



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh hnací a vratné jednotky
dopravníku s ozubeným řemenem**

**Design of Drive Modul and Return Unit
of a Toothed Belt Conveyor**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Jakub STĚHULE

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

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

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Stěhule** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **457584**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh hnací a vratné jednotky dopravníku s ozubeným řemenem

Název diplomové práce anglicky:

Design of Drive Modul and Return Unit of a Toothed Belt Conveyor

Pokyny pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh hnací a vratné jednotky paletkového dopravníku s ozubeným dopravním řemenem. Konstrukci navrhnete parametricky pro zadaný rozsah parametrů. Jednotky musí splňovat požadavek kompatibility s dráhovým profilem ST2/B. Parametry šíře dopravníku jsou 160; 240; 320; 400; 480; 640; 800; 1040; 1200mm. Parametr délky dopravníku je do 6000mm. Maximální zatížitelnost dopravníku v akumulacním režimu je 60kg hmotnosti vč. palet a nosičů dílů. Rychlost je dána zvoleným typem převodovky pro rozsah od 6m/min do 18m/min. Použijte profil dopravního řemene 25T5 v provedení ESD. Stručná osnova zadání: 1. Zpracujte rešerši problematiky dostupných systémů paletkové dopravy. 2. Proveďte koncepční návrh varianty řešení. 3. Zpracujte nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. 4. Zpracujte parametricky koncepční 3D model řešení. 5. Vytvořte 2D koncepční výkres řešení s vybranými detaily.

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966; Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení III, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení IV, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2004; Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **15.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

28.5.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Návrh hnací a vratné jednotky dopravníku s ozubeným řemenem“ vypracoval sám s pomocí vedoucího práce. K vypracování jsem používal pouze literaturu uvedenou v přiloženém seznamu.

V Praze dne

.....

Jakub Stěhule



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu, panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D., za vedení, rady a vstřícnost při tvorbě diplomové práce. Dále děkuji rodině a blízkým za jejich podporu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jakub Stěhule
Název BP:	Návrh hnací a vratné jednotky dopravníku s ozubeným řemenem
Anglický název:	Design of Drive Modul and Return Unit of a Toothed Belt Conveyor
Rok:	2020
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.
Konzultanti:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 63 počet obrázků 65 počet tabulek 7 počet příloh 1
Klíčová slova:	Dopravník, paletka, ozubený řemen, nosič dílu, automatizace, hnací jednotka, vratná jednotka
Keywords:	Conveyor, pallet, transfer system, toothed belt, timing belt, workpiece carrier, automation, drive modul, return unit
Anotace:	Tato diplomová práce je zaměřena na vytvoření koncepčního řešení dopravníku s ozubeným řemenem pro paletkovou přepravu. Součástí práce je řešení zadané problematiky, koncepční řešení, základní návrhové a kontrolní výpočty a vytvoření 3D modelu a 2D výkresu soustavy.
Abstract:	This thesis is focused on design of a conceptual solution of a toothed belt conveyor for workpiece pallet transportation. The thesis includes research of the given topic, conceptual solution, basic design and verification calculations and creation of a 3D model and a 2D assembly drawing.

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Dopravníky pro paletkovou přepravu	2
2.1. Dělení dopravníků podle tažného elementu	3
2.1.1. Dopravníky s ozubeným řemenem	3
2.1.2. Dopravníky s plochým řemenem.....	5
2.1.3. Dopravníky s válečkovým řetězem	5
2.1.4. Dopravníky s destičkovým řetězem	6
2.2. Komponenty paletkových dopravníkových systémů.....	7
2.2.1. Paletky	7
2.2.2. Pohonné jednotky	8
2.2.3. Komponenty pro změnu směru pohybu paletky	8
2.2.3.1. Zatáčky	9
2.2.3.2. Příčné přejezdy	10
2.2.4. Pozicování a orientace paletky	11
2.2.5. Řídící prvky	12
2.2.5.1. Stoperý.....	12
2.2.5.2. Tlumiče	13
2.2.5.3. Senzory.....	13
2.2.6. Konstrukční profily	14
2.3. Výrobci paletkových dopravních systémů	15
2.3.1. Bosch Rexroth	15
2.3.2. Dorner Conveyors.....	16
2.3.3. Lipro.....	17
2.3.4. Schnaithmann Maschinenbau GmbH	17
3. Návrh hnací a vratné jednotky dopravníku s ozubeným řemenem.....	19
3.1. Základní parametry dopravníku	19
3.2. Koncept dopravníku	19
3.3. Ozubený řemen	20
3.3.1. Koeficient tření	20
3.3.2. Výpočet obvodové hnací síly	21
3.3.3. Stanovení předpětí v řemenech	22
3.3.4. Provozní zatížení řemene	22
3.3.5. Kontrola maximální síly v řemeni	24



3.4. Návrh pohonu	24
3.4.1. Roztečný průměr řemenice	24
3.4.2. Minimální výstupní moment motoru	25
3.4.3. Požadované otáčky a výkony na řemenici	25
3.4.4. Volba pohonu	26
3.5. Návrh hnací jednotky	27
3.5.1. Domek hnací jednotky.....	27
3.5.2. Sestavení hnací jednotky	30
3.5.3. Hnací řemenice	31
3.5.4. Napínací kladka	32
3.5.5. Převáděcí kladka	32
3.5.6. Kontrola trvanlivosti ložisek.....	33
3.6. Spojení pohonu a hnacích jednotek.....	35
3.6.1. Kontrola těsných per	36
3.6.2. Statická kontrola hřídelí.....	37
3.6.3. Kontrola šroubového spoje příruby	39
3.6.3.1. Výpočet osově síly působící na šroub.....	39
3.6.3.2. Výpočet montážního předpětí	40
3.6.3.3. Výpočet tuhostí šroubového spoje	41
3.6.3.4. Výpočet maximální provozní síly a provozního zatížení	45
3.6.3.5. Pevnostní kontrola šroubového spoje	45
3.7. Návrh vratné jednotky	47
3.8. Hliníkové profily dopravníku	48
3.9. Kluzná lišta.....	49
3.10. Podpěry rámu dopravníku	50
3.11. MKP analýza rámu dopravníku	50
3.11.1. Model pro MKP analýzu.....	50
3.11.2. Okrajové podmínky a zatížení MKP modelu	51
3.11.3. Síťování MKP modelu	52
3.11.4. Vyhodnocení MKP analýzy	53
4. Závěr.....	54
Seznam použitých zkratk a symbolů	56
Seznam použité literatury	60
Seznam obrázků	62



Seznam tabulek.....	63
Seznam příloh	63

1. Úvod

V dnešní době je trendem zjednodušovat a automatizovat výrobní procesy v průmyslu. Jedním z nástrojů, který pomáhá této modernizaci jsou paletkové dopravníky. Ty dokážou zajistit jednoduchý a kontinuální způsob přepravy produktů ve výrobě a zároveň umožňují provádění technologických operací přímo na dopravníku. Paletkové dopravníkové systémy jsou také modulární a mohou být poskládány na míru dané výrobní linky, pro kterou je dopravník navrhován.

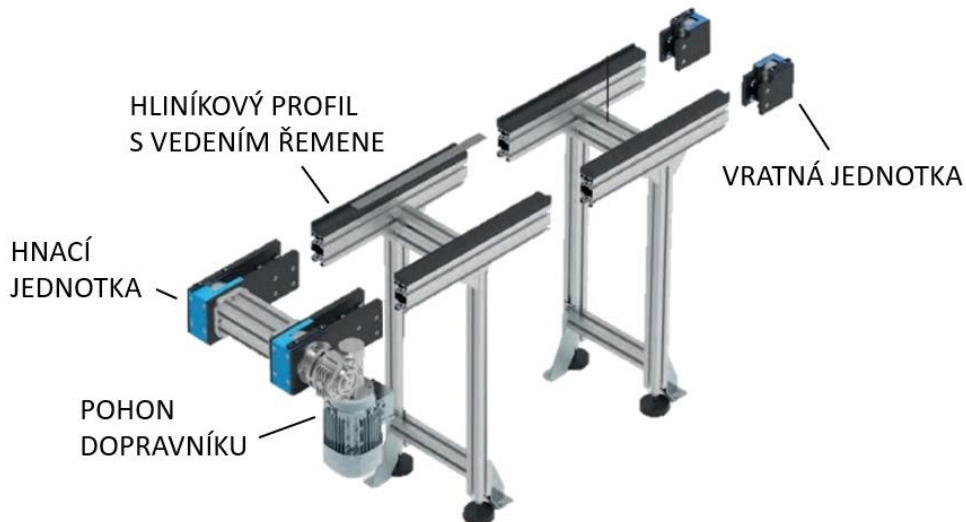
Cílem této diplomové práce bude navrhnout hnací a vratnou větev dopravníku pro paletkovou přepravu s využitím ozubeného řemenu jako tažného elementu. Požadavkem na provedení konstrukce je její jednoduchost a snadná vyrobiteľnosť i pro malé počty kusů. Práce bude postavena na základě řešerše průmyslově používaných řešení. Bude obsahovat koncepční návrh dopravníku a návrh jednotlivých komponent. Dále budou provedeny potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Výstupem práce bude vytvoření 3D modelu s parametrickým nastavením rozměrů dopravníku a zpracování 2D výkresu sestavy.

2. Dopravníky pro paletkovou přepravu

Paletkové dopravníky představují uzavřený způsob nepřímé dopravy produktu. Samotná přeprava je realizována pomocí paletky, ke které je výrobek připevněn. Dopravník zpravidla tvoří dvě větve vymezující dráhu paletky, která je unášena třením o kontinuálně se pohybující tažný element. Změnu směru pohybu palety zajišťují zatáčky a kolmá křížení, vertikální přepravu potom výtahové dopravníky. Paletkové dopravníkové systémy se využívají zejména v případech, kde je potřeba uskutečnit řízenou kusovou přepravu produktu, zajistit jeho přesné polohování, popřípadě když produkt není možno dopravovat přímo na dopravníku. Další velkou předností je možnost provádět technologické operace přímo na dopravníku. Kostru konstrukce paletkového dopravníku tvoří normalizované hliníkové stavebnicové profily, které umožňují jednoduchou instalaci dopravníku, vysokou variabilitu a snadné skládání do větších soustav, například výrobních a montážních linek, jak je znázorněno na obrázku č. 1. Pohon dopravníku je většinou zajištěn třífázovým asynchronním elektromotorem. Jednotlivé části dopravníku jsou pro přehlednost popsány na obrázku č. 2. Díky své modulárnosti a značné možnosti přizpůsobení požadavkům paletkové dopravníky nabízejí efektivní řešení pro výrobu širokého spektra produktů. [1] [2]



Obrázek č. 1: Vizualizace pracoviště s paletkovým dopravníkem [1]



Obrázek č. 2: Popis částí paletkového dopravníku [7]

2.1. Dělení dopravníků podle tažného elementu

Paletové dopravníky lze rozdělit pomocí tažného elementu přepravujícího paletku. Nejčastěji používané tažné elementy jsou ozubený řemen, plochý řemen, válečkový řetěz a destičkový řetěz. [1]

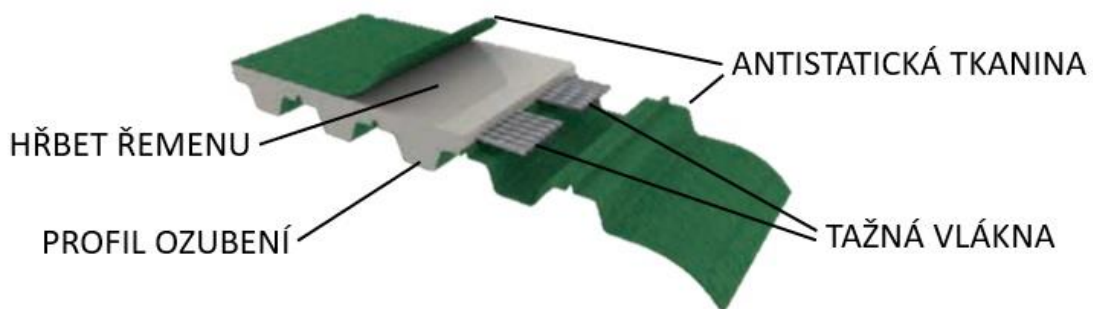
2.1.1. Dopravníky s ozubeným řemenem

Jak již vyplývá z označení, tažným elementem je v této variantě konstrukčního řešení ozubený řemen běžící v uzavřené smyčce mezi hnací a vratnou jednotkou. Obě zmíněné jednotky jsou spojeny hliníkovým profilem s plastovou kluznou lištou, která představuje vedení tažné větve řemenu. Kluzná lišta rovněž vymezuje trajektorii paletky unášené dopravníkem. Vratná větev řemenu prochází uvnitř hliníkového profilu. Detail dopravníku je zobrazen na obrázku č. 3. Dopravníky s ozubeným řemenem jsou vhodné pro nižší zatížení v čistém pracovním prostředí a mezi jejich přednosti patří tichý chod a malé zástavbové prostory hnacích i vratných jednotek. [1] [2]



Obrázek č. 3: Detail dopravníku s ozubeným řemenem [6]

Samotný ozubený řemen má normalizované ozubení z jedné strany, jeho druhá strana je hladká a slouží k unášení paletky. Profily ozubení řemenu se liší podle požadované aplikace. Konstrukce řemenu je tvořena tažnými vlákny a výplňovým materiálem. Výplňový materiál je u hnacích řemenů zpravidla polyuretan, tažná vlákna jsou vyrobena z oceli, nerezů nebo aramidů. Právě tažná vlákna řemenu definují pevnost a ohebnost řemenu, které jsou rozhodujícími faktory při daném použití. Řemen musí zaručit dobrou rozměrovou přesnost pro optimální chod a vysokou zatížitelnost pro přenos výkonu. Vlastnosti řemenů mohou být modifikovány nejrůznějšími úpravami pro zvýšení únosnosti, ohebnosti, nebo odolnosti vůči okolnímu prostředí. Při aplikaci u dopravníků se například setkáme s umístěním transportní vrstvy na hřbet řemene upravující součinitel tření a tvrdost povrchu. V prostředích, kde není vhodná tvorba elektrostatického náboje se používají řemeny s povrchem upraveným antistatickou úpravou nebo potaženým antistatickou tkaninou (viz. obr. č. 3). Výroba řemenů probíhá dvěma způsoby. Prvním z nich je svařování řemenu, kde jsou přerušena tažná vlákna v místě svaru a vzniká tak oblast s horšími mechanickými vlastnostmi. Druhá varianta je speciální výroba bez přerušování tažných vláken. Na řemenu tak nevzniká místo, které by omezovalo jeho výkonnost a je vhodný pro pohonné a vysoce zatížené dopravní aplikace. [3] [4] [5]



Obrázek č. 4: Ozubený řemen s antistatickou úpravou [3]

2.1.2. Dopravníky s plochým řemenem

Dopravníky s plochým řemenem (viz. obr. č. 5) jsou konstrukčně velmi podobné dopravníkům s ozubeným řemenem. V porovnání s nimi mají větší zástavbové rozměry hnací i vratné jednotky z důvodu přenesení tahové síly na kladkách. Na druhou stranu ploché řemeny dovedou přenést výrazně vyšší tahovou sílu oproti ozubeným řemenům a dopravníky s plochým řemenem tedy nabízejí vyšší zatížitelnost. Plochý řemen je také vhodnější pro delší segmenty dopravníku. [1] [8]



Obrázek č. 5: Dopravník s plochým řemenem [8]

2.1.3. Dopravníky s válečkovým řetězem

U tohoto typu dopravníku je paleta unášena pomocí válečkového řetězu. Řetěz je natažen mezi hnacím a hnaným řetězovým kolem, jeho boční vedení zajišťují bočnice po celé délce dopravníku. Volně otočné válečky řetězu zajišťují plynulý pohyb dopravníku. Řetěz může být upraven unašeči podle potřeby. Předností dopravníků s válečkovým řetězem (obr. č. 6) je vysoká únosnost a dobrá funkčnost i za přítomnosti oleje a jiných produkčních znečištění. [1] [8]



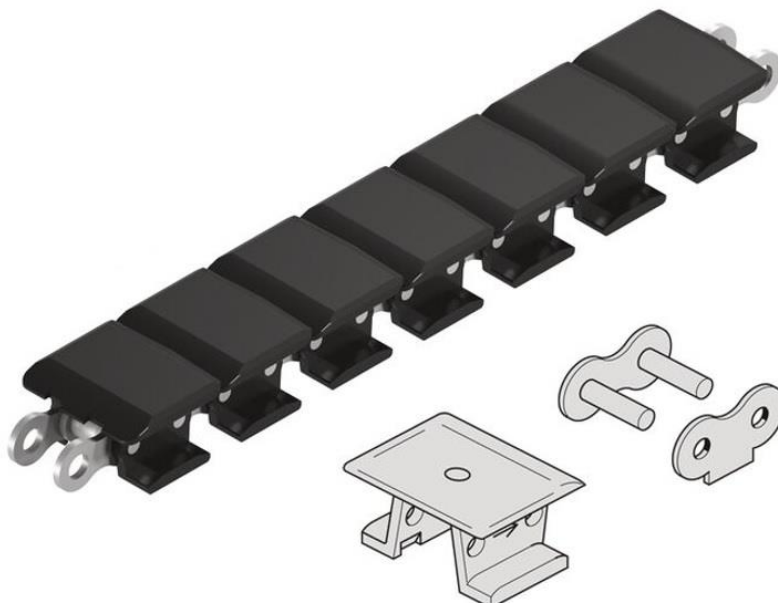
Obrázek č. 6: Dopravník s válečkovým řetězem [8]

2.1.4. Dopravníky s destičkovým řetězem

Dopravníky s destičkovým řetězem (obr. č. 7) jsou vhodné pro přepravu palet středních až větších rozměrů a je možné je provozovat i v lehce znečištěném pracovním prostředí. U tohoto typu dopravníku není umožněn reverzní chod. Destičkový řetěz má k jednotlivým článkům připevněné plastové díly, které vytvářejí hladký povrch pro unášení paletky (viz. obr. č. 8). Řetěz je možné do jisté míry ohýbat v podélném směru, tudíž umožňuje tvorbu oblouku a plynulý přechod dopravníku do zatáčky. [1]



Obrázek č. 7: Dopravník s destičkovým řetězem [1]



Obrázek č. 8: Destičkový řetěz [1]

2.2. Komponenty paletkových dopravníkových systémů

Pro požadovanou funkci paletkového dopravníkového systému je potřeba dopravník doplnit o řadu funkčních prvků, zajišťujících například změnu směru pohybu paletky, její polohování apod. V následující části popisují jednotlivé komponenty, ze kterých se paletkové dopravníkové systémy skládají.

2.2.1. Paletky

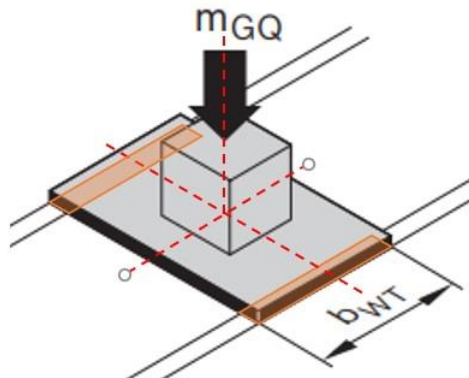
Jak jsem již zmínil v přecházejících částech, paletky slouží pro přepravu vyráběného produktu po dopravníku mezi jednotlivými stanovišti. Produkt je k paletce uchycen pomocí nosiče, který zajišťuje jeho přesnou polohu. Rozměry paletky společně s rozměry dopravníku závisí na rozměrech přepravovaného dílu. Pro optimální rozložení sil by těžiště produktu mělo ležet nad středem paletky a nemělo by být výše než hodnota poloviny kratší strany paletky. Konstrukce paletky se skládá z rámu a nosné desky, popřípadě se můžeme setkat s paletkou rámové konstrukce (obr. č. 9). Jednotlivé části paletky se vyrábějí z plastů, hliníku nebo oceli a jsou spolu smontovány pomocí šroubů a kolíků. Spodní strana paletky je vybavena kluznými poli, která přicházejí do kontaktu s tažným elementem dopravníku. Materiál kluzných polí se liší podle druhu tažného elementu. Pro plochý i ozubený řemen a destičkový řetěz se jedná o polyamid (též PA, nylon), pro válečkový řetěz je to polyethylen (PE) dovolující vyšší zatížení. Součástí palet mohou být dále prvky sloužící k přesnému pozicování palety nebo drážky, do kterých najíždí stoper a zastavuje tak paletku.



