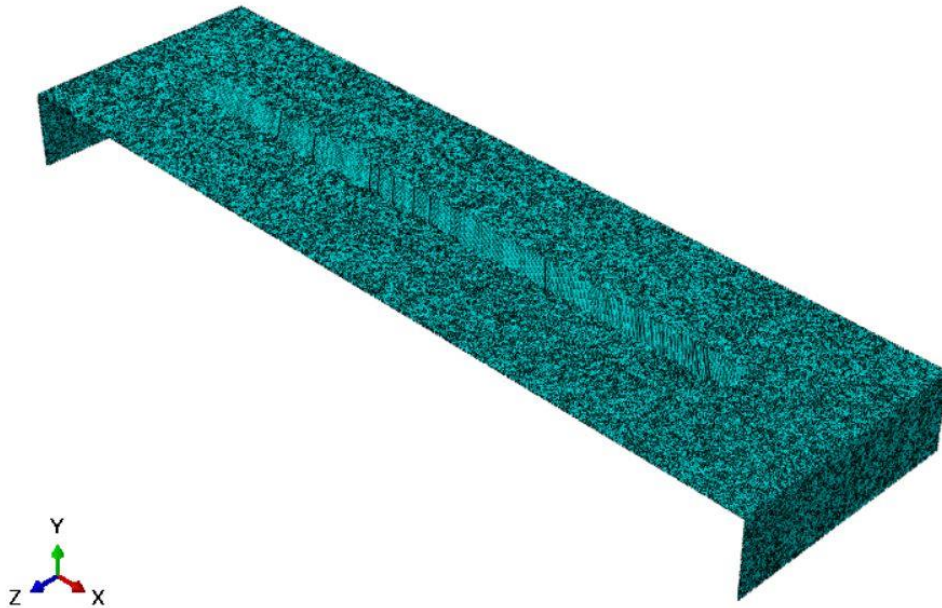
Obr. 8-12 Uložení a zatížení kluzné desky o šířce 100 mm

Rozměr sítě (délka strany čtverce) je stanoven na 0,5 mm, po tloušťce plechu je pět elementů.



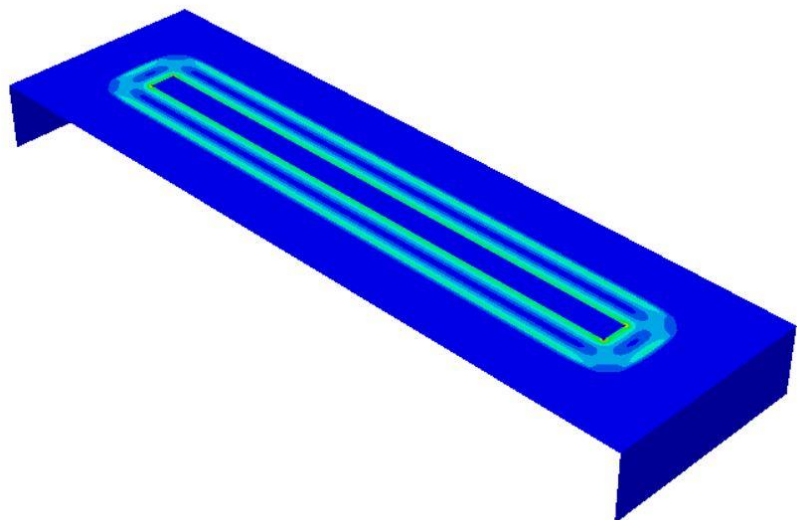
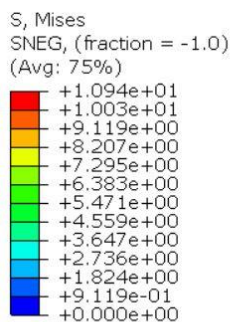
Obr. 8-13 Síť tvořená čtverci o velikosti 0,5 mm

Po výpočtu sítě je síť tvořena z 212 258 elementů. Síťovaná deska je vidět na Obr. 8-14.

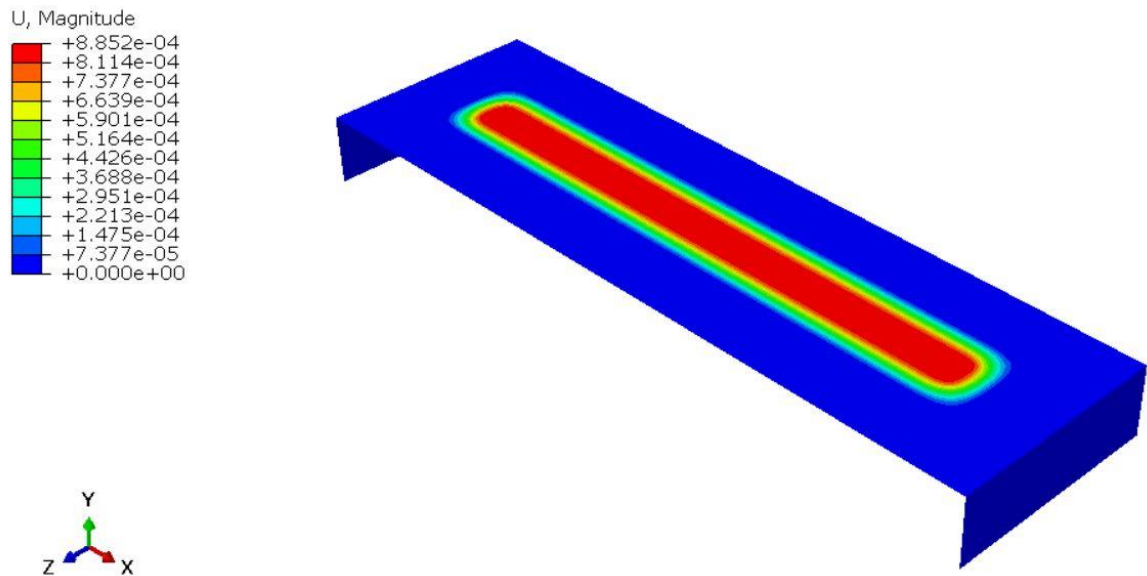


Obr. 8-14 Vysíťovaná kluzná deska o šířce 100 mm

Jako první variantu jsem uvažoval, stejně jako u varianty s pásem o šířce 600 mm, kluznou desku o tloušťce 3 mm. Po analýze metodou MKP jsem však došel k závěru, že použití kluzné desky o tloušťce 3 mm je zbytečné, stejně jako u varianty s pásem o šířce 600 mm, protože maximální napětí (viz Obr. 8-15), které vyšlo $\sigma = 10,9 \text{ N/mm}^2$, je oproti dovolenému napětí minimální a maximální deformace (viz Obr. 8-16), která vyšla $u = 0,0009 \text{ mm}$, je zanedbatelná.