Obrázek č. 9: Paletka s nosnou deskou (nalevo) a paletka rámové konstrukce (napravo) [1]

Maximální přípustná nosnost jedné paletky se určuje na základě únosnosti jednotlivých prvků dopravníkového systému (tažný element, kluzná pole paletky a kluzné lišty hliníkového profilu). Celkové zatížení od paletky a výrobku je vztaženo

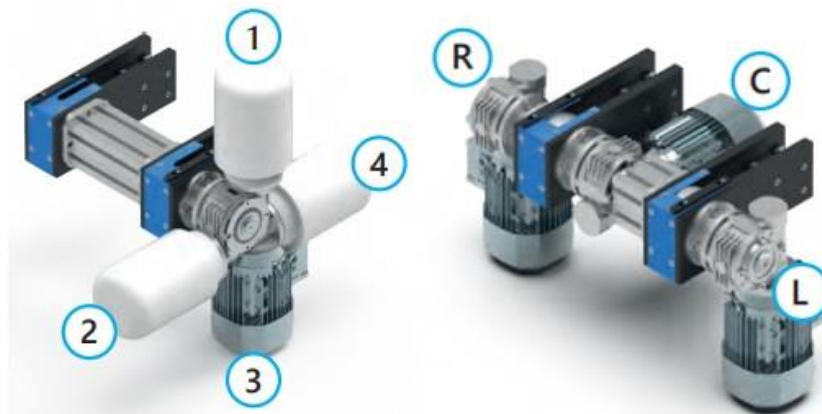
na nejmenší plochu, kterou leží na tažném elementu při provozu, tj. ve chvíli, kdy je paletka orientována svou kratší stranou rovnoběžně s dopravníkem (viz. obr. č. 10). [1] [9]



Obrázek č. 10: Stanovení přípustné nosnosti paletky [1]

2.2.2. Pohonné jednotky

Paletkové dopravníky jsou zpravidla poháněny třífázovým asynchronním elektromotorem v kombinaci se šnekovou převodovkou, která je preferovaná kvůli svému vysokému převodu v kombinaci s malými zástavbovými rozměry. Pro vyšší zatížení se můžeme setkat rovněž s použitím kuželočelní převodovky, zřídka se objevuje i využití přídatného, například řemenového, převodu. Kompaktní hnací jednotka je umístěna v ose hnací řemenice, přičemž její poloha i natočení mohou být uzpůsobeny prostorovým dispozicím (viz. obr. č. 11). Pohony jsou řízeny pomocí frekvenčních měničů. [1] [7] [8]



Obrázek č. 11: Různé konfigurace polohy pohonu [7]

2.2.3. Komponenty pro změnu směru pohybu paletky

Pro vytvoření pracovní linky je nutné zajistit, aby byla paletka dopravena na různá stanoviště, která ovšem nemusí být ve stejné linii, nebo je třeba paletky přesouvat na paralelně vedoucí dopravník. Jelikož tažné elementy kromě destičkového řetězu nejsou schopny vytvořit oblouk, musí být konstruovány

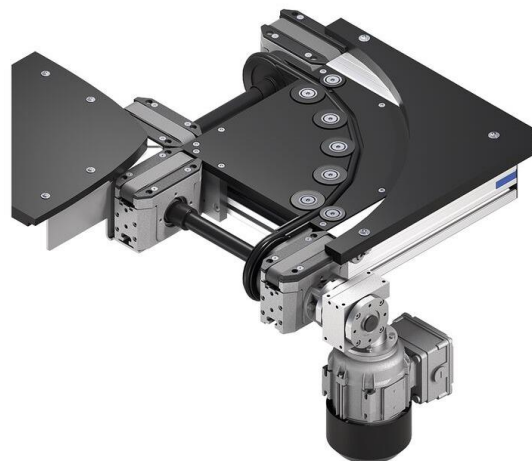
speciální prvky umožňující změnu směru pohybu v horizontálním směru. Tuto funkci zastávají zatáčky a příčné přejezdy.

2.2.3.1. Zatáčky

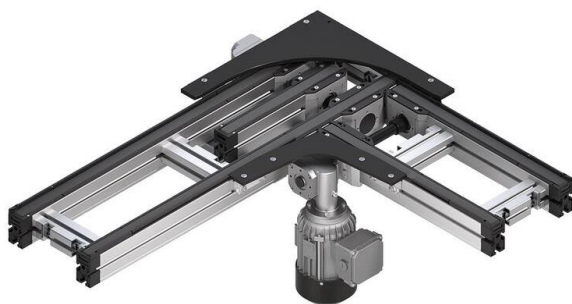
Zatáčky se vyrábějí v obloucích o 90° nebo 180°. Musejí zajistit vedení a přesun paletky v oblouku. Pohon mají většinou vlastní, případně mohou být připojeny k pohonu dopravníku. Řešení unášení paletky jsou realizována několika způsoby. Setkáme se například s hnanými válci rozmístěnými rovnoměrně po obvodu oblouku, řemenem kruhového průřezu, který je vedený kladkami v obloukové drážce a pomáhá unášet paletku, nebo dvěma řemenovými dopravníky ve vzájemně kolmé poloze. Oblouk lze rovněž sestavit pomocí destičkového řetězu díky možnosti jeho podélného ohýbání. Zmíněná konstrukční řešení zatáček jsou zachycena na obrázcích č. 12–15. Při navrhování dopravníkového systému je třeba dát pozor na to, že paletka při průjezdu zatáčkou mění svou orientaci. [1] [7]



Obrázek č. 12: Zatáčka s hnanými válci [7]



Obrázek č. 13: Zatáčka s řemenem kruhového průřezu [1]



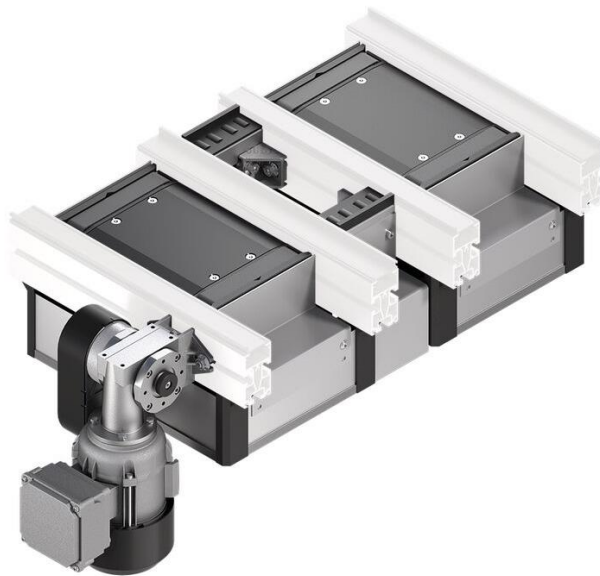
Obrázek č. 14: Zatáčka se dvěma kolnými řemenovými dopravníky [1]



Obrázek č. 15: Zatáčka s destičkovým řetězem [1]

2.2.3.2. Příčné přejezdy

Příčné přejezdy se používají k přesunu paletky na paralelní větev dopravníku. Narozdíl od zatáček, paletka při přepravě přes příčný přejezd nemění svou orientaci. Princip funkce příčného přejezdu je takový, že paletka je nadzvednuta z původní dopravní větve a pomocí příčného dopravníku dopravena na druhou. Při přemísťování mezi větvemi dopravníku vzdálenými o krátkou vzdálenost se využívají krátké segmenty dopravníků připevněné na zdvižné jednotce (viz. obr. č. 16), při přemísťování na delší vzdálenost je funkce realizována pomocí dvou zdvižných jednotek se segmenty dopravníku (viz. obr. č. 17) a příčným dopravníkem, spojující dvě větve. [1]



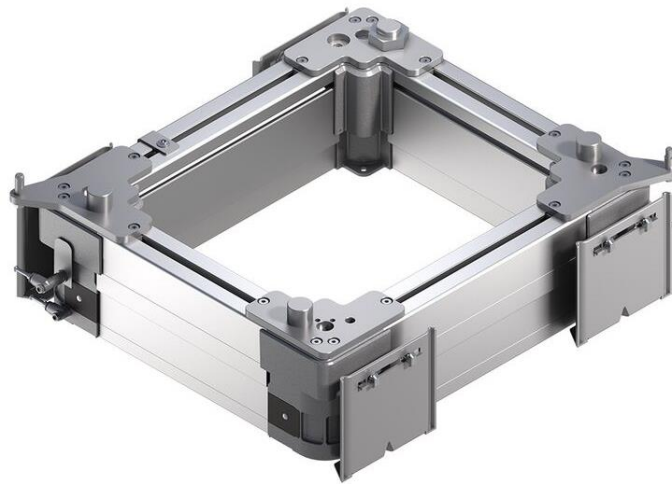
Obrázek č. 16: Příčný přejezd pro krátké vzdálenosti [1]



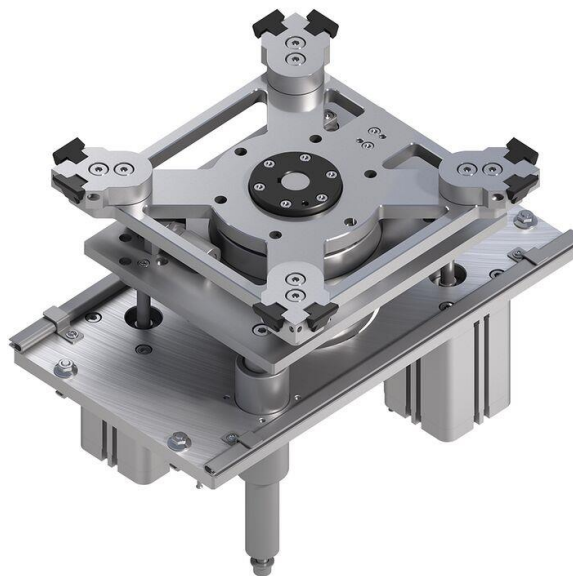
Obrázek č. 17: Zdvižná jednotka pro příčný přejezd [1]

2.2.4. Pozicování a orientace paletky

Při vykonávání výrobních procesů je potřeba paletku vždy přizvednout z dopravníku a pro vykonávání automatizovaných operací i přesně definovat její polohu. V některých případech je potřeba paletku pootočit. K těmto účelům slouží rotační a poziční jednotky, které mohou být doplněny o zdvižnou funkci. Zdvih i otáčení fungují na pneumatickém principu. Poziční jednotky jsou schopny zajistit přesnost až na $\pm 0,05$ mm a dovolují síly až do 3500 N působící proti povrchu paletky. Pozicování je provedeno pomocí čepů na poziční jednotce, které zapadají do děr na paletce. Rotační jednotky paletku otáčejí o 90° nebo 180° . V případě doplnění jednotky o zdvižnou funkci je umožněn zdvih až v řádech stovek milimetrů. Na obrázcích 18 a 19 jsou ukázány příklady rotační a poziční jednotky. [1]



Obrázek č. 18: Poziční jednotka pro vysoká zatížení [1]



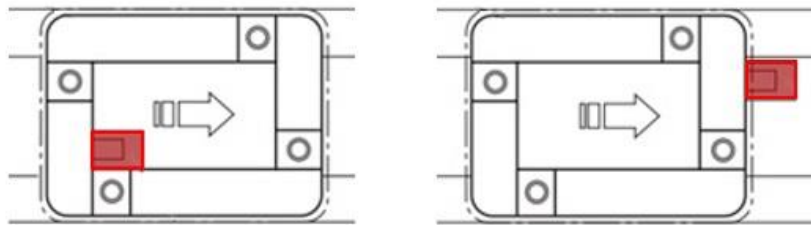
Obrázek č. 19: Zdvihná rotační jednotka [1]

2.2.5. Řídící prvky

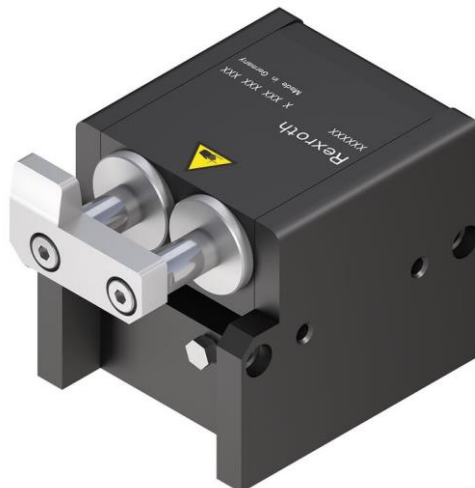
Tok paletek je třeba neustále řídit a kontrolovat. K tomu se využívá celá řada prvků, které zajišťují správný chod dopravníkového systému. Jednotlivé prvky jsou uchycovány k stavebnicovým profilům dopravníku.

2.2.5.1. Stoperý

Stoperý mají za účel zastavit přijíždějící paletku v daném místě, popřípadě oddělovat jednotlivé paletky. K zastavení paletky dochází za její vnější nebo vnitřní stěnu, jak je znázorněno na obrázku č. 20 (stoper je zde zvýrazněn červenou barvou). Při zastavení pod paletkou nadále prokluzuje pohybující se tažný element. Stoperý jsou připevňovány k podélným profilům dopravníku, nebo mohou být uchyceny k příčným spojovacím profilům, popřípadě jiným funkčním prvkům. Doraz stoperů může být buď pevný, nebo tlumený pro snížení rázu při zastavení (viz. obr. č. 21). Kromě tlumení, stoperý nabízejí i další funkce. Například mohou zabraňovat zpětnému pohybu paletky, umožňovat reverzní provoz dopravníku nebo mít nastavitelnou míru tlumení. Ovládání stoperů probíhá většinou pneumaticky, méně často se setkáme s elektrickým ovládním. Dále mohou být osazeny indukčním senzorem snímajícím přítomnost paletky. [1] [9]



Obrázek č. 20: Zastavení paletky za vnitřní a vnější hranu [1]



Obrázek č. 21: Pneumatický stoper s tlumeným dorazem [1]

2.2.5.2. Tlumiče

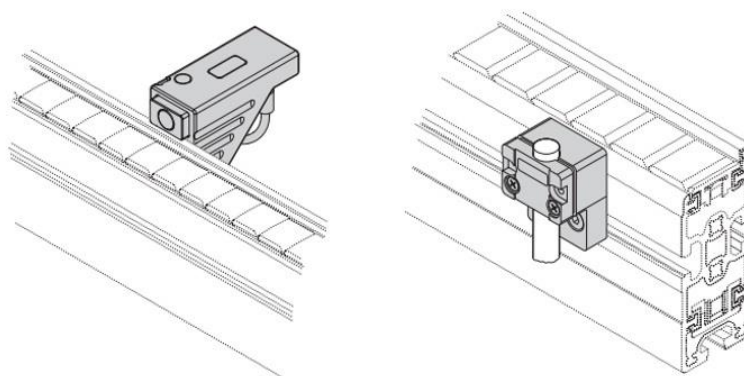
Kromě tlumených stoperů jsou nabízeny i samostatné tlumiče (viz. obr. č. 22), které lze využít při přejezdu paletky mezi příčným přejezdem a dopravníkem nebo opačně. Tlumiče fungují převážně opět na pneumatickém principu, případně se můžeme setkat s tlumiči s uzavřeným hydraulickým tlumícím obvodem. Stejně jako u stoperů lze nastavovat míru tlumení tlumiče. [1]



Obrázek č. 22: Pneumatický tlumič [1]

2.2.5.3. Senzory

Pro řízení provozu je třeba získat informaci o poloze paletky v dopravníkovém systému. Kvůli tomu jsou ve vybraných místech umístěny indukční senzory snímající, jestli je aktuálně v daném místě přítomna paletka. Senzory jsou upevňovány k profilům dopravníku pomocí nástavců, které umožňují snímání polohy zespod nebo z boku (viz. obr. č. 23). [1]



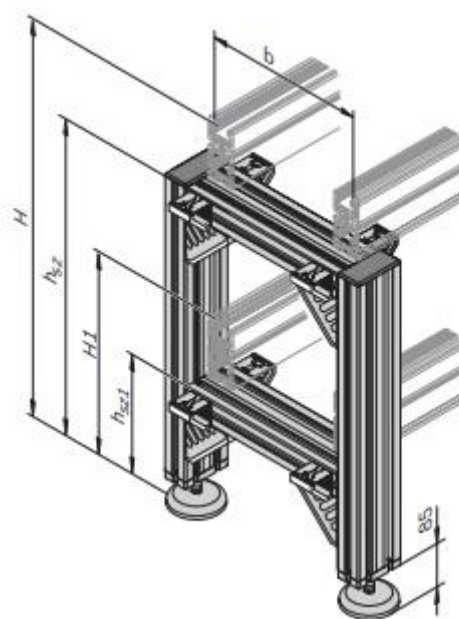
Obrázek č. 23: Umístování senzorů snímání polohy [1]

2.2.6. Konstrukční profily

Kostru konstrukce paletkových dopravníkových systémů tvoří hliníkové profily normalizovaných průřezů. Na obrázku č. 24 je znázorněný profil ST2/B s kluznou lištou, který je používán například pro sekce s řemenovým dopravníkem. Drážky a tvarové prvky profilů umožňují snadné připojování jednotlivých funkčních prvků a spojování dopravníků v celek. Právě díky tomu jsou tyto systémy tolik variabilní. Stabilitu konstrukce zajišťují sestavy nohou s nastavitelnou dopravní výškou a kotvení k podlaze pomocí patek. Ty rovněž umožňují i umístění více dopravních linek nad sebou (viz. obr. č. 25). [1]



Obrázek č. 24: Profil ST2/B [1]



Obrázek č. 25: Sestava nohou se dvěma úrovněmi dopravní linky [1]

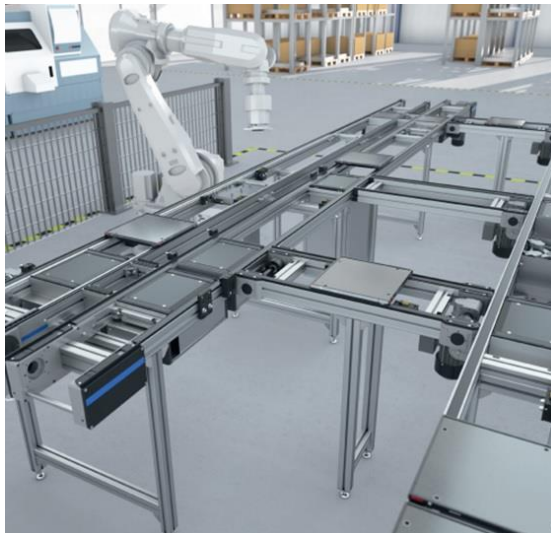
2.3. Výrobci paletkových dopravních systémů

V následující části představuji několik firem, vyrábějících paletkové dopravníkové systémy.

2.3.1. Bosch Rexroth

Firma Bosch Rexroth nabízí komplexní řešení paletkových dopravníkových systémů včetně všech doplňujících prvků jako například zatáčky, výtahy, senzory atd. Výrobní linku dle požadovaných parametrů lze snadno nakonfigurovat v softwaru MT pro, který je volně k dispozici na webových stránkách společnosti. Program zajišťuje i potřebné výpočty a databázi všech nabízených produktů.

Dopravníkové systémy firma Bosch dělí do tří skupin podle velikosti a hmotnosti přepravovaných produktů. Řada TS 1 je určena pro lehké aplikace do celkové zatížitelnosti 3 kg a celkem 3 různé velikosti dopravních paletek (80 x 80 mm, 120 x 120 mm a 160 x 160 mm). Řada TS 2plus, zobrazená na obrázku č. 26, je vhodná pro zatížení dopravníku do 240 kg a paletky od velikosti 160 x 160 mm do 1200 x 1200 mm. Dopravníky jsou dle aplikace realizovány pomocí ozubeného řemene, plochého řemene, válečkového řetězu nebo destičkového řetězu. Poslední řada TS 5 pro vysoká zatížení je tvořena pomocí válečkových dopravníků (viz. obr. č. 27) a snese zatížení až do 400 kg. [10]



Obrázek č. 26: Bosch Rexroth TS 2plus [1]



Obrázek č. 27: Bosch Rexroth TS 5 [10]

2.3.2. Dorner Conveyors

Paletkové dopravníky od firmy Dorner Conveyors jsou nabízeny v provedení s ozubeným řemenem nebo destičkovým řetězem. I zde je umožněno modulární skládání dopravníku včetně jeho příslušenství. K dispozici je rovněž online konfigurační nástroj pro návrh dopravní linky dle vlastních parametrů.

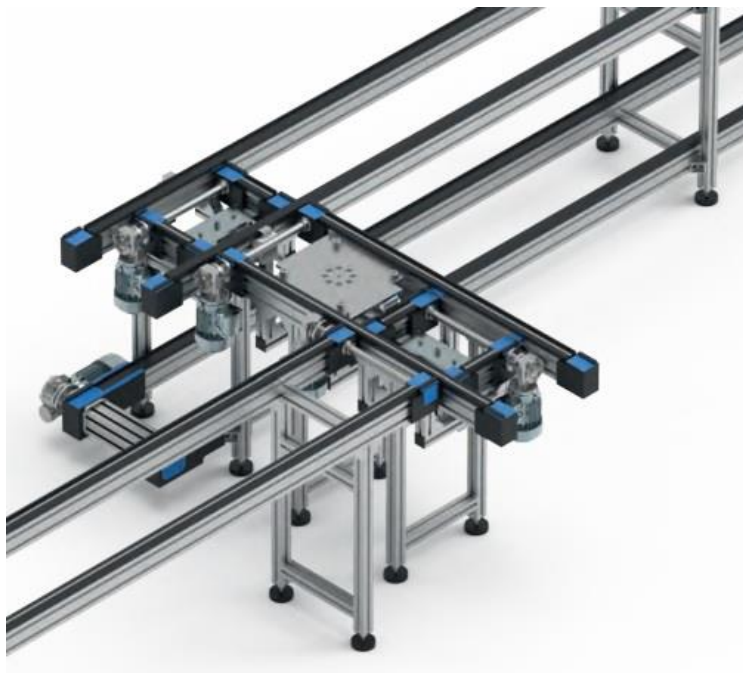
Například u dopravníku s ozubeným řemenem Dorner 2200, znázorněném na obrázku č. 28, je nabízena jeho délka až do 7500 mm a jeho šířky se pohybují v rozmezí od 160 do 480 mm. V porovnání s konkurencí je možné provozovat dopravník vyšší rychlostí, až do 34 m/min. [6]



Obrázek č. 28: Dorner 2200 [6]

2.3.3. Lipro

Slovenská firma Lipro se specializuje na výrobu dopravníků na míru. I v tomto případě se setkáme s modulárně skládanými dopravníkovými systémy včetně veškerého potřebného příslušenství. Produktová řada disponuje třemi variantami realizace dopravníku lišícími se v způsobu unášení paletky, a tudíž i zatížení dopravníku. Pro nižší zatížení je vhodná řada PSB-90 s plochým řemenem, pro střední zatížení potom řada PSC-90 s válečkovým řetězem, a nakonec pro vysoká zatížení řada PSR-50/60, kde jsou paletky unášeny pomocí válečkového dopravníku. [7]

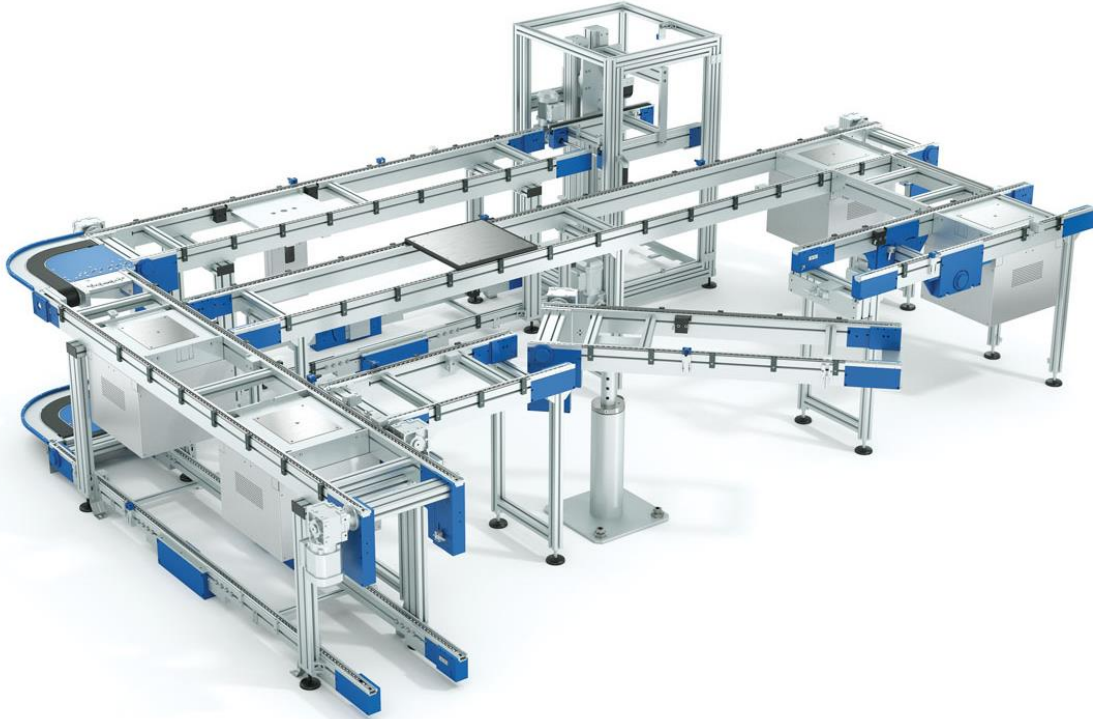


Obrázek č. 29: Lipro PSB-90 [7]

2.3.4. Schnaithmann Maschinenbau GmbH

Společnost Schnaithmann Maschinenbau GmbH opět nabízí různá modulární provedení dopravníků včetně jejich příslušenství. Jejich produkty se dělí do tří řad odlišnými provedením dopravníku. MTS1 unáší paletku pomocí pásového nebo válečkového dopravníku v případě vyššího zatížení. Tato produktová řada je vhodná pro méně složité výrobní linky. V řadě MTS2 je jako tažný element použitý destičkový řetěz, umožňující tvorbu oblouků, ale stále se jedná spíše o jednodušší aplikace. Nejvyšší variability dosahuje potom řada MTS3, která podobně jako řada TS 2plus od firmy Bosch Rexroth, unáší paletku pomocí dvojice větví dopravníku s ozubeným řemenem, plochým řemenem, válečkovým nebo destičkovým řetězem.

Tažné elementy se opět liší v závislosti na zatížení a aplikaci. Řada MTS3 je rovněž doplněna o veškeré příslušenství, jako například přejezdy, výtahy, řídicí prvky apod., umožňující tvorbu komplikovaných dopravníkových systémů. [11] [12]



Obrázek č. 30: Dopravníkový systém MTS3 od Schnaitmann Maschinenbau GmbH [12]

3. Návrh hnací a vratné jednotky dopravníku s ozubeným řemenem

V následující části se zabývám návrhem dopravníku pro paletkovou přepravu a kontrolou vybraných konstrukčních uzlů.

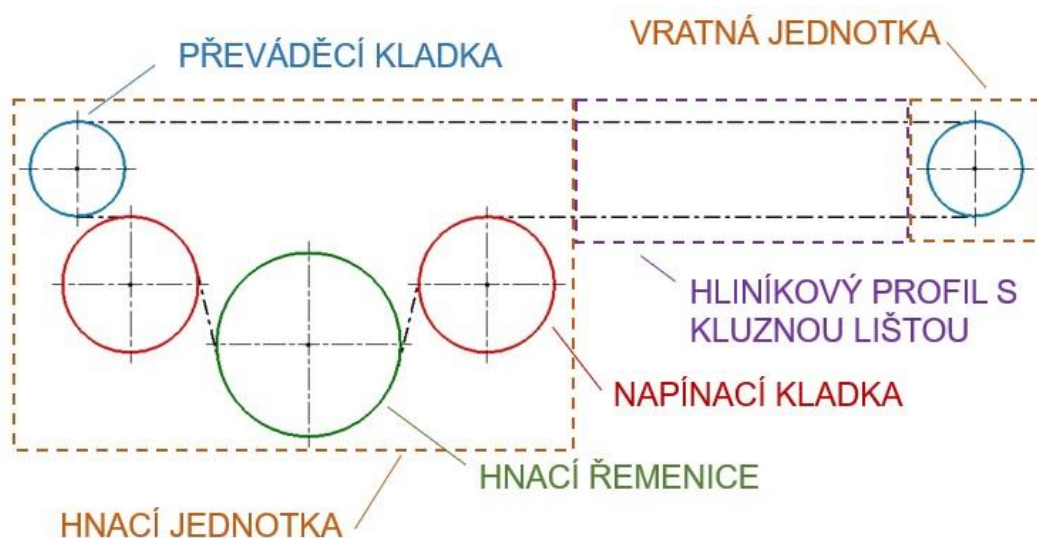
3.1. Základní parametry dopravníku

Cílem návrhu je vytvořit dopravní větev s dvojicí ozubených řemenů pro horizontální přesun paletky nebo nosiče dílů. Při konstrukci zohledňuji požadavek na jednoduchost konstrukce a snadnou smontovatelnost. V zadání práce jsou stanoveny následující parametry, které musí navržený dopravník splňovat:

- Maximální délka dopravníku: 6000 mm
- Jmenovité šířky dopravníku: 160; 240; 320; 400; 480; 640; 800; 1040; 1200 mm
- Zatížitelnost dopravníku: 60 kg v akumulacním režimu
- Rychlost dopravníku: 6 ÷ 18 m/min s krokem po 3 m/min
- Použití dopravního řemene s profilem 25T5 v provedení zabraňujícím vzniku statického náboje
- Kompatibilita hnací a vratné jednotky dopravníku s dráhovým profilem ST2/B

3.2. Koncept dopravníku

Jak jsem již uvedl v předchozí část, paletka bude unášena pomocí dvojice paralelně vedoucích větví dopravníku. Schematické zobrazení celé větve dopravníku je znázorněno na obrázku č. 31. Zvolené rozmístění kladek umožňuje provoz v reverzním režimu.

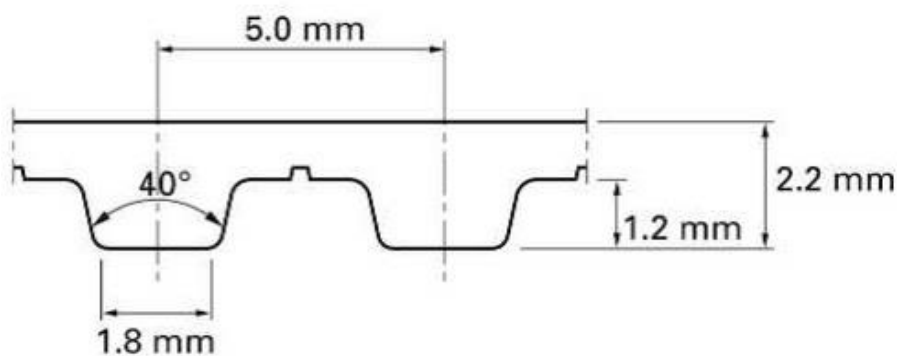


Obrázek č. 31: Schéma dopravní větve

Pohon obou větví bude společný, připojený pomocí příruby na vnější straně jedné z hnacích jednotek. Vzájemné propojení hnacích jednotek bude realizováno pomocí hřídele kruhového průřezu a přenos momentu bude zajištěn pomocí těsného pera. Hnací i vratná jednotka budou připojeny na hliníkový dopravní profil SP 2/B s kluznou lištou zajišťující příznivý koeficient tření s řemenem a zároveň i vedení paletky. Oba dopravní profily budou spojeny příčnými profily, které dotváří nosný rám celého dopravníku.

3.3. Ozubený řemen

Jako tažný element volím ozubený řemen HabaSYNC T5-S-02 od firmy Habasit s lichoběžníkovým profilem T5 o šířce 25 mm. Detail profilu řemene nalezneme na obrázku č. 32. Ozubení i hřbet řemene jsou vyrobeny z polyuretanu, tažná vlákna jsou ocelová. Výřezy v mezerách mezi jednotlivými zuby navyšují ohebnost řemenu a umožňují tak ohyb přes převáděcí kladku s malým průměrem. Ozubená i dopravní strana řemenu jsou opatřeny antistatickou tkaninou zabraňující tvorbě nežádoucího elektrického náboje. Konce řemenu jsou k sobě svařovány, tudíž je možné vyrobit řemen jakékoliv délky, ale zároveň je třeba dbát na sníženou pevnost řemenu v tahu vlivem přerušení tažných vláken ve spoji. [13]



Obrázek č. 32: Profil ozubeného řemene [13]

3.3.1. Koeficient tření

Při provozu dopravníku dochází ke tření ve dvou různých situacích. První z nich nastává v případě, že paletka je unášena řemenem a dochází tak pouze ke tření mezi kluznou lištou dopravního profilu a spodní ozubenou stranou řemene. Pro tuto variantu je výrobcem řemenu uvedena hodnota součinitele tření maximálně 0,2. Druhou možností je, že paletka je zastavena o stoper, nicméně řemen je kontinuálně poháněn. Dochází tak ke tření na dvou plochách zároveň, tzn. mezi dopravní stranou řemene a zastavenou paletkou, a stejně jako v prvním případě

mezi ozubenou stranou řemene a kluznou lištou. Pro tento případ je zaveden výpočtový, tzv. globální koeficient tření s hodnotou 0,4, který dostatečnou bezpečností pokrývá maximální tření v obou zmíněných místech.

3.3.2. Výpočet obvodové hnací síly

Obvodovou hnací sílu stanovují na základě nejvyšší povolené únosnosti dopravníku při akumulovaném provozu pro jeho maximální délku. Jelikož přeprava probíhá pouze v horizontálním směru, není třeba uvažovat složku potřebnou na překonání dopravní výšky. Jedná se tedy pouze o odpory vzniklé třením. Pro stanovení obvodové hnací síly F_{OH} platí následující vztah:

$$F_{OH} = (m_c + m_r) \cdot g \cdot \mu \quad (1)$$

$$F_{OH} = (m_c + n_r \cdot m_{1r} \cdot l_r) \cdot g \cdot \mu \quad (2)$$

$$F_{OH} = (60 + 2 \cdot 0,053 \cdot 12,1) \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 240,47 \text{ N} \quad (3)$$

kde: F_{OH} [N]	...obvodová hnací síla
m_c [kg]	...celková hmotnost paletok a výrobků, $m_c = 60$ kg
m_r [kg]	...celková hmotnost řemenů
g [m/s ²]	...tíhové zrychlení, $g = 9,81$ ms ⁻²
μ [1]	...součinitel tření, $\mu = 0,4$
n_r [1]	...počet řemenů, $n_r = 2$
m_{1r} [kg/m]	...hmotnost řemenu na 1 m délky, $m_{1r} = 0,053$ kg/m
l_r [m]	...délka řemene, $l_r = 12,1$ m

Vypočtenou hodnotou obvodové hnací síly je nutné navýšit o tzv. provozní součinitel, jenž kompenzuje dodatečná zatížení vzniklá provozem. Vzhledem k tomu, že u navrhovaného dopravníku nepředpokládám výrazná navýšení zatížení, volím doporučenou hodnotu z rozmezí pro lehký provoz $k_p = 1,2$. [14]

$$F'_{OH} = F_{OH} \cdot k_p = 240,47 \cdot 1,2 = 288,57 \text{ N} \quad (4)$$

kde: F'_{OH} [N]	...navýšená obvodová hnací síla
F_{OH} [N]	...obvodová hnací síla
k_p [1]	...provozní součinitel, $k_p = 1,2$

Získanou navýšenou hodnotu obvodové hnací síly je dále potřeba přepočítat na jeden řemen.

$$F_{OH1} = \frac{F'_{OH}}{n_{\ddot{r}}} = \frac{288,57}{2} \cong 144,28 \text{ N} \quad (5)$$

kde: F_{OH}' [N] ...navýšená obvodová hnací síla
 F_{OH1} [N] ...obvodová hnací síla působící na jeden řemen
 $n_{\ddot{r}}$ [1] ...počet řemenů

3.3.3. Stanovení předpětí v řemenech

Dopravníky s ozubeným řemenem je nutné předepnout tak, aby byla zajištěna dostatečná síla v odlehčené větvi dopravníku pro hladký záběr řemenice a zamezení kmitání odlehčené větve. V porovnání s hladkými řemeny se jedná o nižší síly, jelikož přenos momentu je zajištěn pomocí tvarového styku, a ne přes tření na kladce. Předepnutí řemenů je řešeno použitím kratšího řemenu, než odpovídá geometrickému rozměru. Toto jednoduché a zároveň spolehlivé řešení je využíváno i předními výrobci paletkových dopravníků. Velikost předepínací síly se pro nekonečné řemeny pohybuje mezi 1,2÷1,4 násobkem maximální obvodové pracovní síly. Hodnotu předepínací síly řemene volím následujícím způsobem: [15]

$$1,2 \cdot F_{OH1} \leq F_P \leq 1,4 \cdot F_{OH1} \quad (6)$$

$$173,14 \leq F_P \leq 201,99 \quad (7)$$

$$F_P = 200 \text{ N} \quad (8)$$

kde: F_P [N] ...předepínací síla
 F_{OH1} [N] ...obvodová hnací síla působící na jeden řemen

3.3.4. Provozní zatížení řemene

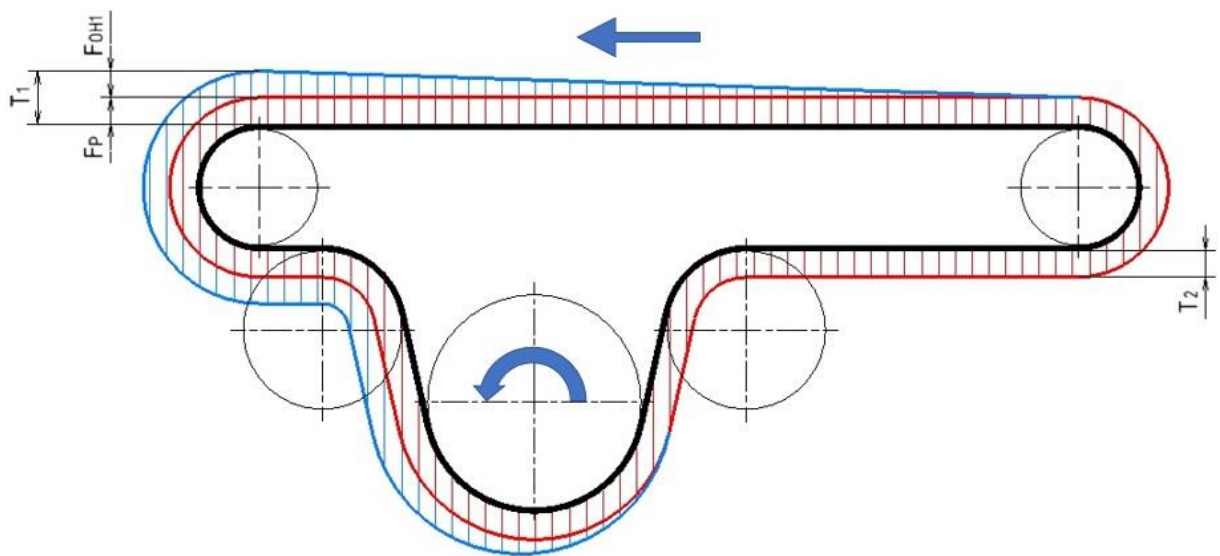
Při provozu dochází v řemeni k poklesu klidového předpětí vlivem prodloužení pásu od zatížení paletkou. Tento pokles je závislý na mechanických vlastnostech řemene. Volená hodnota klidového předpětí zohledňuje zmíněný pokles za provozu, a tak lze zjednodušeně určit provozní síly v řemeni za provozu:

$$T_1 = F_{OH1} + F_P = 144,28 + 200 = 344,28 \text{ N} \quad (9)$$

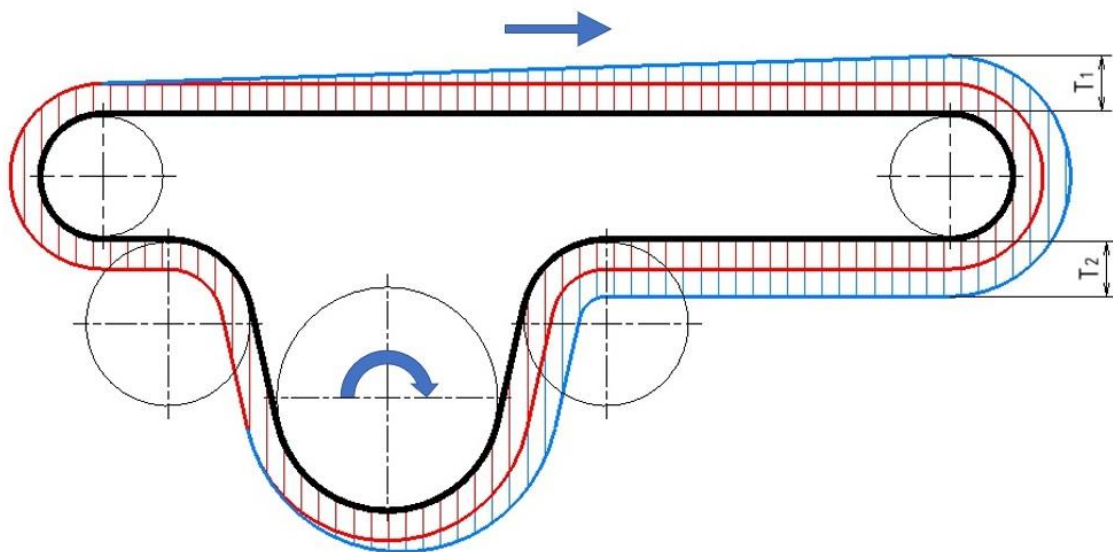
$$T_2 = F_P = 200 \text{ N} \quad (10)$$

kde: T_1 [N] ...provozní síla v tažné větvi řemene
 T_2 [N] ...provozní síla v odlehčené větvi řemene

Na obrázku č. 33 je znázorněno zatížení řemene v tažném režimu chodu, ve kterém je dopravník standardně provozován. To je výhodné, jelikož vratná větev řemene zůstává zatížena pouze předpínací silou F_P . Naopak při reverzním chodu dopravníku, zobrazeném na obrázku č. 34, dochází k zatěžování jak dopravní, tak vratné větve. To znamená, že vlivem zatížení jsou prodlužovány obě větve dopravníku, nastává větší pokles předpětí a zvyšuje se opotřebení pásu. Reverzní chod není vhodný pro běžný provoz, v linkách je však často potřebný z důvodu třídění a oprav výrobků, vyjíždění do zásobníků atd. Pro tento provoz se nejčastěji používají právě dopravníky s ozubenými řemeny.