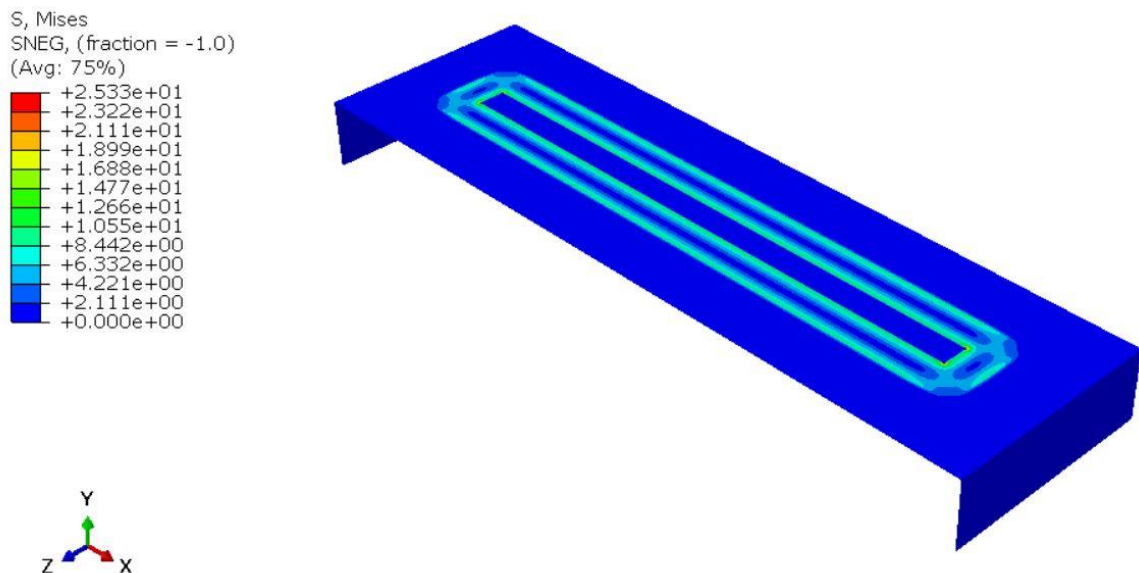


Obr. 8-15 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 3 mm

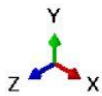
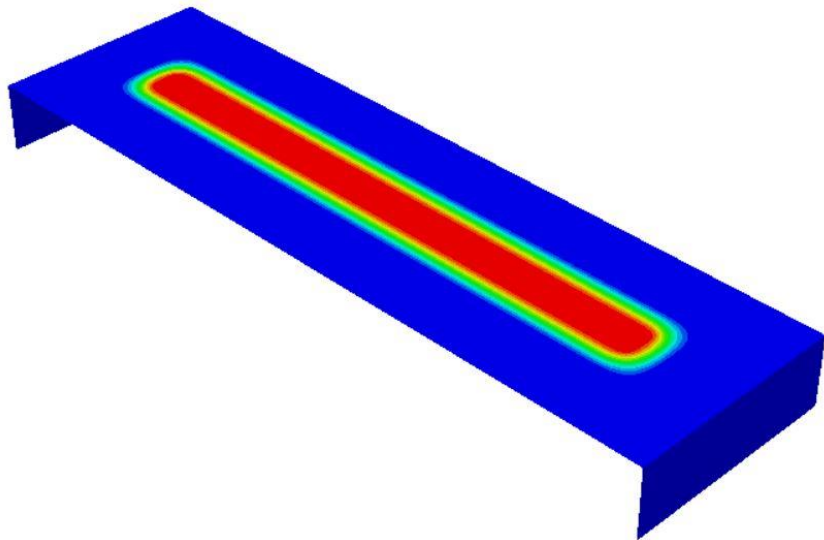
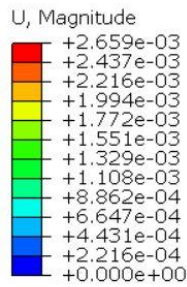


Obr. 8-16 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 3 mm

Proto jsem přešel k použití kluzné desky o síle 2 mm stejně jako při výpočtu desky o šíři 600 mm. Z analýzy pomocí MKP jsem usoudil, že použít kluznou desku o tloušťce 2 mm je také zbytečné, protože maximální napětí (viz Obr. 8-17), které vyšlo $\sigma = 25,3 \text{ N/mm}^2$, je oproti dovolenému napětí stále malé a maximální deformace (viz Obr. 8-18), která vyšla $u = 0,0027 \text{ mm}$, je zanedbatelná.