Obrázek č. 33: Silové zatížení řemenu při běžném chodu



Obrázek č. 34: Silové zatížení řemenu při reverzním chodu

3.3.5. Kontrola maximální síly v řemeni

Po stanovení zatížení řemene je nutné kontrolovat, jestli maximální síla, která v něm působí, splňuje požadavek maximální dovolené tažné síly předepsané výrobcem řemenu ($F_{\check{r}max} \leq F_{\check{r}dov}$). U svařovaných řemenů je tato hodnota snížena vlivem vrubu ve svaru. Z předchozího stanovení zatížení vyplývá, že maximální síla působící na řemen je rovna součtu obvodové hnací síly působící na jeden řemen F_{OH1} a síly předpětí F_P .

$$F_{\check{r}max} = F_{OH1} + F_P = 144,28 + 200 = 344,28 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{\check{r}dov} = 450 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_{\check{r}max} \leq F_{\check{r}dov} \quad (13)$$

Kde: $F_{\check{r}max}$ [N] ... maximální tahová síla v řemeni

$F_{\check{r}dov}$ [N] ... dovolená tahová síla v řemeni

Maximální síla při provozu splňuje podmínku maximální dovolené síly předepsané výrobcem řemenu.

3.4. Návrh pohonu

Na základě provedené rešerše jsem se rozhodl jako pohon použít třífázový asynchronní elektromotor s připojenou šnekovou převodovkou. Kritéria pro volbu představují dostatečný moment motoru M_2 pro vyvození navýšené obvodové hnací síly a vhodné výstupní otáčky z převodovky n_2 pro předepsané rychlosti unášení paletky.

3.4.1. Roztečný průměr řemenice

Pro stanovení minimálního momentu motoru je nutné zjistit roztečný průměr hnací řemenice. Výrobcem předepsaný minimální počet zubů řemenice pro zvolený řemen je 15. Z důvodu plynulosti chodu a vhodných zástavbových rozměrů volím počet zubů hnací řemenice $z_r = 26$. Roztečný průměr řemenice je vypočítán podle následujícího vztahu: [16]

$$d_r = \frac{p_r \cdot z_r}{\pi} = \frac{5 \cdot 26}{\pi} = 41,38 \text{ mm} = 0,04138 \text{ m} \quad (14)$$

kde: d_r [mm] ... roztečný průměr řemenice

p_r [mm] ... zubová rozteč řemene

z_r [1] ... počet zubů řemenice

3.4.2. Minimální výstupní moment motoru

Minimální moment závisící na roztečném průměru hnací řemenice a navýšené hodnoty obvodové hnací síly je stanoven ve vztahu č. 15. Moment je z motoru přiváděn na řemenici přímým spojením hřídelí.

$$M_{2min} = F'_{OH} \cdot \frac{d_r}{2} = 288,57 \cdot \frac{0,04138}{2} = 5,97 \text{ Nm} \quad (15)$$

kde: M_{2min} [Nm] ...minimální výstupní moment motoru
 F'_{OH} [N] ...navýšená obvodová hnací síla
 d_r [m] ...roztečný průměr hnací řemenice

3.4.3. Požadované otáčky a výkony na řemenici

Pro návrh převodového elektromotoru jsem podle níže uvedených vztahů dopočítal potřebné otáčky a výkony, které pro jednotlivé rychlosti dopravníku musí být přiváděny na řemenici hnací jednotky. Přehled hodnot se nachází v tabulce č. 1.

$$n'_r = \frac{v}{\pi \cdot d_r} \quad (16)$$

$$P'_r = F'_{OH} \cdot v \quad (17)$$

kde: n'_r [min⁻¹] ...požadované otáčky řemenice
 P'_r [W] ...požadovaný výkon na řemenici
 v [m/min] ...rychlost dopravníku
 d_r [m] ...roztečný průměr hnací řemenice
 F'_{OH} [N] ...navýšená obvodová hnací síla

Tab. 1: Požadované otáčky a výkony na hnací řemenici

v [m/min]	n'_r [min ⁻¹]	P'_r [W]
3	23,08	14,43
6	46,15	28,86
9	69,23	43,29
12	92,31	57,71
15	115,38	72,14
18	138,46	86,57

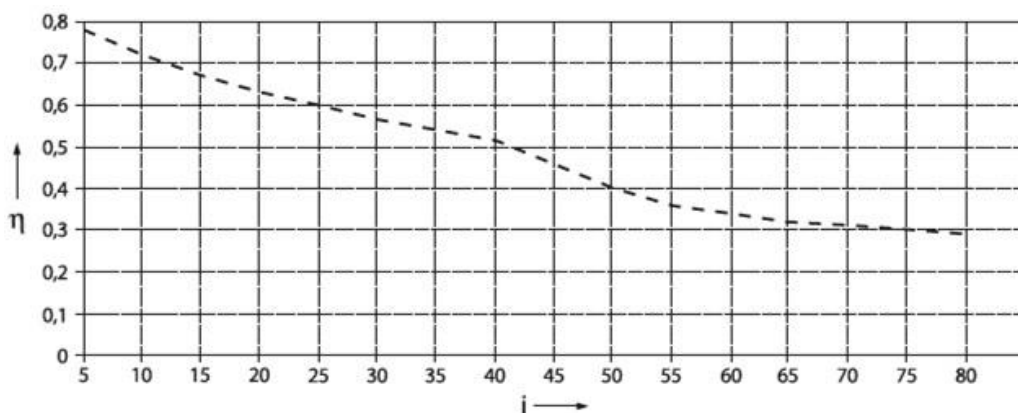
3.4.4. Volba pohonu

Na základě výše uvedených parametrů volím motor ODG614 se šnekovou převodovkou GB140 od firmy WEG zobrazený na obrázku č. 35. Tato kombinace je vhodná pro všechny požadované rychlosti. Elektromotor svým výkonem zvládne generovat dostatečný moment i pro nejvyšší rychlost dopravníku a u převodovky je nabízeno vhodné odstupňování převodů pro dosažení požadovaných rychlostí. Převodovka je v provedení s výstupní dutou hřídelí, které je vhodné pro spojení s hnací jednotkou s ohledem na minimalizaci zástavbových rozměrů. [17]



Obrázek č. 35: Motor WEG ODG614 se šnekovou převodovkou GB140 a výstupní dutou hřídelí [17]

Pro kontrolu volby jsem provedl výpočet skutečných rychlostí a momentů generovaných převodovým motorem. Výstupní moment jsem rovněž porovnal s doporučenou maximální hodnotou momentu na převodovce. Výpočty jsou provedeny na základě vztahů poskytnutými výrobcem, účinnosti převodovky jsem odečítal z přiloženého grafu (viz. obr. č. 36). Všechny hodnoty jsou uvedeny v tabulce č. 2. [17]



Obrázek č. 36: Závislost účinnosti na převodu motoru se šnekovou převodovkou [17]

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (18)$$

$$M_2 = \frac{P_1 \cdot \eta \cdot 9,55}{n_2} \quad (19)$$

$$v_{skut} = \pi \cdot n_2 \cdot d_{\check{r}} \quad (20)$$

kde: n_1 [min⁻¹] ...otáčky elektromotoru
 n_2 [min⁻¹] ...výstupní otáčky převodovky
 i [1] ...převodový poměr převodovky
 M_2 [Nm] ...výstupní moment převodovky
 P_1 [W] ...výkon elektromotoru
 η [1] ...účinnost převodovky
 v_{skut} [m/min] ...skutečná rychlost dopravníku
 $d_{\check{r}}$ [m] ...průměr hnací řemenice

Tab. 2: Rychlosti a momenty dosažené elektromotorem při různých převodech

P_1 [W]	n_1 [min ⁻¹]	i [1]	η [1]	n_2 [min ⁻¹]	v_{skut} [m/min]	M_2 [Nm]	M_{2max} [Nm]
120	1360	50	0,35	27,20	3,54	14,75	27,00
120	1360	30	0,57	45,33	5,89	14,41	30,00
120	1360	20	0,63	68,00	8,84	10,62	29,00
120	1360	15	0,67	90,67	11,79	8,47	28,00
120	1360	12	0,70	113,33	14,73	7,08	25,00
120	1360	10	0,72	136,00	17,68	6,07	30,00

3.5. Návrh hnací jednotky

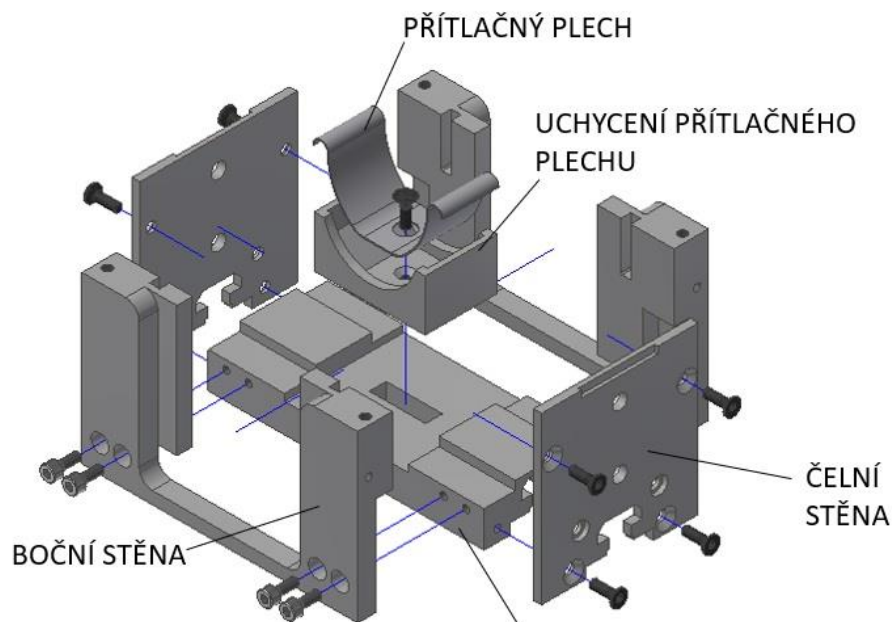
Hnací jednotka se skládá z velkého množství komponent, které v této části budu postupně popisovat.

3.5.1. Domek hnací jednotky

Domek hnací jednotky slouží k uložení hnacích, napínacích a převáděcích rolen řemenového dopravníku. Dále se k němu přes přírubu připevňuje převodový elektromotor. Většinou se tyto domky kvůli své členitosti tvořeny odlitky, nicméně po konzultaci s vedoucím práce jsme se rozhodli zvolit jiný přístup, vhodnější pro malosériovou výrobu. Jelikož domek bude vyroben z hliníkové slitiny, tzn. že není

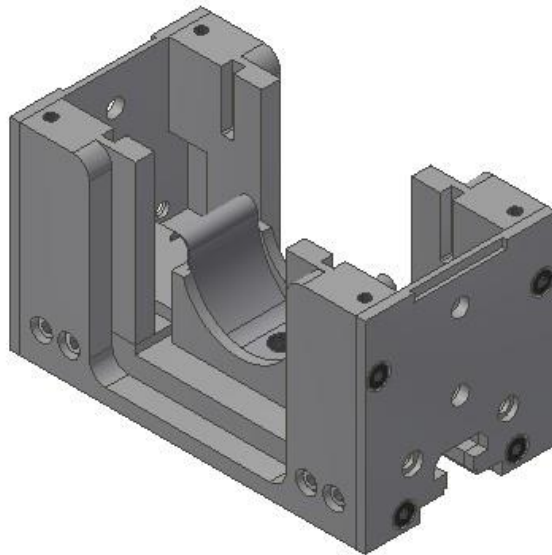
vhodné využít svařování kvůli jeho obtížnosti, rozhodl jsem se jej vytvořit z jednotlivých dílů, které budou vzájemně spojeny šrouby. Samotný domek se dělí na horní a spodní část tak, aby bylo možné dopravník jednoduše smontovat. Toto řešení se zdá být na první pohled technologicky složité a nevýhodné. Bereme zde v úvahu běžnou dostupnost výrobní technologie CNC obrábění a možnost využití 3D tisku pro méně namáhané komponenty. Přibližná cena srovnatelné sestavy domků předních výrobců (viz. rešerše) se pohybovala od cca 1200 do 1900 EUR s dodací lhůtou od 4 do 12 týdnů (zjištěno formou poptávky vedoucím práce, prodejci nedali svolení k plnému zveřejnění obchodní nabídky v příloze této práce s ohledem na obchodní tajemství). Při předpokladu dostupnosti CNC technologie je tedy i toto řešení časově i cenově v konkurenční výhodě.

Spodní část domku a její rozpad jsou znázorněny na obrázcích č. 37 a 38. Celek se skládá ze základového bloku, dvou bočních a čelních stěn a plastového uchycení přítlačného plechu. Základový blok v sobě má vyvrtány díry se závitem pro uchycení ostatních částí, uprostřed je vyfrézovaný otvor, do kterého zapadá plastové uchycení s přišroubovaným přítlačným plechem. Přítlačný plech zajišťuje, aby nedošlo k přeskočení řemenu na hnací řemenici. Ve spodní části základového bloku se nachází drážky pro šroub s T hlavou sloužící k případnému připojování jiných komponent dopravníku. Boční stěny jsou k základovému bloku připevněny pomocí čtveřice šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Na jejich vnitřní stěně jsou vyfrézovány drážky, do se zasazují čepy napínacích kladek. Uprostřed boční stěny je výřez, do kterého zapadá horní část domku, která je přišroubovaná



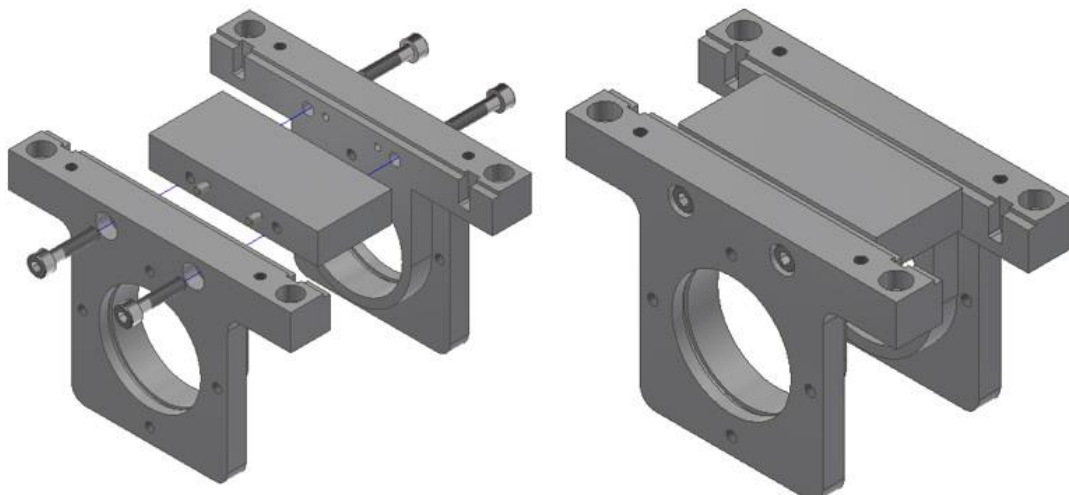
Obrázek č. 37: Rozpad spodní části domku hnací jednotky

k bočním stěnám. Čelní stěny domku jsou pomocí čtveřice šroubů s kuželovou hlavou a vnitřním šestihranem spojeny se základovým blokem a bočními stěnami. Ve své spodní části má čelní stěna vyfrézovanou drážku navazující na základový blok. Dále v ní jsou vyvrtány otvory sloužící k připojení dopravního profilu a její horní části se nachází drážka pro plastovou záslepku.



Obrázek č. 38: Spodní část domku hnací jednotky

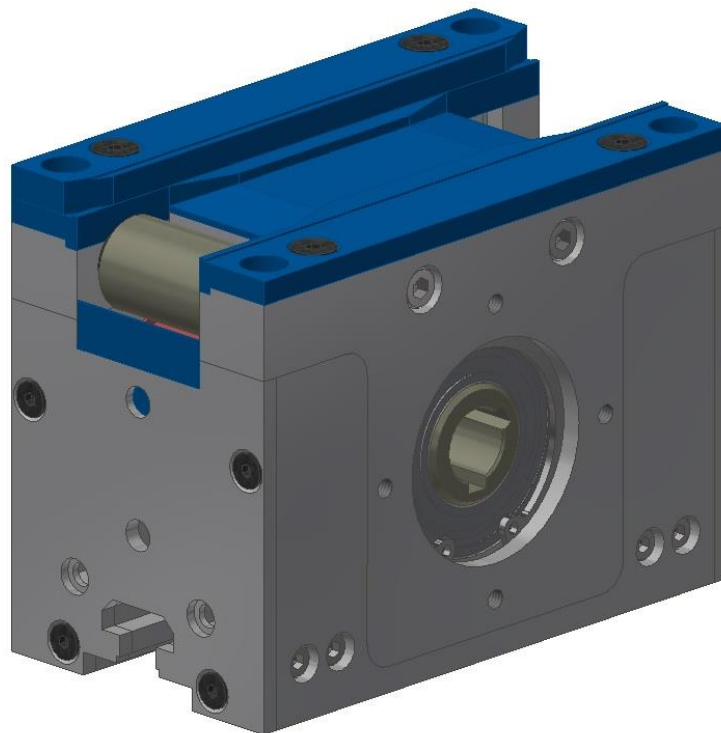
Horní část domku se skládá ze 3 částí, jak je patrné z obrázku č. 39. Dvě boční části jsou se středním blokem sesazeny pomocí kolíků a staženy dvojicí šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Boční části v sobě mají otvor pro usazení ložiska hnací řemenice, které je z vnější strany zajištěno pomocí pojistného kroužku. Z vnější části boční stěny jsou vyvrtány čtyři díry se závitem pro připojení příruby a pohonu, z vnitřní části jsou vyfrézovány drážky pro čepy převáděcích kladek.



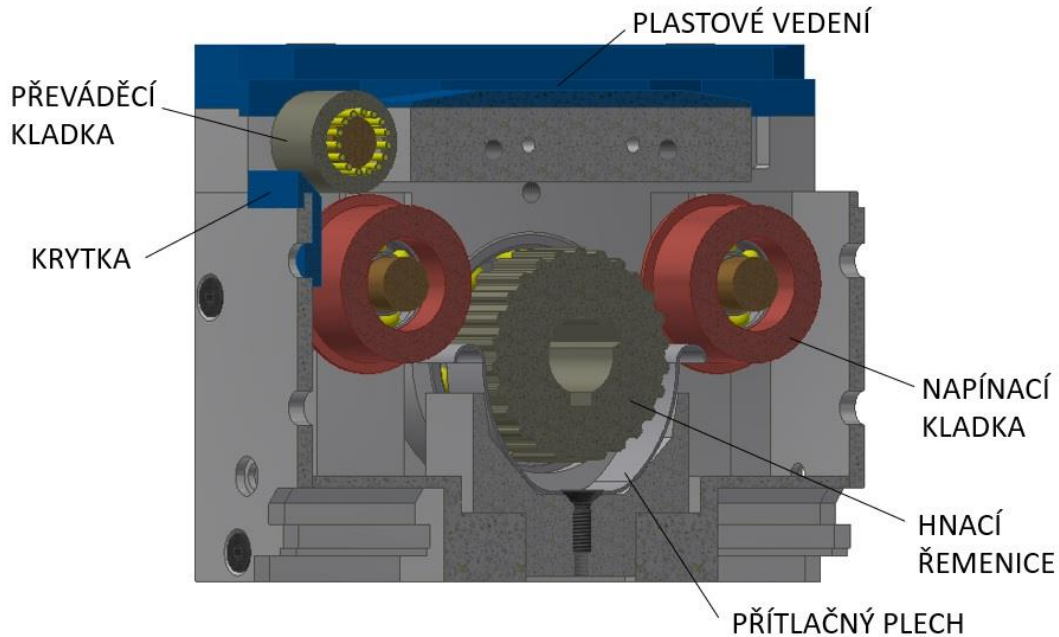
Obrázek č. 39: Horní část domku hnací jednotky a její rozpad

3.5.2. Sestavení hnací jednotky

Na obrázku č. 40 lze již vidět kompletní smontovanou hnací jednotku. Do horní i spodní části domku jednotky jsou nejprve usazeny všechny kladky a hnací řemenice s ložisky. Horní část domku zapadá do výřezu v bočních stěnách spodní části a dosedá na jejich vrchní plochu. Zde je v rozích stažena čtyřmi šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Dále jsou na vrchní stranu domku přišroubována plastová vedení řemenu a paletky, na obrázku zvýrazněno modrou barvou. Pro plastová vedení volím materiál s označením „S“ od firmy Murtfeldt. Jedná se o materiál na bázi ultravysokomolekulárního nízkohustotního polyetyleny, který zaručuje dobré kluzné podmínky a zároveň vysokou odolnost vůči opotřebení. Další díl, který je na obrázku znázorněn modrou barvou, je plastová krytka zabraňující vniku nežádoucího předmětu mezi běžící řemen a čelní stěnu domku při provozu. Detail vnitřního uspořádání je ukázán v řezu na obrázku č. 41, kde jsou popsány i jednotlivé funkční části. [18]



Obrázek č. 40: Hnací jednotka dopravníku



Obrázek č. 41: Řez hnací jednotkou a popis jejích částí

3.5.3. Hnací řemenice

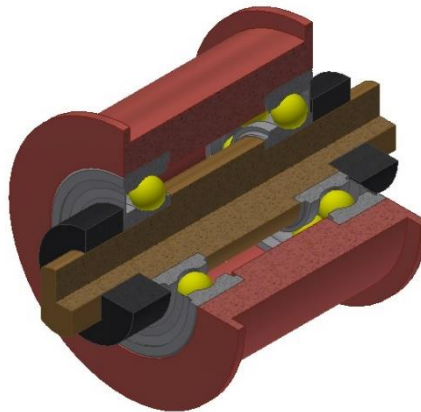
Jak vyplývá z části návrhu pohonu, hnací řemenice (viz. obr. č. 42) bude mít celkem 26 zubů. V ose řemenice se nachází průchozí díra kruhového průřezu s drážkou pro pero pro přenos krouticího momentu. Válcové plochy na stranách s průměrem 25 mm slouží k usazení kuličkových ložisek 6005-RSL s vnějším zakrytím od firmy SKF. Řemenice je vyrobena z jednoho kusu materiálu, jako polotovar volím ozubenou hřídel T5 – DIN 7721-2 od firmy Haberkorn.



Obrázek č. 42: Hnací ozubená řemenice

3.5.4. Napínací kladka

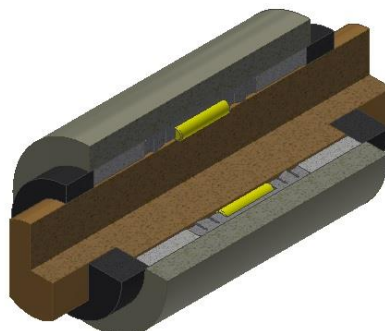
Napínací kladka je tvořena čepem, dvojicí kuličkových ložisek s vnějším zakrytáním 608-RSH od firmy SKF a samotným válcem o průměru 30 mm, tvořícím rotační část kladky. Válec je na bocích osazen a vede tak řemen při průchodu skrz hnací jednotku. Kladka je do hnací jednotky usazena pomocí čepu válcového průměru, který má na stranách dvě vyfrézované plošky zapadající do drážek domku hnací jednotky. Černou barvou na obrázku č. 43 jsou znázorněny vymezující podložky, které definují polohu kladky v hnací jednotce.



Obrázek č. 43: Napínací kladka

3.5.5. Převáděcí kladka

Převáděcí kladka (viz. obr. č. 44) je složena z válcového čepu, dvojice rozpěrných trubek, jehličkového ložiska HK 1014.2RS od firmy SKF a válce o průměru 19,6 mm tvořícího tělo kladky. Malý vnější průměr kladky je volen z důvodu, aby paletka ležela na dopravním řemenu i v krajní poloze, ale zároveň je třeba brát ohled na ohybové možnosti řemenu. Například při spojení dvou dopravníků v řadě díky tomuto opatření vzniká pouze malá mezera mezi dopravními pásy a nedojde tak k zastavení krátké paletky. Stejně jako u napínací kladky jsou konce čepu ze dvou stran vyfrézovány pro zapadnutí do drážky a poloha kladky je určena dvojicí vymezovacích podložek.



Obrázek č. 44: Převáděcí kladka

3.5.6. Kontrola trvanlivosti ložisek

Všechna výše uvedená ložiska kontroluji z hlediska životnosti při nejhorším přípustném případě zatížení dopravníku, tzn. při zatížení hmotností 60 kg při zastavené paletce a rychlosti unášení 18 m/min. Pro výpočet jsem musel stanovit silové reakce působící na kladky a řemenici a jejich otáčky. Silové reakce jsem vypočítal jako vektorový součet sil působících na řemenici kladky od řemenu, podle vztahu č. 20, jejich otáčky byly stanoveny z obvodové rychlosti stejně jako u rovnice č. 16. Obě tyto hodnoty pro kladky a řemenici jsou uvedeny v tabulce č. 3. Jelikož hnací řemenici a napínací kladku nese dvojice ložisek, je třeba z reakce vypočítat sílu působící na jedno ložisko, která bude oproti reakci poloviční u těchto kladek. Hodnota sil působících na jedno ložisko je také doplněna v tabulce. [16]

$$F_R = \sqrt{F_{T1}^2 + F_{T2}^2 - 2 \cdot F_{T1} \cdot F_{T2} \cdot \cos\alpha} \quad (21)$$

Kde: $F_{T1,2}$ [N] ...tahové síly v řemeni působící na kladku

α [°] ...úhel opásání kladky

F_R [N] ...reakce v kladce od silového působení řemene

Tab. 3: Reakce působící na kladky a řemenice, jejich otáčky a síly působící na ložiska

	Otáčky ložiska n_L [min ⁻¹]	Reakce od působení řemenu F_R [N]	Síla působící na ložisko F_L [N]
Hnací řemenice	138,46	498,17	249,09
Napínací kladka	190,99	579,73	289,87
Převáděcí kladka	292,33	615,57	615,57

Výpočet trvanlivosti ložisek jsem provedl podle vztahu č. 22. Jelikož na ložisko působí pouze radiální síla, sílu F_L lze považovat za ekvivalentní sílu působící na ložisko. [19]

$$L_h = \left(\frac{C}{F_L}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} \quad (22)$$

kde: L_h [h] ...trvanlivost ložiska

C [N] ...dynamická únosnost ložiska

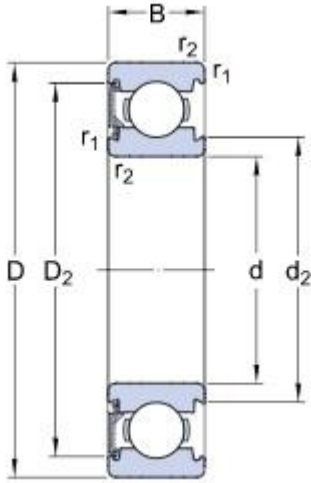
F_L [N] ...síla působící na ložisko

m [-] ...exponent rovnice trvanlivosti, $m=3$ pro kuličková ložiska, pro ostatní typy ložisek $m=10/3$

n_L [min⁻¹] ...otáčky ložiska

▪ Ložisko SKF 6005-RSL (hnací řemenice)

Na obrázku č. 45 je znázorněno ložisko 6005-RSL, jeho základní parametry jsou uvedeny v tabulce č. 4. Trvanlivost ložiska je vypočítána podle vztahu č. 23.



Tab. 4: Základní parametry ložiska SKF 6005-RSL [20]

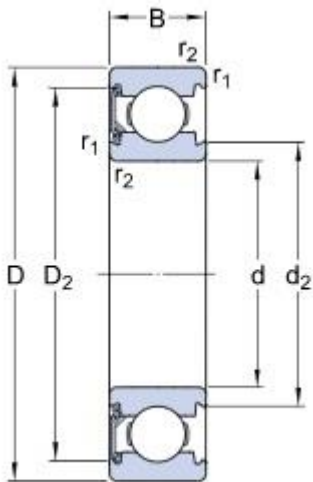
Vnitřní průměr ložiska	d [mm]	25
Vnější průměr ložiska	D [mm]	47
Šířka ložiska	B [mm]	12
Statická únosnost	C ₀ [N]	6550
Dynamická únosnost	C [N]	11900

Obrázek č. 45: Ložisko SKF 6005-RSL [20]

$$L_h = \left(\frac{11900}{249,09} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 138,46} = 13\,125\,537 \text{ hod} = 1498,35 \text{ let} \quad (23)$$

▪ Ložisko SKF 608-RSH (napínací kladka)

Na obrázku č. 46 je znázorněno ložisko 608-RSH, jeho základní parametry jsou uvedeny v tabulce č. 5. Trvanlivost ložiska je vypočítána podle vztahu č. 24.



Tab. 5: Základní parametry ložiska SKF 608-RSH [20]

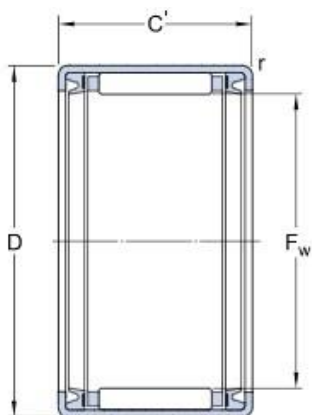
Vnitřní průměr ložiska	d [mm]	8
Vnější průměr ložiska	D [mm]	22
Šířka ložiska	B [mm]	7
Statická únosnost	C ₀ [N]	1370
Dynamická únosnost	C [N]	3450

Obrázek č. 46: Ložisko SKF 608-RSH [20]

$$L_h = \left(\frac{3450}{289,87} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 190,99} = 147\,132 \text{ hod} = 16,80 \text{ let} \quad (24)$$

▪ Ložisko SKF HK 1014.2RS (převáděcí kladka)

Na obrázku č. 47 je znázorněno ložisko 608-RSH, jeho základní parametry jsou uvedeny v tabulce č. 6. Trvanlivost ložiska je vypočítána podle vztahu č. 25.



Obrázek č. 47: Ložisko SKF HK 1014.2RS [20]

Tab. 6: Základní parametry ložiska SKF HK 1014.2RS [20]

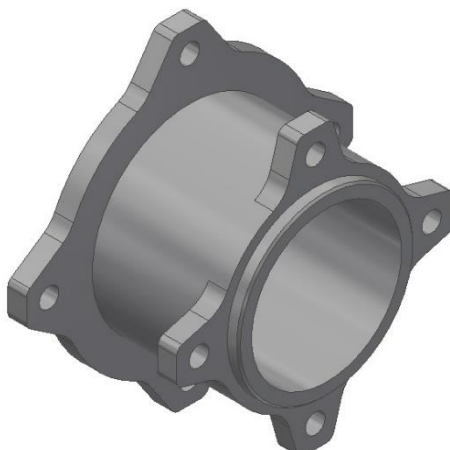
Vnitřní průměr ložiska	F _w [mm]	10
Vnější průměr ložiska	D [mm]	14
Šířka ložiska	C' [mm]	14
Statická únosnost	C ₀ [N]	5300
Dynamická únosnost	C [N]	4290

$$L_h = \left(\frac{4290}{615,57} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 292,33} = 36\,624 \text{ hod} = 4,18 \text{ let} \quad (25)$$

Vypočtené hodnoty trvanlivosti všech ložisek jsou dostatečně dlouhé, s vyšší pravděpodobností dojde k poškození ložiska dříve vlivem znečištění nebo znehodnocením maziva v ložisku.

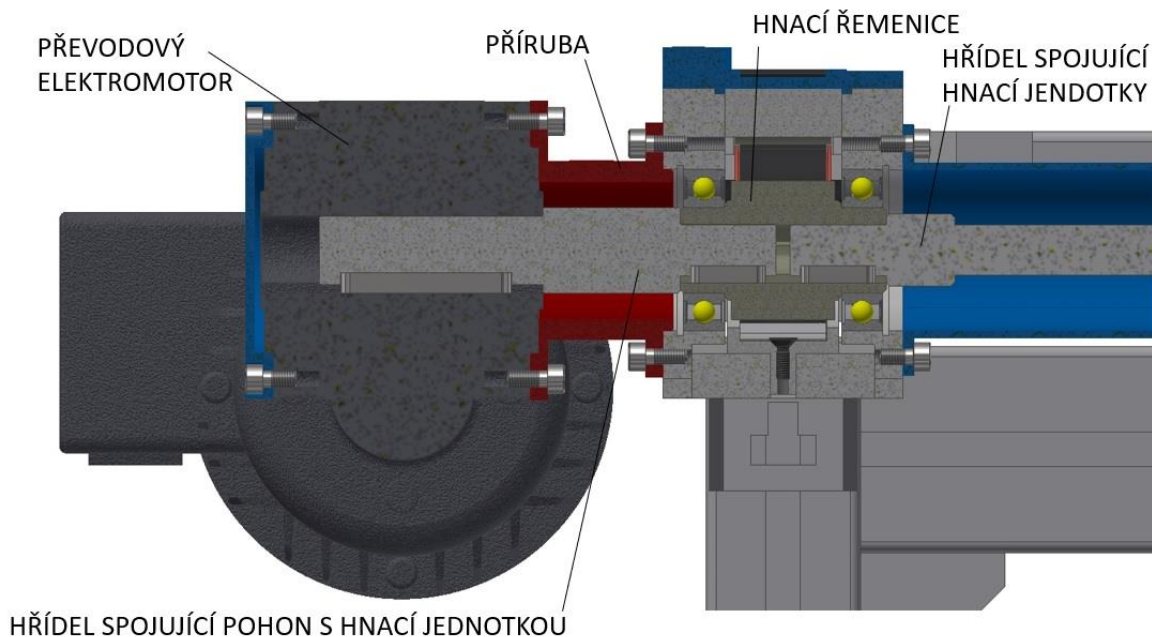
3.6. Spojení pohonu a hnacích jednotek

Pohon je k hnací jednotce připojen pomocí příruby, která tyto dva celky vzájemně spojuje. Příruba je k převodovému motoru i hnacímu domku uchycena pomocí čtveřice šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Příruba je vyrobena z obrobeného hliníku. Její reprezentace na obrázku č. 48 je v odlehčeném provedení, které lze případně dále upravovat s ohledem na optimalizaci technologického procesu.



Obrázek č. 48: Příruba spojující pohon s hnací jednotkou

Moment je z výstupu převodovky přenášen prostřednictvím ocelové hřídele. Válcová část hřídele na straně pohonu má průměr 20 mm a je opatřena drážkou pro těsné pero 6e7x6x50 ČSN 02 2562. Na straně hnací jednotky má hřídel průměr 15 mm a moment je přenášen pomocí pera 5e7x5x22 ČSN 02 2562. Stejným perem je osazena i hřídel o průměru 15 mm spojující hnací jednotky. Výše popsané části jsou znázorněny v řezu na obrázku č. 49. [21]



Obrázek č. 49: Spojení pohonu a hnacích jednotek

3.6.1. Kontrola těsných per

Použitá těsná pera normalizovaných velikostí kontroluji na otačení a na stříh. Dovolенý tlak pro otačení je $p_{dov} = 80 \text{ MPa}$, dovolené smykové napětí pro stříh $\tau_{dov} = 40 \text{ MPa}$. Kontrolu provádím pro maximální hodnotu momentu vyvozenou motorem z tabulky č. 2 ($M_{max} = 14,75 \text{ Nm}$).

- Pero na výstupu převodovky

Pro výpočet kontaktního tlaku p_1 a smykového napětí τ_1 je nejprve nutné určit funkční délku pera l'_1 a následně dopočítat požadované veličiny podle následujících vztahů:

$$l'_{p1} = l_{p1} - b_{p1} = 50 - 6 = 44 \text{ mm} \quad (26)$$

$$p_{p1} = \frac{4 \cdot M_{max}}{d_{h1} \cdot h_{p1} \cdot l'_{p1}} = \frac{4 \cdot 14750}{20 \cdot 6 \cdot 44} = 11,17 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$p_{p1} \leq p_{dov} \quad (28)$$

$$\tau_{p1} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_{h1} \cdot b_{p1} \cdot l'_{p1}} = \frac{2 \cdot 14750}{20 \cdot 6 \cdot 44} = 5,59 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\tau_{p1} \leq \tau_{dov} \quad (30)$$

Kde: l'_p [mm] ...funkční délka pera

l_p [mm] ...délka pera

d_h [mm] ...průměr hřídele

h_p [mm] ...výška pera

b_p [mm] ...šířka pera

M_{max} [Nmm] ...maximální kroutící moment vyvozený pohonem

p_p [MPa] ...tlak na bok pera

p_{dov} [MPa] ...dovolený tlak na bok pera

τ_p [MPa] ...smykové napětí v peru

τ_{dov} [MPa] ...dovolené smykové napětí v peru

▪ Pero v náboji řemenice

Obdobným způsobem je vypočítán kontaktní tlak a smykové napětí v peru v náboji řemenice.

$$l'_{p2} = l_{p2} - b_{p2} = 22 - 5 = 17 \text{ mm} \quad (31)$$

$$p_{p2} = \frac{4 \cdot M_{max}}{d_{h2} \cdot h_{p2} \cdot l'_{p2}} = \frac{4 \cdot 14750}{15 \cdot 5 \cdot 17} = 46,26 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$p_{p2} \leq p_{dov} \quad (33)$$

$$\tau_{p2} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_{h2} \cdot b_{p2} \cdot l'_{p2}} = \frac{2 \cdot 14750}{15 \cdot 5 \cdot 17} = 23,13 \text{ MPa} \quad (34)$$

$$\tau_{p1} \leq \tau_{dov} \quad (35)$$

Obě navržená pera vyhovují kontrolám na otláčení i na stříh.

3.6.2. Statická kontrola hřídelí

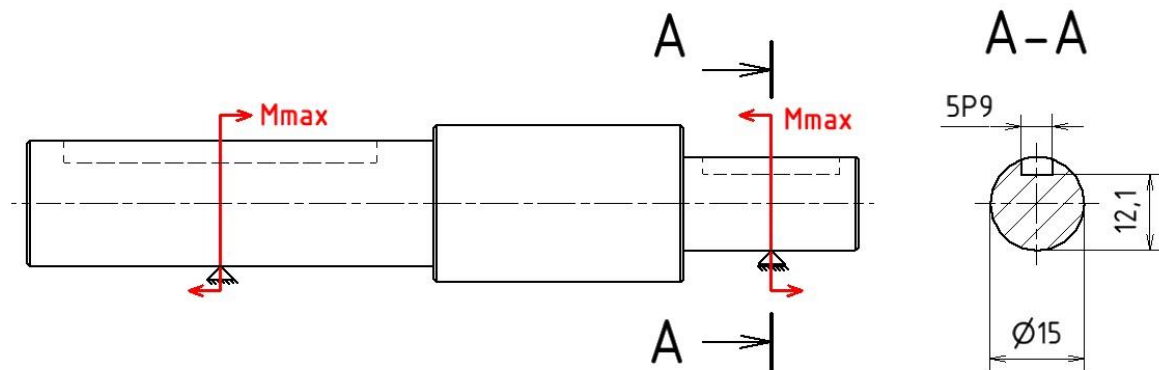
Obě použité hřídele v dopravníku jsou namáhány kroutícím momentem, které přenášejí od pohonu. Materiál obou hřídelí volím ČSN 12 050, jedná se o konstrukční ocel vhodnou k výrobě hřídelí. Materiálové vlastnosti použité pro výpočet jsou uvedeny v tabulce č. 7.