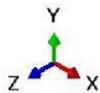
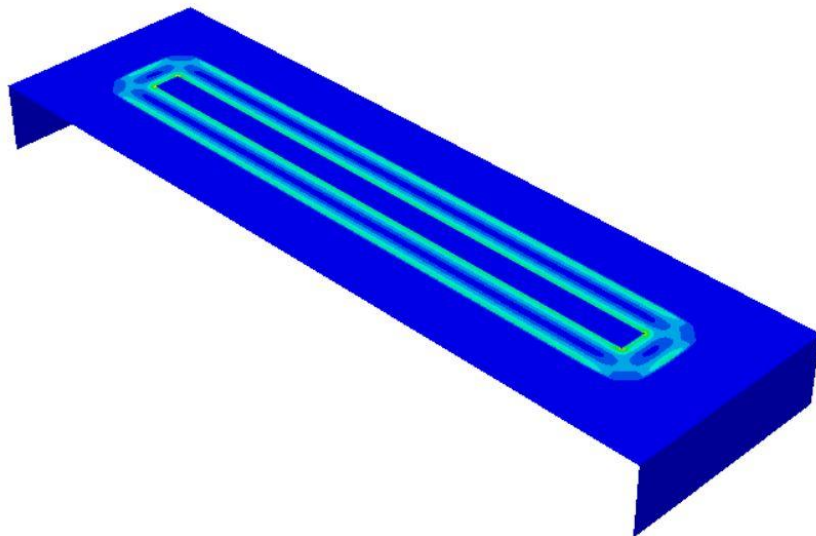
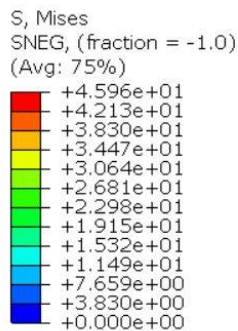


Obr. 8-17 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 2 mm

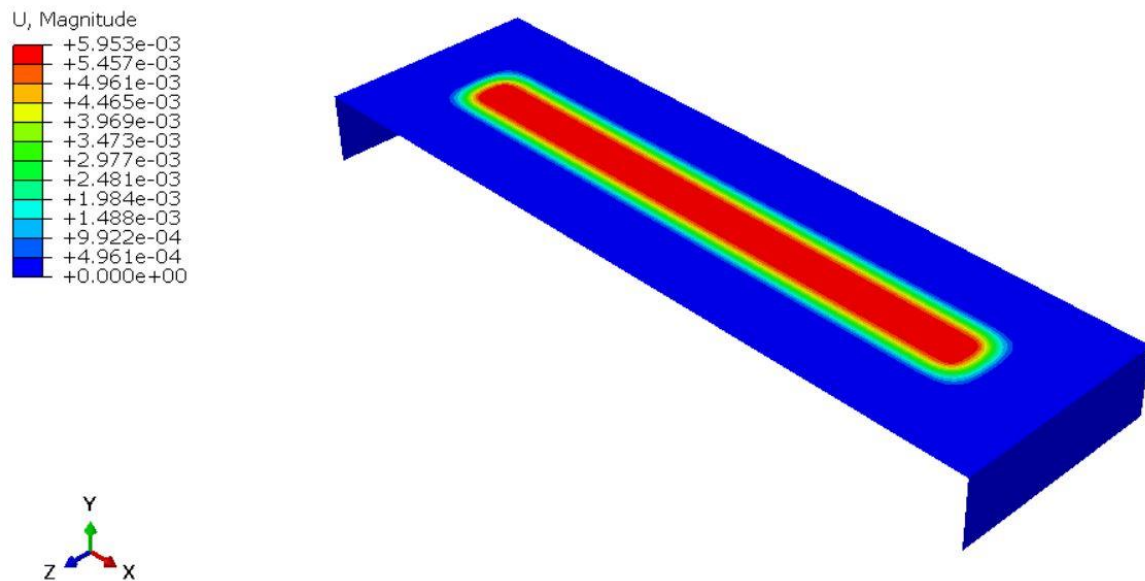


Obr. 8-18 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 2 mm

Proto jsem použil kluznou desku o síle 1,5 mm. Z analýzy MKP je patrné, že maximální napětí (viz Obr. 8-19), které je přibližně $\sigma = 46 \text{ N/mm}^2$, je stále oproti dovolenému napětí čtvrtinové, ale z pohledu konstrukce a ceny kluzné desky je tato varianta dostačující. Maximální deformace kluzné desky (viz Obr. 8-20) je přibližně $u = 0,006 \text{ mm}$, což je zanedbatelná deformace kluzné desky.



Obr. 8-19 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 1,5 mm



Obr. 8-20 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 1,5 mm

8.2. Shrnutí výsledků MKP analýzy

Z výše uvedených analýz kluzné desky vyplývá, že v nejvýhodnější je použití kluzné desky o tloušťce 1,5 mm. Pomocí MKP analýzy byly analyzovány dva nejhorší případy, které nastanou při použití nejkratšího možného dopravníku o délce 500 mm a při tloušťce dopravního pásu 100 mm nebo 600 mm. Pro tyto případy jsem provedl analýzy pomocí metody MKP. Jednotlivé výsledky jsou sepsány v následující Tab. 8-1. Výsledky obsažené v tabulce jsou zaokrouhlené. Přesnější výsledky jsou v samotných obrázcích, které jsou uvedeny výše.

Tab. 8-1 Porovnání výsledků MKP analýzy

l_{KD}	b_{KD}	t	σ	u
[mm]	[mm]	[mm]	[N/mm ²]	[mm]
500	100	3	10,9	0,000 9
		2	25,3	0,002 7
		1,5	46	0,005 9
	600	3	35,2	0,005 4
		2	78,6	0,016 4
		1,5	139	0,036 9