Tab. 7: Materiálové vlastnosti oceli ČSN 12 050 [21]

Mez pevnosti v tahu	R_m [MPa]	530
Mez kluzu v tahu	R_e [MPa]	305
Dovolené napětí v krutu	τ_{Kdov} [MPa]	100

▪ Hřídel spojující pohon s hnací jednotkou

Tuto hřídel kontroluji na maximální kroutící moment vyvozený pohonem $M_{max} = 14,75$ Nm. Místo s nejmenším průřezem se nachází na části vstupující do hnací jednotky v oblasti drážky pro pero. Pro kontrolu je nejprve nutné stanovit redukovaný modul průřezu v krutu W_K a následně ze zatěžujícího momentu vypočítat napětí působící v hřídeli. Na obrázku č. 50 se nachází schéma zatížení příslušné hřídele.



Obrázek č. 50: Schéma zatížení hřídele

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} - \frac{b_p \cdot t \cdot (d_h - t)^2}{2 \cdot d_h} \quad (36)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot 15^3}{16} - \frac{5 \cdot 2,9 \cdot (15 - 2,9)^2}{2 \cdot 15} = 591,9 \text{ mm}^3 \quad (37)$$

$$\tau_K = \frac{M_{max}}{W_K} = \frac{14750}{591,9} = 24,92 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$k_k = \frac{\tau_{Kdov}}{\tau_K} = \frac{100}{24,92} = 4,01 \quad (39)$$

Kde: W_K [mm³] ...redukovaný modul průřezu v krutu
 d_h [mm] ...průměr hřídele
 t [mm] ...hloubka drážky pro pero, $t = 2,9$ mm
 b_p [mm] ...šířka pera, $b_p = 5$ mm
 M_{max} [Nmm] ...maximální moment vyvozený pohonem
 τ_K [MPa] ...smykové napětí v krutu

T_{Kdov} [MPa] ...dovolené smykové napětí v krutu

k_k [1] ...statická bezpečnost vůči napětí v krutu

Hřídel spojující pohon a hnací jednotku vyhovuje podmínce dovoleného smykového napětí v krutu s bezpečností 4,01.

▪ Hřídel spojující hnací jednotky

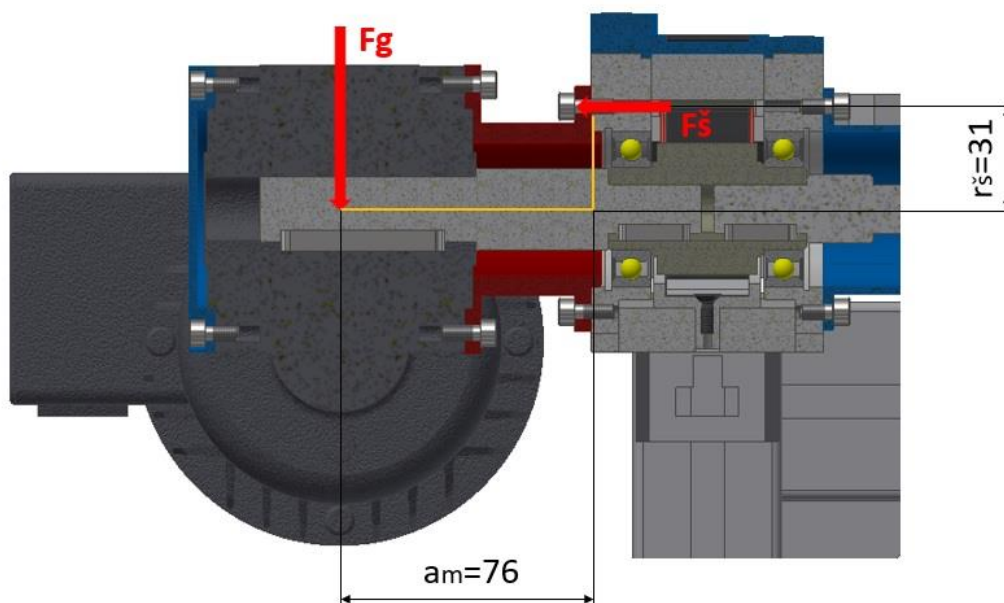
U hřídele spojující hnací jednotky působí pouze poloviční kroučící moment na stejném průřezu jako u předchozí hřídele. Vzniklé napětí v hřídeli je tudíž také poloviční a není třeba jej zvlášť kontrolovat výpočtem.

3.6.3. Kontrola šroubového spoje přírubby

U přírubby je třeba zkontrolovat šroubový spoj, který drží přírubu s převodovým motorem připevněnou k hnací jednotce. Příruba je připevněna pomocí čtveřice šroubů ČSN 02 1143 – M6x12 – 8.8.

3.6.3.1. Výpočet osově síly působící na šroub

Šroubový spoj je zatěžován tíhou převodového motoru. Pro výpočet je nejprve stanovit osovou sílu působící na jeden šroub ve spoji F_s . Schéma zatížení šroubu je zobrazeno na obrázku č. 51. Pro výpočet uvažují tíhu elektromotoru a převodovky $m_p = 15$ kg.



Obrázek č. 51: Zatížení šroubového spoje

$$F_g = m_p \cdot g = 15 \cdot 9,81 = 147,15 \text{ N} \quad (40)$$

$$F'_s = \frac{F_g \cdot a_m}{r_s} = \frac{147,15 \cdot 76}{31} = 360,75 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_s = \frac{F'_s}{n_s} = \frac{360,75}{4} = 90,19 \text{ N} \quad (42)$$

Kde:

F_g [N]	...tíha převodového motoru
m_p [kg]	...hmotnost převodového motoru
g [ms^{-2}]	...tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$
F'_s [N]	...síla zatěžující šroubový spoj
a_m [mm]	...vzdálenost působíště tíhy převodového motoru, $a_m = 76 \text{ mm}$
r_s [mm]	...poloměr roztečné kružnice děr pro šrouby
F_s [N]	...osová síla působící na jeden šroub
n_s [1]	...počet šroubů ve spoji

3.6.3.2. Výpočet montážního předpětí

Montážní předpětí je závislé především na zvoleném utahovacím momentu. Pro jeho výpočet je nejprve nutné stanovit úhel stoupání závitu γ , úhel boku závitu v normálové rovině β_n a třecí úhel závitu φ' .

$$\tan \gamma = \frac{p_z \cdot i_z}{\pi \cdot d_{2z}} = \frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 5,35} = 0,0595 \quad (43)$$

$$\gamma = \text{atan } 0,0595 = 0,0594 \text{ rad} = 3,405^\circ \quad (44)$$

Kde:

γ [°]	...úhel stoupání závitu
p_z [mm]	...rozteč závitu, $p = 1 \text{ mm}$
i_z [1]	...počet chodů závitu, $i_z = 1$
d_{2z} [mm]	...střední průměr závitu, $d_{2z} = 5,35 \text{ mm}$

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma = \tan 30^\circ \cdot \cos 3,405^\circ = 0,576 \quad (45)$$

$$\beta_n = \text{atan } 0,576 = 0,5228 \text{ rad} = 29,96^\circ \quad (46)$$

Kde:

β [°]	...úhel boku závitu
γ [°]	...úhel stoupání závitu
β_n [°]	...úhel boku závitu v normálové rovině

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,15}{\cos 29,96^\circ} = 0,1731 \quad (47)$$

$$\varphi' = \text{atan } 0,1731 = 0,1714 \text{ rad} = 9,822^\circ \quad (48)$$

Kde: φ' [°] ... třecí úhel závitu
 f [1] ... součinitel tření v závitu, $f = 0,15$
 β_n [°] ... úhel boku závitu v normálové rovině

Pro šrouby volím utahovací moment $M_U = 10 \text{ Nm}$. Montážní předpětí Q_0 je stanoveno následujícím způsobem.

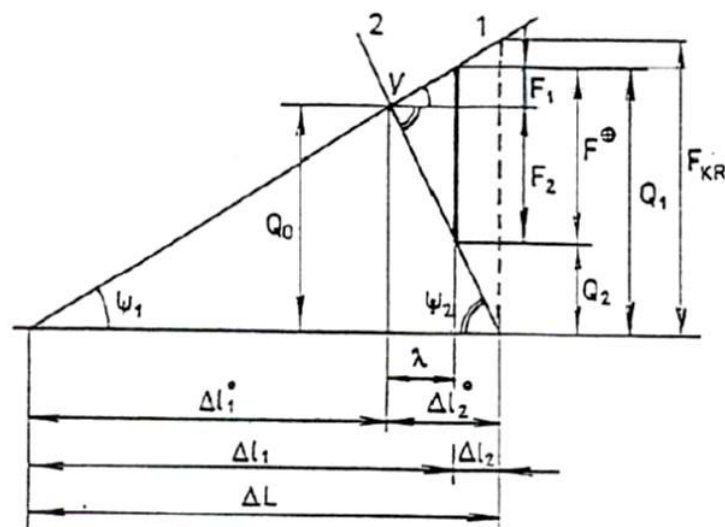
$$Q_0 = \frac{M_U}{\frac{d_{2z}}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + f \cdot \rho_H} = \frac{10000}{\frac{5,35}{2} \cdot \tan(3,405^\circ + 9,822^\circ) + 0,15 \cdot 4,28} \quad (49)$$

$$Q_0 = 7\,869,36 \text{ N} \quad (50)$$

Kde: Q_0 [N] ... montážní předpětí šroubového spoje
 M_U [Nmm] ... utahovací moment
 d_{2z} [mm] ... střední průměr závitu
 γ [°] ... úhel stoupání závitu
 φ' [°] ... třecí úhel závitu
 f [1] ... součinitel tření v závitu, $f = 0,15$
 ρ_H [mm] ... poloměr tření pod hlavou šroubu, $\rho_H = 0,8 d_{2z} = 4,28 \text{ mm}$

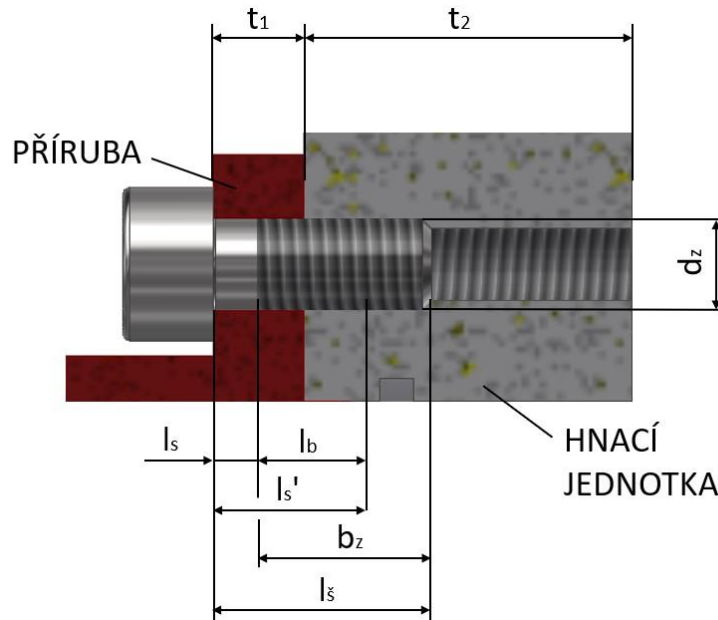
3.6.3.3. Výpočet tuhostí šroubového spoje

Pro provedení pevnostní kontroly spoje je nejprve nutné stanovit maximální vnitřní provozní sílu působící uvnitř šroubu. Ta je v F - Δl diagramu (viz. obr. č. 52) vynesena pod označením Q_1 . Z diagramu můžeme vyčíst i v předchozím kroku vypočítané montážní předpětí Q_0 . Velikost maximální vnitřní provozní síly je dána součtem montážního předpětí a přitěžující síly F_1 . [22]



Obrázek č. 52: F - Δl diagram [22]

Aby bylo možné vypočítat výše zmíněné síly, musíme nejprve určit tuhosti jednotlivých přitěžujících a odlehčujících částí. Pro výpočty tuhostí je potřeba znát rozměry vyznačené na obrázku č. 53. [23]



Obrázek č. 53: Rozměry šroubového spoje

▪ Výpočet tuhosti šroubu

Šroub je jednou z přitěžujících částí v tomto šroubovém spoji. Pro výpočet nejprve stanovím rozměry z obrázku č. 53 a potřebné průřezy šroubu a následně dopočítám celkovou tuhost šroubu.

$$l'_s = t_1 + \frac{d_z}{2} = 5 + \frac{6}{2} = 8 \text{ mm} \quad (51)$$

$$l_s = l_\xi - b = 12 - 9 = 3 \text{ mm} \quad (52)$$

$$l_b = l'_s - l_s = 8 - 3 = 5 \text{ mm} \quad (53)$$

Kde: l'_s [mm]	...účinná svěrná délka
l_s [mm]	...délka válcové části dříku bez závitu
l_b [mm]	...délka válcové části dříku se závitem v sevření
d_z [mm]	...jmenovitý průměr závitu, $d_z = 6 \text{ mm}$
t_1 [mm]	...tloušťka příruby, $t_1 = 5 \text{ mm}$
l_ξ [mm]	...jmenovitá délka šroubu, $l_\xi = 12 \text{ mm}$
b_z [mm]	...délka závitu, $b_z = 9 \text{ mm}$

$$S_d = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28,27 \text{ mm}^2 \quad (54)$$

Kde: S_d [mm²] ...plocha průřezu válcové části dříku bez závitu
 d_z [mm] ...jmenovitý průměr závitu, $d_z = 6$ mm

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{2z} + d_{3z}}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{5,35 + 4,773}{2} \right)^2 = 20,12 \text{ mm}^2 \quad (55)$$

Kde: A_s [mm²] ...výpočtový průřez šroubu
 d_{2z} [mm] ...střední průměr závitu, $d_{2z} = 5,35$ mm
 d_{3z} [mm] ...malý průměr závitu, $d_{3z} = 4,773$ mm

U šroubu se určuje tuhost zvlášť pro část dříku bez závitu a část se závitem. Celková tuhost šroubu je dána součtem převrácených hodnot těchto dvou tuhostí. Při dosazení do vzorců pro jednotlivé tuhosti do součtu převrácených hodnot dostaneme následující vztah pro celkovou tuhost šroubu: [23]

$$C_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E}{S_d \cdot l_b + A_s \cdot l_s} = \frac{28,27 \cdot 20,12 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{28,27 \cdot 5 + 20,12 \cdot 3} = 592\,215,62 \text{ N/mm} \quad (56)$$

Kde: C_s [N/mm] ...celková tuhost šroubu
 S_d [mm²] ...plocha průřezu válcové části dříku bez závitu
 A_s [mm²] ...výpočtový průřez šroubu
 l_b [mm] ...délka válcové části dříku se závitem v sevření
 l_s [mm] ...délka válcové části dříku bez závitu
 E [MPa] ...Youngův modul pružnosti v tahu oceli, $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa

▪ Výpočet tuhosti přitěžujících částí

V případě kontrolovaného šroubového spoje je přitěžovanou částí i část stěny hnací jednotky, do které zasahuje účinná svěrná délka. Hloubka oblasti zasažené napjatostí je definována rozdílem účinné svěrné délky l'_s a tloušťky příruby t_1 . Půdorys této oblasti uvažují jako mezikruží mezi středním průměrem závitu d_{2z} a dvojnásobkem jmenovitého průměru závitu d_z .

$$S'_d = \frac{\pi \cdot ((2 \cdot d_z)^2 - d_{2z}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot ((2 \cdot 6)^2 - 5,35^2)}{4} = 90,62 \text{ mm}^2 \quad (57)$$

$$C_{hj} = \frac{S'_d \cdot E_{Al}}{l'_s - t_1} = \frac{90,62 \cdot 7,1 \cdot 10^4}{8 - 5} = 2\,144\,608,88 \text{ N/mm} \quad (58)$$

Kde: S'_d [mm²] ...plocha mezikruží mezi průměry d_{2z} a $2d_z$
 d_{2z} [mm] ...střední průměr závitu
 d_z [mm] ...jmenovitý průměr závitu
 C_{hj} [N/mm] ...tuhost stěny hnací jednotky
 l'_s [mm] ...účinná svěrná délka
 t_1 [mm] ...tloušťka příruby
 E_{Al} [MPa] ...Youngův modul pružnosti v tahu hliníku, $E = 7,1 \cdot 10^4$ MPa

Celková tuhost přitěžujících částí je vypočítána součtem převrácených hodnot tuhostí šroubu a stěny hnací jednotky. Tento vztah lze upravit na následující vzorec.

$$C_1 = \frac{C_s \cdot C_{hj}}{C_s + C_{hj}} = \frac{592215,62 \cdot 2144608,88}{592215,62 + 2144608,88} = 464\,067,34 \text{ N/mm} \quad (59)$$

Kde: C_1 [N/mm] ...tuhost přitěžujících částí
 C_s [N/mm] ...celková tuhost šroubu
 C_{hj} [N/mm] ...tuhost stěny hnací jednotky

▪ Výpočet tuhosti odlehčujících částí

V řešeném případě je odlehčující část pouze sevřená příruha, jejíž tuhost se stanoví následujícím způsobem. Oblast zasaženou napjatostí uvažují jako dutý válec o výšce t_1 s půdorysem mezikruží mezi průměrem díry pro šroub d_d a dvojnásobkem jmenovitého průměru šroubu d_z .

$$S''_d = \frac{\pi \cdot ((2 \cdot d_z)^2 - d_d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot ((2 \cdot 6)^2 - 6,6^2)}{4} = 78,86 \text{ mm}^2 \quad (60)$$

$$C_2 = C_p = \frac{S''_d \cdot E_{Al}}{t_1} = \frac{78,86 \cdot 7,1 \cdot 10^4}{5} = 1\,120\,172,56 \text{ N/mm} \quad (61)$$

Kde: S''_d [mm²] ...plocha mezikruží mezi průměry d_d a $2d_z$
 d_d [mm] ...průměr díry pro šroub
 d_z [mm] ...jmenovitý průměr závitu
 C_p [N/mm] ...tuhost příruby
 C_2 [N/mm] ...tuhost odlehčujících částí
 t_1 [mm] ...tloušťka příruby
 E_{Al} [MPa] ...Youngův modul pružnosti v tahu hliníku, $E = 7,1 \cdot 10^4$ MPa

3.6.3.4. Výpočet maximální provozní síly a provozního zatížení

Pro určení maximální provozní síly Q_1 a provozního zatížení šroubu Q_2 nejprve vypočítám velikosti přitěžující a odlehčující síly šroubu F_1 a F_2 . Následně pomocí zjištěných tuhostí již dopočítám požadovaná zatížení šroubu.

$$F_1 = F_s \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} = 90,19 \cdot \frac{464067,34}{464\,067,34 + 1120172,56} = 26,42 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_2 = F_s \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} = 90,19 \cdot \frac{1120172,56}{464\,067,34 + 1120172,56} = 63,77 \text{ N} \quad (63)$$

Kde: F_1 [N] ...přitěžující síla šroubu
 F_2 [N] ...odlehčující síla šroubu
 F_s [N] ...osová síla působící na jeden šroub
 C_1 [N/mm] ...tuhost přitěžujících částí
 C_2 [N/mm] ...tuhost odlehčujících částí

$$Q_1 = Q_0 + F_1 = 7869,36 + 26,42 = 7\,895,78 \text{ N} \quad (64)$$

$$Q_2 = Q_0 - F_2 = 7869,36 - 63,77 = 7\,805,59 \text{ N} \quad (65)$$

Kde: Q_1 [N] ...maximální provozní síla šroubu
 Q_2 [N] ...provozní zatížení šroubu
 Q_0 [N] ...montážní předpětí šroubového spoje
 F_1 [N] ...přitěžující síla šroubu
 F_2 [N] ...odlehčující síla šroubu

3.6.3.5. Pevnostní kontrola šroubového spoje

Šroubový spoj kontroluji na namáhání tahem a krutem. Z hodnot vypočítaného tahového a smykového napětí určím redukované napětí, které porovnávám s mezí kluzu zvoleného šroubu pevnostní třídy 8.8.

$$\sigma_t = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\pi \cdot \frac{d_{3z}^2}{4}} = \frac{7\,895,78}{\pi \cdot \frac{4,773^2}{4}} = 441,29 \text{ MPa} \quad (66)$$

Kde: σ_T [MPa] ...napětí v tahu
 Q_1 [N] ...maximální provozní síla šroubu
 d_{3z} [mm] ...malý průměr závitu



$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_{2z}}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\pi \cdot \frac{d_{3z}^3}{16}} = \frac{7\,869,36 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \tan(3,405 + 9,822)}{\pi \cdot \frac{4,773^3}{16}} \quad (67)$$

$$\tau_k = 231,75 \text{ MPa} \quad (68)$$

Kde: τ_k [MPa] ...smykové napětí v krutu
 Q_0 [N] ...montážní předpětí šroubového spoje
 d_{2z} [mm] ...střední průměr závitu
 d_{3z} [mm] ...malý průměr závitu
 γ [°] ...úhel stoupání závitu
 φ' [°] ...třecí úhel závitu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{441,29^2 + 3 \cdot 231,75^2} = 596,54 \text{ MPa} \quad (69)$$

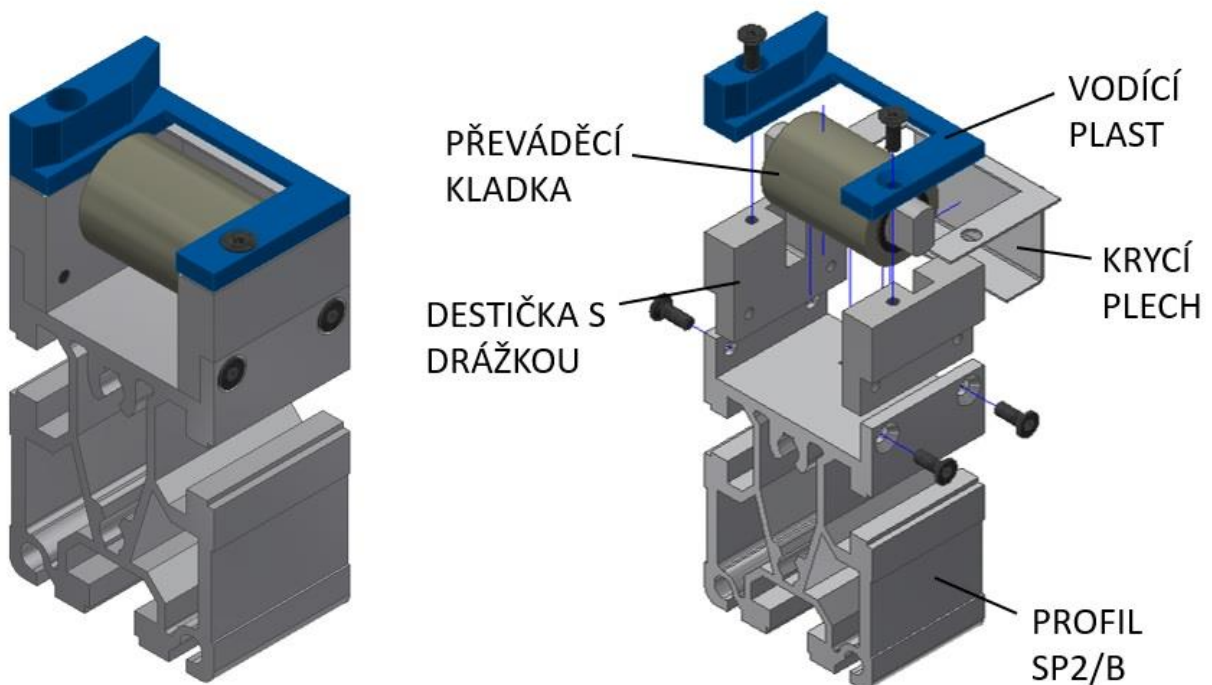
$$k_{\check{s}} = \frac{R_{e\check{s}}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{596,54} = 1,073 \quad (70)$$

Kde: σ_{red} [MPa] ...reduované napětí podle teorie HMM
 σ_T [MPa] ...napětí v tahu
 τ_k [MPa] ...smykové napětí v krutu
 $k_{\check{s}}$ [1] ...bezpečnost šroubového spoje
 $R_{e\check{s}}$ [MPa] ...mez kluzu šroubu, $R_{e\check{s}} = 640$ MPa

Zvolený šroubový spoj vyhovuje pevnostní kontrole s bezpečností vůči mezi kluzu 1,07.

3.7. Návrh vratné jednotky

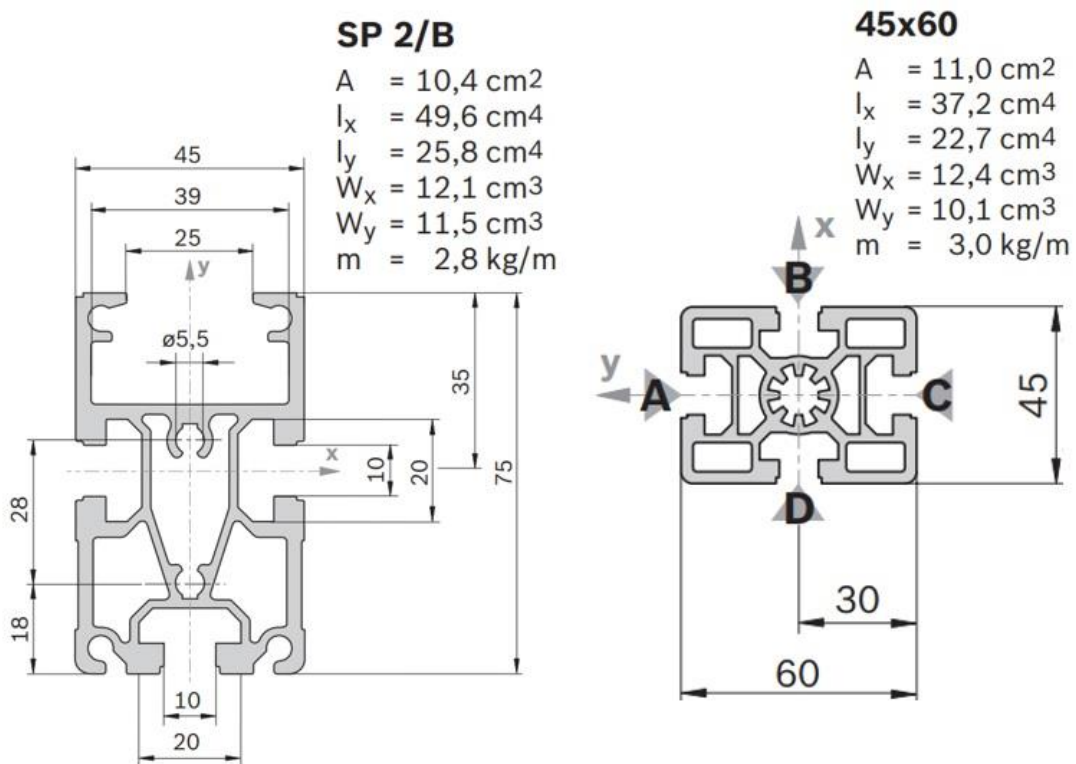
Vratná jednotka dopravníku je umístěna na konci dopravního profilu a zajišťuje zpětný pohyb řemenu do vratné jednotky. Její rozpad s popisem jednotlivých částí je znázorněn na obrázku č. 54. Tělo jednotky tvoří v horní části odříznutý profil SP2/B, ke kterému jsou šrouby s kuželovou hlavou a vnitřním šestihranem připevněny dvě destičky s vyfrézovanými drážkami pro čep převáděcí rolny. Převáděcí rolna je použita stejná jako v hnací jednotce. Shora je k destičkám připevněn krycí plech zabraňující kontaktu s pohybujícím se dopravníkem ze zadní strany a plastové vedení paletky.



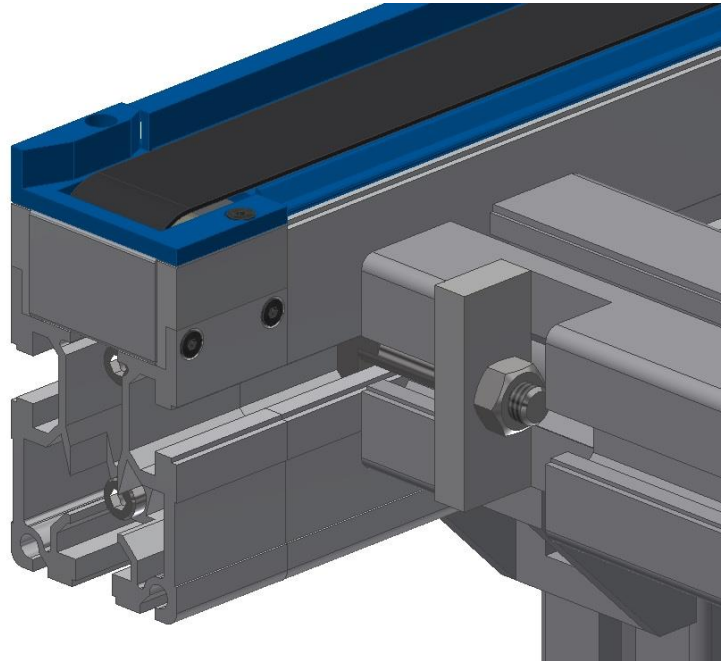
Obrázek č. 54: Vratná jednotka a její rozpad

3.8. Hliníkové profily dopravníku

Hnací a vratná jednotka je spojena hliníkovým dopravním profilem SP2/B od firmy Bosch Rexroth. Jednotky se k profilu uchycují pomocí kolíků a šroubů. Drážky pro šrouby s T hlavou z boku a na spodní straně profilu umožňují snadné připojení dalších prvků dopravníku. Vzájemné propojení dopravních profilů je realizováno příčnými profily 45x60, také od firmy Bosch Rexroth. Rovněž tento profil má na svých stranách drážky pro šrouby s T hlavou. Průřezy obou profilů a jejich průřezové charakteristiky jsou zobrazeny na obrázku č. 55. Vzájemné spojení profilů je uskutečněno pomocí vyfrézované drážky v příčném profilu, přes kterou je pomocí desky a šroubu s T hlavou připevněn k dopravnímu profilu (viz. obr. č. 56).



Obrázek č. 55: Profily SP2/B a 45x60 [24]



Obrázek č. 56: Spojení příčného a dopravního profilu

3.9. Kluzná lišta

Kluzná lišta (viz. obr. č. 57) vede řemen a unášenou paletku po délce dopravního profilu. Stejně jako hliníkové profily je nabízena firmou Bosch Rexroth. Je vyrobena z polyamidu a zajišťuje příznivý koeficient tření a odolnost vůči opotřebení. [1]



Obrázek č. 57: Kluzná lišta

3.10. Podpěry rámu dopravníku

Podpěry rámu tvoří sestava nohou SZ 2 (viz. obr. č. 58) od firmy Bosch Rexroth. Jejich kostru tvoří profily 45x60, stejné jako příčné profily rámu dopravníku. K dopravním profilům se připevňují pomocí úhelníků a šroubům s maticemi zapadajícími do drážek stavebnicových profilů, přičemž jsou umísťovány rovnoměrně po délce dopravníku v maximální vzdálenosti 2 metrů od sebe. Díky šroubovacím stojným patkám lze nastavit výšku dopravníku. Podpěrnou konstrukci lze také pomocí kotvicích patek přichytit k podlaze a zajistit tak dopravník proti pohybu.



Obrázek č. 58: Sestava nohou SZ 2 [25]

3.11. MKP analýza rámu dopravníku

Metodou konečných prvků ověřuji nosnost rámu dopravníku pro nejhorší případ zatížení. Ten nastává v situaci, kdy je paletka s maximálním zatížením a nejmenšími možnými rozměry zastavena uprostřed mezi podpěrami dopravníku s maximální šířkou 1200 mm.

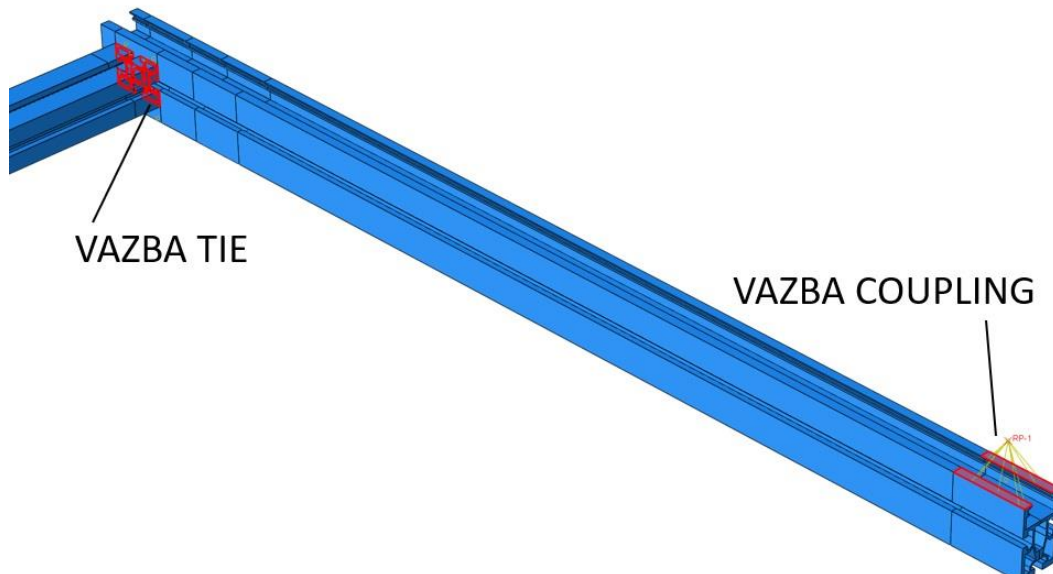
3.11.1. Model pro MKP analýzu

Pro zjednodušení výpočtu zahrnuji do modelu pouze dopravní a příčný profil, jejichž průřezy jsem dále zjednodušil odebráním zaoblení a drobných tvarových prvků. Jelikož se jedná o symetrický rám, řeším pouze jeho čtvrtinu zatíženou čtvrtinovou silou danou maximálním zatížením 60 kg. Zjednodušený model (viz. obr. č. 59) byl vytvořen v programu Autodesk Inventor a následně převeden do programu Abaqus, ve kterém byl výpočet proveden. Celkové rozměry modelu byly 1170 x 617,5 mm.



Obrázek č. 59: Model pro MKP analýzu

Materiál obou profilů jsem definoval hodnotami Youngova modulu pružnosti v tahu hliníku $E_{Al} = 71\,000\text{ MPa}$ a Poissonova čísla $\nu = 0,33$. Profily byly vzájemně spojeny pomocí vazby tie (viz. obr. č. 60).



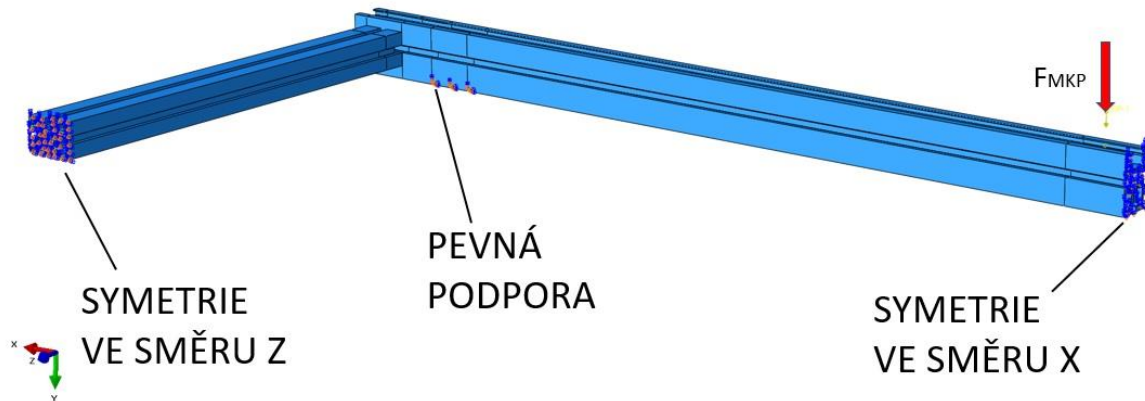
Obrázek č. 60: Vazby v MKP modelu

3.11.2. Okrajové podmínky a zatížení MKP modelu

Model je zatěžován jednoduchou silou ve svislém směru jejíž hodnota odpovídá čtvrtině maximálního zatížení, tzn. hodnota této síly je $F_{MKP} = 147,15\text{ N}$. Síla působí v referenčním bodě, který je přes vazbu coupling svázán s plochami, o které by se opírala část kluzné lišty nesoucí paletku s produktem (znázorněno též na obrázku č. 60).

V místě, kde by se pod rámem dopravníku nacházely nohy SZ 2, jsem umístil pevnou podporu zakazující posuvy i natočení ve všech směrech. Střed plochy, ke které je podpora definována, se nachází ve vzdálenosti 1000 mm od kraje dopravního profilu a představuje tak maximální rozestup umístění nohou. Symetrie

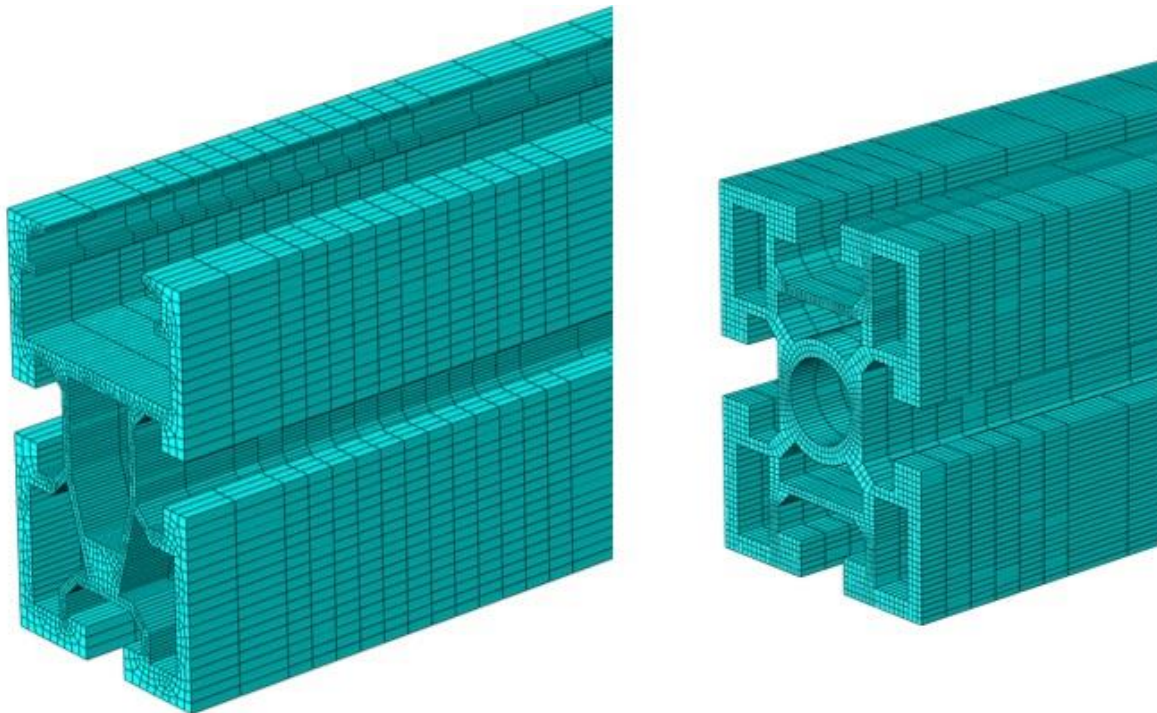
modelu byla definována pomocí vazeb symetrie v příslušných směrech přiřazených k plochám, ve kterých došlo k odříznutí profilů. Výše zmíněné vazby jsou ukázány na obrázku č. 61.