9. Závěr

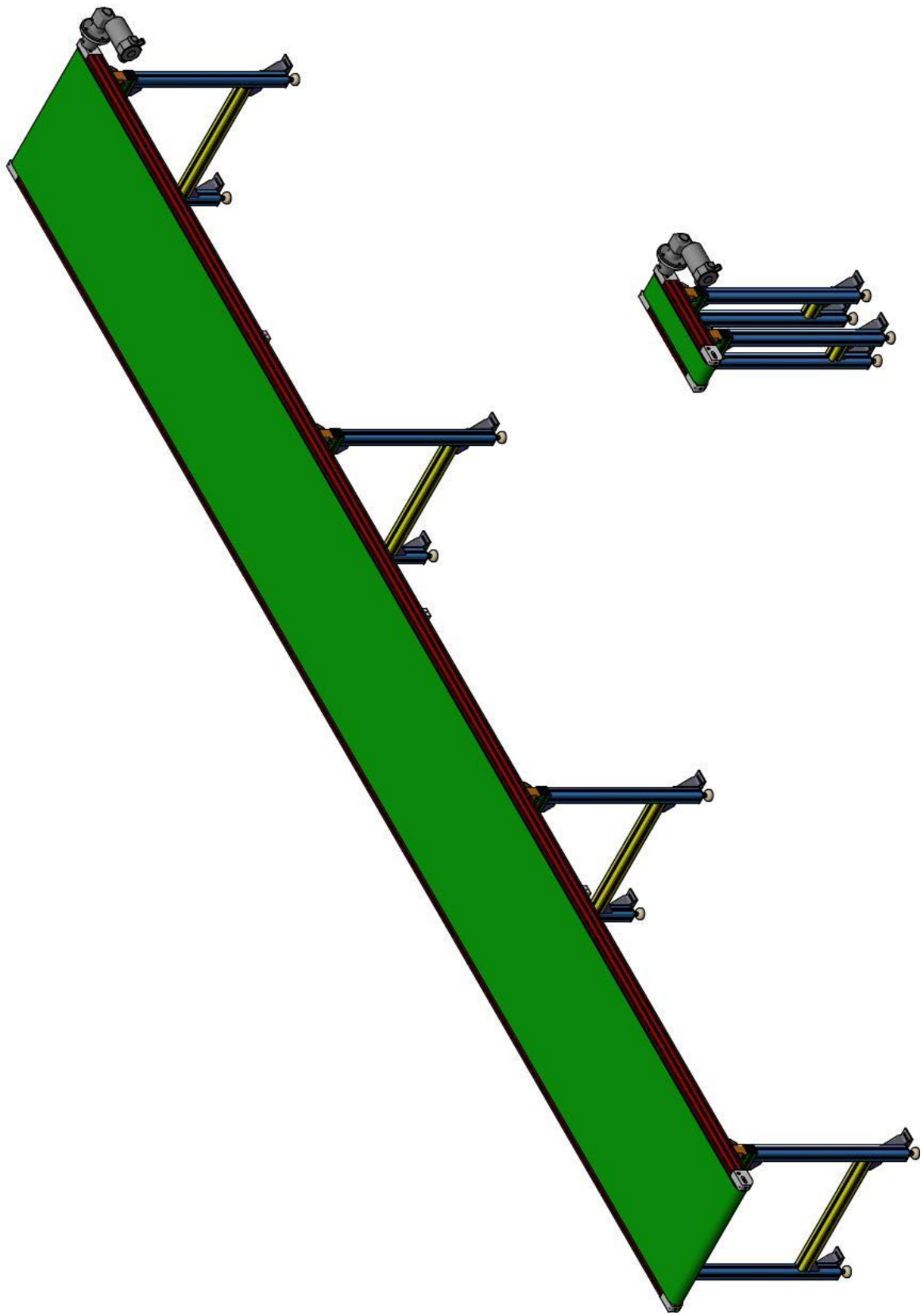
Byl zpracován parametrický návrh pásového dopravníku pro přepravu kusových dílů. Byla provedena rešeršní část, kde lze najít rozdělení dopravníků a popis jednotlivých konstrukčních prvků pásových dopravníků a jejich konstrukčních variant.

Pro zadaný rozsah parametrů jsou zpracované návrhové a kontrolní výpočty. Těmto výpočtům pak odpovídá navržené konstrukční řešení. Z této části vychází další kapitoly diplomové práce. Byli vytipováni vhodní dodavatelé komponentů pásového dopravníku. Volba nakupovaných dílů a jejich dodavatelů byla provedena s ohledem na rychlost dodání.

Model dopravníku je řešen parametricky s délkou od 500 mm do 6 000 mm a šířkou od 100 mm až 600 mm s krokem po 100 mm. Dále je dopravník navržen na požadované rychlosti od 3 m/min do 21 m/m s krokem po 3 m/min.

Konstrukce dopravníku je tvořena z unifikovaných hliníkových profilů společnosti Bosch Rexroth. Pomocí hliníkových profilů je tvořena i podpěrná konstrukce pásového dopravníku. Konstrukce je jednoduchá, ložiska, pružná spojka a patky jsou pro všechny parametry dopravníku totožné. Pohon je zvolen podle požadované rychlosti, parametricky ovlivněné díly jsou hnací a vratný buben, kluzná deska, dopravní pás, podélné a příčné nosníky z hliníkových profilů. Všechny tyto díly lze upravit ve výrobě z předem připravených polotovarů.

Model dopravníku je zpracován plně parametricky ve 3D CAD. Parametricky je zpracován také výpočet v xls. Výstup je uveden v koncepčním 2D výkresu (viz Příloha 20). Na Obr. 9-1 můžeme vidět ISO pohled na extrémní velikosti dopravníků, tj. v zadaném rozsahu největší dopravník délky 6 000 mm se šířkou pásu 600 mm a nejmenší možný dopravník délky 500 mm a šířkou pásu 100 mm.



Obr. 9-1 ISO pohled maximálního a minimálního pásového dopravníku

Použité značky

a [mm]	šířka přechodové části s pružnou hvězdici
$a_{(-50...+20^{\circ}\text{C})}$ [%]	koeficient tepelné roztažnosti
$a_{(+20...+100^{\circ}\text{C})}$ [%]	koeficient tepelné roztažnosti
A_5 [%]	prodloužení
A_{10} [%]	prodloužení
b [mm]	šířka pera
b_{KD} [mm]	šířka kluzné desky
B [mm]	šířka ložiska
B_P [mm]	šířka dopravního pásu
c_{ID1a} [N/mm]	tuhost DESKY 1 v části $ID1a$
c_{ID1b} [N/mm]	tuhost DESKY 1 v části $ID1b$
c_{ID2} [N/mm]	tuhost DESKY 2
c_s [N/mm]	tuhost šroubu
c_{sd} [N/mm]	tuhost dřívku šroubu
c_{sz} [N/mm]	tuhost závitu šroubu
c_1 [N/mm]	tuhost přitěžovaných součástí
c_2 [N/mm]	tuhost odlehčovaných součástí
C [kN]	základní dynamická únosnost
C_0 [kN]	základní statická únosnost
d [mm]	průměr hřídele
d_1 [mm]	průměr díry pro hřídel
d_{pmax} [mm]	maximální rozměr dosedací plochy mezi zvonem a pohonu
d_{pmin} [mm]	minimální rozměr dosedací plochy mezi zvonem a pohonu
d_s [mm]	vnitřní průměr pružné hvězdice
d_{sp} [mm]	střední průměr dosedací plocha mezi zvonem a elektromotorem
d_{sD} [mm]	průměr dřívku šroubu
d_w [mm]	rozměr matice
d_2 [mm]	střední průměr závitu
d_3 [mm]	průměr jádra šroubu
D [mm]	průměr hnacího bubnu
D_1 [mm]	vnější průměr pružné spojky
D_D [mm]	průměr díry pro šroub
D_{H1} [mm]	průměr hlavy šroubu
D_{H2} [mm]	průměr hlavy šroubu u dřívku
D_R [mm]	vnější průměr náhradní Rötischerovy trubky
e [-]	Eulerovo číslo, $e=2,71828$
E [N/mm ²]	modul pružnosti v tahu
E_{AL} [N/mm ²]	modul pružnosti v tahu hliníkové patky motoru
E_o [N/mm ²]	modul pružnosti v tahu ocelového šroubu

f [-]	součinitel tření
f_a [-]	součinitel tření mezi hliníkem a ocelí
f_M [-]	tření v závitu
f_o [-]	součinitel tření mezi ocelí a ocelí
F [N]	síla působící na bok pera
F_k [N]	síla, kterou vyvolá moment v místě středního průměru d_{sp}
F_M [N]	síla působící na šroubový spoj
F_N [N]	síla pro zamezení prokluzu
F_P [N]	příčná síla
F_T [N]	maximální zatížení ložisek
$F_{TŘ}$ [N]	třecí síla
F_{1s} [N]	předpětí jednoho šroubu
$F_{1\%}$ [N/mm]	síla, která prodlouží o 1 mm pás o šířce 1 %
$F_{1(2)}$ [N]	přítěžující síla působící na šrouby ve 2. řadě
$F_{2(1)}$ [N]	odlehčující síla DESKY 1 v části D_{1b} působící na šrouby ve 1. řadě
$F_{2(2)}$ [N]	odlehčující síla DESKY 1 v části D_{1b} působící na šrouby ve 2. řadě
$F_{\Delta l}$ [N]	síla, která prodlouží dopravní pás o dané šířce o 1 %
g [ms^{-2}]	tíhové zrychlení
i [-]	převodový poměr šnekové převodovky
i_z [-]	počet chodů závitu
k [-]	bezpečnost spoje k mezi kluzu
$k_m = M_A/M_N$ [-]	bezpečnost kroutícího momentu
k_T [-]	bezpečnost skupinového šroubového spoje k příčné síle F_M
l [mm]	délka pera
l_{CSN} [mm]	délka šroubu
l_d [mm]	délka dřívku šroubu
l_D [mm]	šířka spojovaného materiálu
l_{D1} [mm]	šířka desky 1
l_{D1a} [mm]	šířka přítěžované části DESKY 1
l_{D1b} [mm]	šířka odlehčované části DESKY 1
l_{D2} [mm]	délka přítěžované DESKY 2
l_{KD} [mm]	délka kluzné desky
l_z [mm]	délka závitu šroubu
l_1 [mm]	vzdálenost středu díry pro šrouby od bodu B
l_2 [mm]	vzdálenost středu díry pro šrouby od bodu B
L [mm]	celková délka pružné spojky
L_1 [mm]	délka pro uložení těsného pera
L_{max} [mm]	tolerance délky
L_{p1} [mm]	délka dopravního pásu v tažné (horní) větvi
L_{10h} [hod]	trvanlivost ložiska
L_2 [mm]	tolerance T drážky

m [kg]	zatížení dopravního pásu
m_M [kg]	hmotnost pohonu
m_z [mm]	délka zašroubované části závitu
M [Nm]	kroučící moment hnacího bubnu
M_k [Nm]	kroučící moment
M_{KK} [Nm]	utahovací moment šroubu
M_{kmax} [Nm]	maximální kroučící moment na výstupu z elektromotoru
M_o [Nm]	ohybový moment působící na šroubový spoj
M_u [Nm]	celkový utahovací moment
M_1 [Nm]	moment potřebný k předpětí šroubového spoje
M_2 [Nm]	třecí moment pod hlavou matice
n [min^{-1}]	mezní (maximální) otáčky
n_1 [min^{-1}]	otáčky elektromotoru
n_2 [min^{-1}]	otáčky hnacího bubnu
N [N]	normálová síla, která se rovná maximálnímu zatížení dopravního pásu
p [MPa]	tlak působící na bok pera
\bar{p} [MPa]	střední normálový tlak
p_{dov} [MPa]	dovolený tlak pro pevnostní kontrolu
p_{k1} [MPa]	kontaktní tlak na ploše mezi zvonem a přírubou motoru
p_{k2} [MPa]	kontaktní tlak na ploše mezi zvonem a přírubou zvonu
p_z [MPa]	tlak v závitu
p_{Dz} [MPa]	dovolený tlak v závitu
P [kW]	výkon elektromotoru
P_z [mm]	rozteč závit
Q_o [N]	osové předpětí šroubového spoje
$Q_{1(2)}$ [N]	maximální vnitřní provozní síla ve šroubu 2. řady
$Q_{2(1)}$ [N]	provozní předpětí šroubu 1. řady
$Q_{2(2)}$ [N]	provozní předpětí šroubu 2. řady
r [mm]	poloměr hnacího (vratného) bubnu
$R_{p0,2}$ [Nmm^{-2}]	mez kluzu
R_m [Nmm^{-2}]	pevnost v tahu
$R_{STŘ}$ [mm]	střední poloměr kuželové plochy hlavy šroubu
S [mm^2]	plocha pera
S_d [mm^2]	plocha dřívku šroubu
$S_{I_{D1a}}$ [mm^2]	plocha mezikruží mezi průměrem D_R a $D_{STŘ}$
$S_{I_{D1b}}$ [mm^2]	plocha mezikruží mezi D_R a D_D
$S_{I_{D2}}$ [mm^2]	plocha mezikruží mezi průměrem D_R a D_2
S_{p1} [mm^2]	kontaktní plocha mezi zvonem a přírubou motoru
S_{p2} [mm^2]	kontaktní plocha mezi zvonem a přírubou zvonu