Obrázek č. 61: Okrajové podmínky a zatížení MKP modelu

3.11.3. Síťování MKP modelu

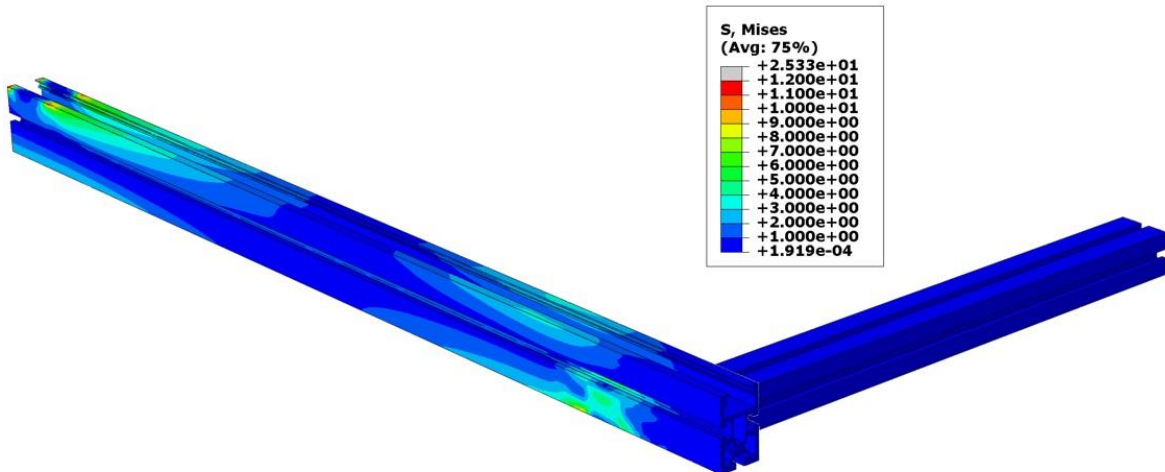
Síť byla vytvořena jednotlivě pro každý profil pomocí elementů ve tvaru lineárních šestistěnů. Detail síťování jednotlivých profilů je zobrazen na obrázku č. 62. V oblastech, kde byla v modelu umístěna vazba nebo zatížení jsem volil jemnější síťování. Celkem model obsahoval 185 763 elementů a 244 747 uzlů.



Obrázek č. 62: Síťování MKP modelu

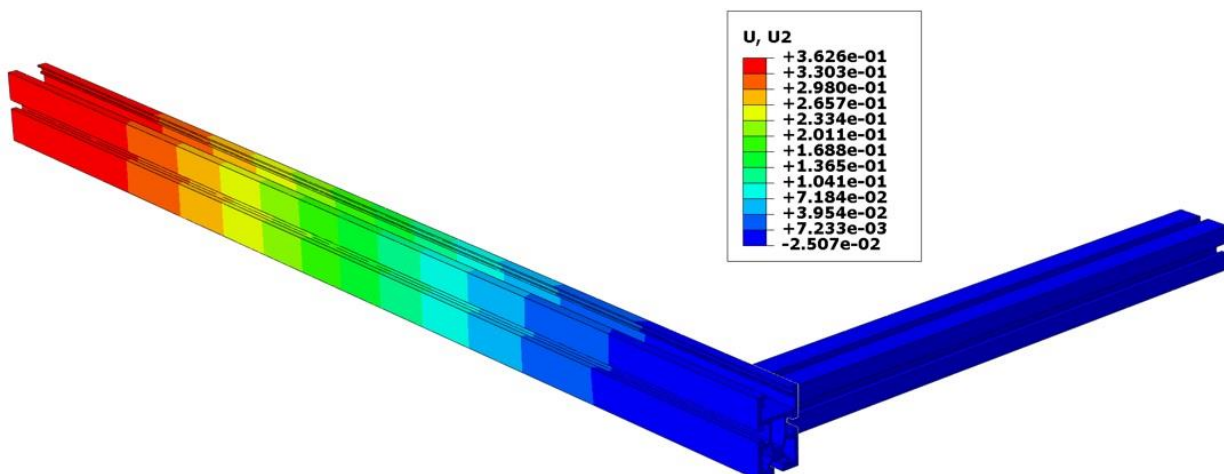
3.11.4. Vyhodnocení MKP analýzy

Z výpočtu jsem vyhodnotil průběh Misesova napětí a průhyb ve svislém směru. Průběh Misesova napětí je znázorněn na obrázku č. 63. Určené hodnoty napětí jsou výrazně nižší oproti mezi kluzu a nedojde tedy k poškození ani při maximálním zatížení. Maximální hodnota napětí 25,33 MPa se nachází v místě nejdále vzdáleném od podpory simulující podpěrné nohy dopravníku, tzn. v místě zatížení paletkou.



Obrázek č. 63: Průběh Misesova napětí

Průběh posuvu ve svislém směru se nachází na obrázku č. 64. Hodnota posuvu se zvyšuje směrem od podpory ke středu dopravníku, kde opět dosahuje své maximální hodnoty – 0,36 mm. Tento posuv nepředstavuje problém při běžném použití dopravníku, ale při potřebě přesného pozicování je třeba jej brát v potaz a umístit do daného místa podpěrné nohy.



Obrázek č. 64: Průběh posuvu ve svislém směru

4. Závěr

V diplomové práci jsem nejprve provedl rešerši paletkových dopravníkových systémů, jejich prvků a konstrukčních řešení. Na základě rešerše jsem poté navrhl koncept paletkového dopravníku s ozubeným řemenem podle parametrů zadání. Dopravník je schopný přepravy břemene o celkové hmotnosti 60 kg v rychlostech 3, 6, 9, 12, 15 a 18 m/min. Maximální délka dopravníku je 6000 mm a šířka 1200 mm. Pohon dopravníku je realizován pomocí třífázového asynchronního elektromotoru se šnekovou převodovkou, který je umístěný na boku jedné z hnacích jednotek. Pro navržená řešení jsem provedl kontroly vybraných uzlů. V rámci práce jsem vytvořil 3D model konceptu dopravníku s parametrizací jeho rozměrů (viz. obr. č. 65) a na jeho základě zhotovil 2D koncepční výkres sestavy.



Obrázek č. 65: Model dopravníku o délce 2000 mm a šířce 320 mm

Pro účely porovnání uvedeného řešení obráběných spojovaných dílů domku byla u externích dodavatelů zpracována orientační cenová nabídka (zajistil vedoucí práce). Pro minimální délku a šířku bez pohonu byla cena cca 980 EUR s dostupností do 2 týdnů. Cena srovnatelného řešení výrobců (viz. rešerše) byla v rozmezí 1100-1900 EUR s dostupností 4-12 týdnů (viz. kapitola 3.5.1.). Řešení je tedy i při zdánlivě složitější konstrukci domků konkurenceschopné z hlediska ceny i doby výroby, v případě dostupnosti vlastních výrobních CNC prostředků je ještě výhodnější. Provedení lze dále optimalizovat s ohledem na konkrétní použité technologické výrobní prostředky.

Seznam použitých zkratk a symbolů

α [°]	úhel opásání kladky
β [°]	úhel boku závitu
β_n [°]	úhel boku závitu v normálové rovině
γ [°]	úhel stoupání závitu
η [1]	účinnost převodovky
μ [1]	součinitel tření
ν [1]	Poissonovo číslo
ρ_H [mm]	poloměr tření pod hlavou šroubu
σ_{red} [MPa]	redukované napětí podle teorie HMH
σ_T [MPa]	napětí v tahu
T_{dov} [MPa]	dovolené smykové napětí v peru
τ_K [MPa]	smykové napětí v krutu
τ_{Kdov} [MPa]	dovolené smykové napětí v krutu
τ_p [MPa]	smykové napětí v peru
φ' [°]	třecí úhel závitu
a_m [mm]	vzdálenost působíště tíhy převodového motoru
A_s [mm ²]	výpočtový průřez šroubu
B [mm]	šířka ložiska
b_p [mm]	šířka pera
b_z [mm]	délka závitu
C' [mm]	šířka ložiska
C [N]	dynamická únosnost ložiska
C_0 [N]	statická únosnost ložiska
C_1 [N/mm]	tuhost přitěžujících částí
C_2 [N/mm]	tuhost odlehčujících částí
C_{hj} [N/mm]	tuhost stěny hnací jednotky
C_p [N/mm]	tuhost příruby
C_s [N/mm]	celková tuhost šroubu
d [mm]	vnitřní průměr ložiska
D [mm]	vnější průměr ložiska
d_{2z} [mm]	střední průměr závitu
d_{3z} [mm]	malý průměr závitu
d_d [mm]	průměr díry pro šroub

d_h [mm]	průměr hřídele
d_r [mm]	roztečný průměr řemenice
d_z [mm]	jmenovitý průměr závitu
E [MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu oceli
E_{Al} [MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu hliníku
f [1]	součinitel tření v závitu
F_1 [N]	přítěžující síla šroubu
F_2 [N]	odlehčující síla šroubu
F'_s [N]	síla zatěžující šroubový spoj
F_g [N]	tíha převodového motoru
F_L [N]	síla působící na ložisko
F_{MKP} [N]	zatěžující síla MKP modelu
F_{OH} [N]	obvodová hnací síla
F_{OH1} [N]	obvodová hnací síla působící na jeden řemen
$F_{OH'}$ [N]	navýšená obvodová hnací síla
F_P [N]	předepínací síla
F_R [N]	reakce v kladce od silového působení řemene
$F_{R_{max}}$ [N]	maximální tahová síla v řemeni
$F_{R_{dov}}$ [N]	dovolená tahová síla v řemeni
F_s [N]	osová síla působící na jeden šroub
$F_{T1,2}$ [N]	tahové síly v řemeni působící na kladku
F_w [mm]	vnitřní průměr ložiska
g [m/s ²]	tíhové zrychlení
h_p [mm]	výška pera
i [1]	převodový poměr převodovky
i_z [1]	počet chodů závitu
k_k [1]	statická bezpečnost vůči napětí v krutu
k_p [1]	provozní součinitel
k_s [1]	bezpečnost šroubového spoje
l'_p [mm]	funkční délka pera
l'_s [mm]	účinná svěrná délka
l_b [mm]	délka válcové části dřívku se závitem v sevření
L_h [h]	trvanlivost ložiska
l_p [mm]	délka pera

l_f [m]	délka řemene
l_s [mm]	délka válcové části dříku bez závitů
l_s [mm]	jmenovitá délka šroubu
m [-]	exponent rovnice trvanlivosti
m_{1f} [kg/m]	hmotnost řemenu na 1 m délky
M_2 [Nm]	výstupní moment převodovky
M_{2min} [Nm]	minimální výstupní moment motoru
m_c [kg]	celková hmotnost paletků a výrobků
M_{max} [Nmm]	maximální kroutící moment vyvozený pohonem
m_p [kg]	hmotnost převodového motoru
m_r [kg]	celková hmotnost řemenů
M_U [Nmm]	utahovací moment
n_1 [min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
n_2 [min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n'_r [min ⁻¹]	požadované otáčky řemenice
n_L [min ⁻¹]	otáčky ložiska
n_r [1]	počet řemenů
n_s [1]	počet šroubů ve spoji
P_1 [W]	výkon elektromotoru
P'_r [W]	požadovaný výkon na řemenici
p_{dov} [MPa]	dovolený tlak na bok pera
p_p [MPa]	tlak na bok pera
p_r [mm]	zubová rozteč řemene
p_z [mm]	rozteč závitů
Q_0 [N]	montážní předpětí šroubového spoje
Q_1 [N]	maximální provozní síla šroubu
Q_2 [N]	provozní zatížení šroubu
R_e [MPa]	mez kluzu v tahu
$R_{eš}$ [MPa]	mez kluzu šroubu
R_m [MPa]	mez pevnosti v tahu
r_s [mm]	poloměr roztečné kružnice děr pro šrouby
S'_d [mm ²]	plocha mezikružící mezi průměry d_{2z} a $2d_z$
S''_d [mm ²]	plocha mezikružící mezi průměry d_d a $2d_z$
S_d [mm ²]	plocha průřezu válcové části dříku bez závitů

t [mm]	hloubka drážky pro pero
t_1 [mm]	tloušťka příruby
T_1 [N]	provozní síla v tažné větvi řemene
T_2 [N]	provozní síla v odlehčené větvi řemene
v [m/min]	rychlost dopravníku
v_{skut} [m/min]	skutečná rychlost dopravníku
W_K [mm ³]	redukovaný modul průřezu v krutu
$zř$ [1]	počet zubů řemenice

Seznam použité literatury

- [1] Bosch Rexroth. Katalog TS 2plus transfer system 7.0. [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/assembly-technology/topics/transfer-systems/transfer-system-ts-2plus/index>
- [2] Haberkorn. Dopravníky a dopravníkové systémy [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/dopravniky/>
- [3] Haberkorn. Katalog Pohonné elementy [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/se-pohonne_elementy_2013/se-pohony-katalog.pdf
- [4] Habasit. Antistatic Types [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.habasit.com/en/timing-belts-antistatic-types.htm>
- [5] Tyma. Ozubené řemeny ContiTech [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/katalogy/conti-synchroflex-cz-en.pdf>
- [6] Dorner Conveyors. Pallet Systems Industrial Conveyors [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.dornerconveyors.com/europe/products/pallet-systems>
- [7] Lipro. Transport Systems [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.lipro.pro/wp-content/uploads/2019/10/04-TS-Transport-Systems_2019_2.pdf
- [8] MK technology group. Conveying systems [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mk-group.com/en/products/conveyor-technology/conveying-systems.html>
- [9] MK technology group. Conveyor technology accessories [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mk-group.com/en/products/conveyor-technology/conveying-systems/accessories-conveyors.html>
- [10] Bosch Rexroth. Transfer Systems [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/assembly-technology/transfer-systems>
- [11] Schnaithmann Maschinenbau GmbH. Modular Transfer Systems [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.schnaithmann.de/fileadmin/user_upload/Mediathek/Transfersysteme/13_Schnaithmann_MTS_overview_EN.pdf
- [12] Schnaithmann Maschinenbau GmbH. Conveyor systems [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z:
- [13] Habasit. HabaSYNC Open-end Timing Belts T5-S-02 [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.habasit.com/productpdfs/HabaSYNC/t5-s-02-en-us.pdf>
- [14] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. Teoretické základy transportních zařízení: vysokoškolská učebnice. Praha: SNTL, 1976. Řada strojírenské literatury.
- [15] Převody ozubenými řemeny [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.walther-flender.cz/catalogs/Prevody-ozubenymi-remeny.pdf>
- [16] KŘÍŽ, Rudolf. Strojnické tabulky II: pohony : hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8.



- [17] Württembergische Elektromotoren GmbH. Drives [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.weg-antriebe.de/publications-more.html>
- [18] Murtfeldt. Originální Materiál "S" zelený [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-1/originalni-material-s-zeleny-prirodni/>
- [19] KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [20] SKF CZ a.s. [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>.
- [21] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [22] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02533-0.
- [23] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] Bosch Rexroth. Aluminum Structural Framing System [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/assembly_technology_/pdfs/R999001283.pdf
- [25] Bosch Rexroth. Leg set SZ 2 [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/assembly-technology/transfer-systems/ts-2plus-transfer-system/leg-sets/leg-sets/leg-set-sz-2>

Seznam obrázků

Obrázek č. 1: Vizualizace pracoviště s paletkovým dopravníkem [1]	2
Obrázek č. 2: Popis částí paletkového dopravníku [7].....	3
Obrázek č. 3: Detail dopravníku s ozubeným řemenem [6].....	3
Obrázek č. 4: Ozubený řemen s antistatickou úpravou [3]	4
Obrázek č. 5: Dopravník s plochým řemenem [8].....	5
Obrázek č. 6: Dopravník s válečkovým řetězem [8]	5
Obrázek č. 7: Dopravník s destičkovým řetězem [1]	6
Obrázek č. 8: Destičkový řetěz [1].....	6
Obrázek č. 9: Paletka s nosnou deskou (nalevo) a paletka rámové konstrukce (napravo) [1]	7
Obrázek č. 10: Stanovení přípustné nosnosti paletky [1]	8
Obrázek č. 11: Různé konfigurace polohy pohonu [7].....	8
Obrázek č. 12: Zatáčka s hnanými válci [7].....	9
Obrázek č. 13: Zatáčka s řemenem kruhového průřezu [1].....	9
Obrázek č. 14: Zatáčka se dvěma kolmými řemenovými dopravníky [1].....	9
Obrázek č. 15: Zatáčka s destičkovým řetězem [1]	9
Obrázek č. 16: Příčný přejezd pro krátké vzdálenosti [1]	10
Obrázek č. 17: Zdvíhací jednotka pro příčný přejezd [1]	10
Obrázek č. 18: Poziční jednotka pro vysoká zatížení [1]	11
Obrázek č. 19: Zdvíhací rotační jednotka [1]	11
Obrázek č. 20: Pneumatický stoper s tlumeným dorazem [1].....	12
Obrázek č. 21: Zastavení paletky za vnitřní a vnější hranu [1]	12
Obrázek č. 22: Pneumatický tlumič [1]	13
Obrázek č. 23: Umisťování senzorů snímání polohy [1].....	13
Obrázek č. 24: Profil ST2/B [1]	14
Obrázek č. 25: Sestava nohou se dvěma úrovněmi dopravní linky [1]	14
Obrázek č. 26: Bosch Rexroth TS 2plus [1]	15
Obrázek č. 27: Bosch Rexroth TS 5 [10]	15
Obrázek č. 28: Dorner 2200 [6]	16
Obrázek č. 29: Lipro PSB-90.....	17
Obrázek č. 30: Dopravníkový systém MTS3 od Schnaithmann Maschinenbau GmbH [12].....	18
Obrázek č. 31: Schéma dopravní větve	19
Obrázek č. 32: Profil ozubeného řemene [13]	20
Obrázek č. 33: Silové zatížení řemenu při běžném chodu	23
Obrázek č. 34: Silové zatížení řemenu při reverzním chodu	23
Obrázek č. 35: Motor WEG ODG614 se šnekovou převodovkou GB140 a výstupní dutou hřídelí [17]	26
Obrázek č. 36: Závislost účinnosti na převodu motoru se šnekovou převodovkou [17]	26
Obrázek č. 37: Rozpad spodní části domku hnací jednotky	28
Obrázek č. 38: Spodní část domku hnací jednotky	29
Obrázek č. 39: Horní část domku hnací jednotky a její rozpad.....	29

Obrázek č. 40: Hnací jednotka dopravníku.....	30
Obrázek č. 41: Řez hnací jednotkou a popis jejích částí	31
Obrázek č. 42: Hnací ozubená řemenice	31
Obrázek č. 43: Napínací kladka	32
Obrázek č. 44: Převáděcí kladka.....	32
Obrázek č. 45: Ložisko SKF 6005-RSL [20].....	34
Obrázek č. 46: Ložisko SKF 608-RSH [20]	34
Obrázek č. 47: Ložisko SKF HK 1014.2RS [20]	35
Obrázek č. 48: Příruba spojující pohon s hnací jednotkou	35
Obrázek č. 49: Spojení pohonu a hnacích jednotek	36
Obrázek č. 50: Schéma zatížení hřídele	38
Obrázek č. 51: Zatížení šroubového spoje	39
Obrázek č. 52: F- Δ I diagram [22].....	41
Obrázek č. 53: Rozměry šroubového spoje	42
Obrázek č. 54: Vratná jednotka a její rozpad.....	47
Obrázek č. 55: Profily SP2/B a 45x60 [24]	48
Obrázek č. 56: Spojení příčného a dopravního profilu	49
Obrázek č. 57: Kluzná lišta.....	49
Obrázek č. 58: Sestava nohou SZ 2 [25].....	50
Obrázek č. 59: Model pro MKP analýzu	51
Obrázek č. 60: Vazby v MKP modelu.....	51
Obrázek č. 61: Okrajové podmínky a zatížení MKP modelu	52
Obrázek č. 62: Síťování MKP modelu	52
Obrázek č. 63: Průběh Misesova napětí	53
Obrázek č. 64: Průběh posuvu ve svislém směru	53
Obrázek č. 65: Model dopravníku o délce 2000 mm a šířce 320 mm.....	54

Seznam tabulek

Tab. 1: Požadované otáčky a výkony na hnací řemenici.....	25
Tab. 2: Rychlosti a momenty dosažené elektromotorem při různých převodech.	27
Tab. 3: Reakce působící na kladky a řemenice, jejich otáčky a síly působící na ložiska	33
Tab. 4: Základní parametry ložiska SKF 6005-RSL [20]	34
Tab. 5: Základní parametry ložiska SKF 608-RSH [20].....	34
Tab. 6: Základní parametry ložiska SKF HK 1014.2RS [20].....	35
Tab. 7: Materiálové vlastnosti oceli ČSN 12 050 [21].....	38

Seznam příloh

Koncepční výkres dopravníku s ozubeným řemenem