S_z [mm ²]	plocha závitu šroubu
S_3 [mm ²]	plocha jádra šroubu
t [mm]	tloušťka kluzné desky
t_1 [mm]	část výšky pera, které vyčnívá z drážky pro pero v hřídeli
T [N]	celková síla (odpor) vyvolaná zatížením pásu
T_1 [N]	tahová síla působící v horní větvi dopravního pásu
T_2 [N]	tahová síla působící v dolní větvi dopravního pásu
u [mm]	maximální deformace
v [m/min]	rychlost dopravního pásu
W_k [mm ³]	průřezový modul v krutu
x [mm]	pracovní prodloužení dopravního pásu způsobené výrobky
x_M [mm]	vzdálenost těžiště elektromotoru od šroubového spoje
x_p [mm]	prodloužení dopravního pásu po předeprnutí
α [rad]	úhel opásání dopravního pásu na bubnu
α_{HMH} [-]	koeficient pro výpočet redukovaného napětí pomocí hypotézy HMH
α_R [°]	úhel sklonu kuželové plochy hlavy šroubu
α_{red} [-]	koeficient pro výpočet red. napětí pomocí hypotézy τ_{max}
β [°]	úhel boku závitu
β_n [°]	úhel boku závitu v normálovém řezu
γ [°]	úhel stoupání závitu
ΔF_1 [N]	přetížení šroubů v 1. řadě
ΔF_2 [N]	přetížení šroubů v 2. řadě
ΔT_1 [N]	třecí síla v 1. řadě šroubů
ΔT_2 [N]	třecí síla v 2. řadě šroubů
η [-]	účinnost
μ [-]	součinitel tření mezi bubnem a pásem
μ_a [-]	Poissonovo číslo
σ [N/mm ²]	maximální napětí
σ_{red} [N/mm ²]	redukované napětí
σ_t [N/mm ²]	tahové napětí ve šroubu
τ_k [N/mm ²]	napětí v krutu
τ_s [N/mm ²]	napětí ve smyku
τ_{SDOV} [N/mm ²]	maximální dovolené napětí ve smyku
φ' [°]	třecí úhel v závitu

Použité zdroje

- [1] SKŘIVÁNEK, Petr. *Šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník* [online]. Plzeň, 2014. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/12514/1/bp_skrivanek_komplet.pdf. Bakalářská práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce Prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.
- [2] *Transport Of Bulk Materials By Conveyor Dates Back To 1795* [online]. Dostupné z: <https://www.themhedajournal.org/2004/07/15/transport-of-bulk-materials-by-conveyor-dates-back-to-1795/>
- [3] ČERNOCH, Josef. *Pásový dopravník* [PDF soubor]. Brno, 2008, Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.
- [4] Jílek, Vladimír, Líbal, Vladimír a Remta, František. *Manipulace s materiálem*. Vyd. 3. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980.
- [5] BIROŠČÁKOVÁ I. *DOPRAVNÍ STROJE A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ* [PDF soubor]. 2013. Dostupné z: http://www.sps-vitkovice.cz/texty/texty/STR/STR_4_Dopravn%C3%AD%20stroje%20a%20manipula%C4%8Dn%C3%AD%20za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD-UT_PL.pdf
- [6] HABERKORN [online]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/>
- [7] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1983.
- [8] DRAŽAN, František a Karel JERÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1979. Česká matice technická.
- [9] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Transportní zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. Řada strojírenské literatury.
- [10] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. *Teoretické základy transportních zařízení*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1976. Řada strojírenské literatury.
- [11] *Unitrade* [online]. Dostupné z: <http://www.unitradeba.sk/dopravniky-prenajom.php>
- [12] *BBV* [online]. Dostupné z: <http://www.bvv.cz/techagro/techagro-2012/grand-prix/prihlasene-exponaty-grand-prix-techagro-2012/>
- [13] *Verva-Tech s.r.o.* [online]. Dostupné z: <http://www.verva-tech.cz/produkty/pasove-dopravniky/pasovy-dopravnik-pd-fve-d01>
- [14] *EASY CONVEYORS* [online]. Dostupné z: <http://www.easy-conveyors.com/en/products/content-eps-belt-conveyors.html>
- [15] *SKF CZ, a.s.* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>

- [16] *MayTec Aluminium Systemtechnik GmbH* [online]. Dostupné z: <http://www.maytec.de/>
- [17] *Laipple / Brinkmann GmbH* [online]. 2015. Dostupné z: <http://www.laipple-keb.de/>
- [18] *Interroll Group* [online]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/cs/>
- [19] *STZ - servis a.s.* [online]. Dostupné z: <http://www.stzservis.cz/Default.aspx?refertype=menuitem&itemid=10031>
- [20] KVITA, Josef. *Pásový dopravník* [online]. Brno, 2013. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=658 1. Bakalářská práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. Martin Jonák.
- [21] *COLLINO COSTRUZIONI SRL* [online]. Dostupné z: <http://www.collinocostruzioni.com/en/product/conveyor-for-wood-chips-and-wood-pellets/>
- [22] *VVV MOST spol. s.r.o.* [online]. Dostupné z: <http://vvhmost.cz/koreckove-dopravniky/>
- [23] Ing. BOBOK, Jiří., *KONSTRUKCE A SPOJOVÁNÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ* [online]. 10(1), 16. Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/38_2015/Bobok.pdf
- [24] *Syskomp GmbH* [online]. Dostupné z: <http://www.syskomp.de/de>
- [25] *Automa: Časopis pro automatizační techniku* [online]. Dostupné z: http://automa.cz/cz/casopis-clanky/zavesne-dopravniky-ve-vyrobe-televizoru-2007_07_34015_588/
- [26] PALÁT, Hynek. *Spoje hřídele s nábojem tvarovým stykem*. Opava: Střední škola průmyslová a umělecká, Opava, příspěvková organizace, Praskova 399/8, Opava, 746 01, 2012.
- [27] *ELESA+GANter CZ s.r.o.* [online]. [cit. 2018-03-26]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/>
- [28] *SKF CZ a.s.* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [29] *Bosch Rexroth, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2018-03-07]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/home/index>
- [30] *Bronzové vodící prvky nahrazuje sintrovaná ocel*. VMM s.r.o. [online]. 2017 [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: <https://www.vmm.cz/bronzove-vodici-prvny-nahrazuje-sintrovana-ocel>
- [31] *Spindelhubgetriebe* [online]. Lustenau, Rakousko: ZIMM Maschinenelemente GmbH + Co, 2017 [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: http://betz.cz/download_soubory/zimm_screw_jack_systems_2013_E.pdf



- [32] *Elektromotory Moravec s.r.o.* [online]. [cit. 2018-03-15]. Dostupné z:
<http://www.elektromotory.net/siemens/1400-ot-min-1-1/1le1003-0db2-0-55kw-1440ot.html>
- [33] *E-konstruktor* [online]. [cit. 2018-03-15]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [34] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulka 1*. Radimova 37/50, 169 00, Praha 6: Scientia, spol., 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [35] *GUMEX* [online]. 2015. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/>

Seznam obrázků

Obr. 3-1 Pásový dopravník na vytžený materiál [1].....	10
Obr. 3-2 Dopravník pro přepravu pytlů [1].....	10
Obr. 3-3 Podvěsný dopravník [25]	12
Obr. 3-4 Modulární dopravník [6].....	12
Obr. 3-5 Stabilní dopravník [12]	13
Obr. 3-6 Pojízdny dopravník [13]	13
Obr. 3-7 Přenosný dopravník [11]	13
Obr. 3-8 Vodorovný dopravník [7].....	14
Obr. 3-9 Šikmý dovrchní dopravník [7].....	14
Obr. 3-10 Šikmý úpadní dopravník [7].....	14
Obr. 3-11 Lomený konvexní dopravník [7]	14
Obr. 3-12 Lomený konkávní dopravník [7]	14
Obr. 3-13 Schéma pásového dopravníku [14]	15
Obr. 3-14 Hnací buben s pogumovaným drážkováním	16
Obr. 3-15 Buben s klínovou drážkou	16
Obr. 3-16 Zjednodušený kuželový tvar bubnu.....	16
Obr. 3-17 Naklápěcí kuličkové ložisko [15]	17
Obr. 3-18 Soudečkové ložisko [15]	17
Obr. 3-19 Pozice elektromotoru [6].....	17
Obr. 3-20 Pásový dopravník e elektrobubnem [13]	18
Obr. 3-21 Elektrobuben [13].....	18
Obr. 3-22 Vratný buben [18]	19
Obr. 3-23 Spojování hliníkových profilů [29]	19
Obr. 3-24 Drážka profilu a hlava šroubu [29]	19
Obr. 3-25 Obdélníkový profil [29].....	20
Obr. 3-26 L profil [29]	20
Obr. 3-27 Čtyřdrážkový čtvercový profil [29]	20
Obr. 3-28 Třídrážkový čtvercový profil [29].....	20
Obr. 3-29 Řez dopravním pásem s kostrou [19]	23
Obr. 3-30 Plochý pás [13]	23
Obr. 3-31 Pás s žebry [21].....	23
Obr. 3-32 Pás s korečky [22]	23
Obr. 3-33 Kloubové mechanické spojení [23].....	24
Obr. 3-34 Pevné mechanické spojení [23]	24
Obr. 3-35 Tažné uspořádání [24]	25
Obr. 3-36 Tlačné uspořádání [24]	26
Obr. 4-1 Tahové síly v dopravním páse za pohybu	29
Obr. 4-2 Rozložení tlakové síly v dopravním páse	30
Obr. 4-3 Konstantní rozložení síly T_1	30
Obr. 4-4 Spojité zatížení dopravníku	33
Obr. 4-5 Graf závislosti účinnosti elektromotoru na převodovém poměru elektromotoru	35
Obr. 5-1 Rozpad sestavy navrženého dopravníku	37
Obr. 5-2 Řez hnacím bubnem a jeho uložením	38
Obr. 5-3 Řez vratným bubnem a jeho uložením	39
Obr. 5-4 Schéma uložení podpěrného bubnu	40
Obr. 5-5 Řez vratným bubnem a jeho uložením.....	40
Obr. 5-6 Řez modelem patky u motoru	41
Obr. 5-7 Řez modelem napínací patky.....	42
Obr. 5-8 Řez modelem zvonu	43

Obr. 5-9 Podpěrná konstrukce	44
Obr. 5-10 Spojení profilů a úhelníků [29]	45
Obr. 5-11 Rychloupínací úhlová spojka [29]	45
Obr. 5-12 Spojení kluzné desky a nosného profilu	46
Obr. 5-13 Názorné zobrazení šroubového spoje [29]	47
Obr. 5-14 Pozice profilů	47
Obr. 5-15 Způsob použití a montáže centrály šroubu [29].....	48
Obr. 5-16 Kloubová podpěra[29].....	48
Obr. 6-1 Struktura označování dopravních pásů [26]	50
Obr. 6-2 Graf závislosti účinnosti elektromotoru na převodovém poměru elektromotoru [26]	52
Obr. 6-3 Uspořádání a rozměry elektromotoru a šnekové převodovky firmy WEG [26]	53
Obr. 6-4 Elektromotor s převodovkou NMS30 [17].....	54
Obr. 6-5 Pružná spojka s drážkou pro pero a stavěcím šroubem	55
Obr. 6-6 Parametry pružné spojky KUZ-19-12-14 [31]	55
Obr. 6-7 Spojení elektromotoru s hnacím bubnem.....	56
Obr. 6-8 Ložisko 2201 E-2RS1TN9 [28]	57
Obr. 6-9 Ložisko 6000 – 2RSH [28].....	58
Obr. 6-10 Ložisko 6201 E-2RSH [28]	59
Obr. 6-11 Uložení hnacího bubnu.....	59
Obr. 6-12 Uložení vratného bubnu.....	60
Obr. 6-13 Kluzné pouzdro PPMF 101207 [28]	61
Obr. 6-14 Uložení podpěrného válce.....	61
Obr. 6-15 Rozměry těsného pera [27]	62
Obr. 6-16 Tolerované rozměry profilů [29]	62
Obr. 6-17 Tolerance přímosti profilu v podélném směru [29].....	63
Obr. 6-18 Hlavní nosný profil 30x60x60 [29]	63
Obr. 6-19 Příčný profil [29]	64
Obr. 6-20 Profil nohou 45x45L [29]	64
Obr. 6-21 Distanční profil stojné konstrukce 30x45 [29]	64
Obr. 7-1 Okótované rozměry pera a drážky pro pero [26]	65
Obr. 7-2 Kontrolovaný skupinový šroubový spoj.....	74
Obr. 7-3 Uvažované zatížení skupinového šroubového spoje	76
Obr. 7-4 Trojúhelníkový diagram "síla - deformace"	79
Obr. 7-5 Rozměry šroubového spoje	79
Obr. 7-6 Umístění příčné síly	87
Obr. 8-1 Uložení kluzné desky	90
Obr. 8-2 Zatížení kluzné desky do ploch reprezentující výrobek.....	91
Obr. 8-3 Uložení a zatížení kluzné desky o šířce 600 mm	92
Obr. 8-4 Síť tvořená čtverci o velikosti 1,5 mm	92
Obr. 8-5 Vysítovaná kluzná deska o šířce 600 mm	92
Obr. 8-6 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 3 mm	93
Obr. 8-7 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 3 mm	93
Obr. 8-8 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 2 mm	94
Obr. 8-9 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 2 mm	94
Obr. 8-10 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 1,5 mm.....	95
Obr. 8-11 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 1,5 mm	95
Obr. 8-12 Uložení a zatížení kluzné desky o šířce 100 mm	96
Obr. 8-13 Síť tvořená čtverci o velikosti 0,5 mm	96
Obr. 8-14 Vysítovaná kluzná deska o šířce 100 mm	97
Obr. 8-15 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 3 mm.....	97
Obr. 8-16 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 3 mm	98



Obr. 8-17 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 2 mm.....	98
Obr. 8-18 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 2 mm	99
Obr. 8-19 Rozložení napětí v kluzné desce o síle 1,5 mm.....	99
Obr. 8-20 Rozložení deformací na kluzné desce o síle 1,5 mm	100
Obr. 9-1 ISO pohled maximálního a minimálního pásového dopravníku	102

Seznam tabulek

Tab. 4-1 Vybrané vlastnosti dopravních pásů.....	27
Tab. 4-2 Vypočtené parametry pro zadané rychlostní spektrum	36
Tab. 6-1 Parametry PVC dopravního pásu 1M6 U0-V5.....	49
Tab. 6-2 Výběr PVC a PU pásů a odkaz na elektronickou přílohu (technický list pásu)	50
Tab. 6-3 Parametry elektromotorů a šnekové převodovky GF 132 od výrobce WEG [31].....	52
Tab. 6-4 Rozměry použitých elektromotorů od dodavatele WEG [26].....	53
Tab. 6-5 Parametry elektromotorů a šnekové převodovky NMS 30 od výrobce KEB [17]	54
Tab. 6-6 Parametry pružné spojky KUZ-19-12-14 [31]	55
Tab. 6-7 Parametry ložiska 2201 E-2RS1TN9 [28].....	57
Tab. 6-8 Parametry ložiska 6000 – 2RSH [28]	58
Tab. 6-9 Parametry ložiska 6201 E-2RSH [28].....	58
Tab. 6-10 Parametry kluzného pouzdra PPMF 101207 [28]	60
Tab. 6-11 Parametry volených těsných per	62
Tab. 7-1 Přehled životnosti ložisek v hodinách a letech	69
Tab. 7-2 Parametry šroubového spoje	75
Tab. 7-3 Rozměry šroubového spoje	80
Tab. 7-4 Určení konstant tuhosti c_1 a c_2	80
Tab. 7-5 Výsledné hodnoty skupinového šroubového spoje.....	89
Tab. 8-1 Porovnání výsledků MKP analýzy	100

Seznam příloh

- Příloha 1 – Technický list dopravního pásu 1M6 U0-V5
- Příloha 2 – Technický list dopravního pásu 2M8 U0-V5 A
- Příloha 3 – Technický list dopravního pásu 1M6 U0-V5 N
- Příloha 4 – Technický list dopravního pásu 2MT5 U0-V3 N
- Příloha 5 – Technický list dopravního pásu 2M5 U0-U2 W A
- Příloha 6 – Technický list dopravního pásu 2M8 U0-V5 FM N
- Příloha 7 – Technický list dopravního pásu 2M12 U0-V7 LG
- Příloha 8 – Technický list dopravního pásu 2M8 U0-U2 N HC
- Příloha 9 – Technický list dopravního pásu 2M5 U0-U2 A
- Příloha 10 – Technický list dopravního pásu 2M5 U0-U2 LF W A
- Příloha 11 – Technický list dopravního pásu 2M5 U0-U0 HP A
- Příloha 12 – Technický list dopravního pásu 2M5 U0-U2 HP VL blue A
- Příloha 13 – Technický list dopravního pásu 2M5 U0-U2 HP W A
- Příloha 14 – Technický list dopravního pásu 2M12 U0-U3 R A
- Příloha 15 – Technický list kuličkového ložiska 2201 E-2RS1TN9
- Příloha 16 – Technický list kuličkového ložiska 6000 – 2RSL
- Příloha 17 – Technický list kuličkového ložiska 6201 – 2RSL
- Příloha 18 – Technický list kluzného pouzdra PPMF 101207
- Příloha 19 – Technický list 3M oboustranné lepicí pásky 9088-200
- Příloha 20 – Koncepční výkres sestavy dopravníku