



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Pásový dopravník pro paletovou přepravu
s ozubeným řemenem**

**Belt Conveyor with Toothed Belt
for Workpiece Pallets Transport**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Bc. Radek PĚNIČKA

Studijní program:

N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor:

2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

Vedoucí práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pěnička** Jméno: **Radek** Osobní číslo: **419997**
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:

Pásový dopravník pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem

Název diplomové práce anglicky:

Belt Conveyor with Toothed Belt for Workpiece Pallets Transport

Pokyny pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh pásového dopravníku pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem. Zpracujte rešerši zaměřenou na běžně používaná konstrukční řešení systémů dopravníků pro paletovou přepravu. Konstrukční návrh řemenového dopravníku bude obsahovat koncepční 3D model a zjednodušený 2D výkres sestavy, vč. zvolených podskupin. Nosná konstrukce dopravníku bude řešena modulárně ze stavebnicových AL profilů a spojek. Délka dopravníku bude řešena parametricky od 240mm do 6000mm. Šířka dopravníku bude řešena parametricky od 160mm do 1200mm. Maximální zatížení pásu bude 80kg. Stručná osnova zadání: 1.Rešerše řemenových dopravníků a jejich základních konstrukčních uzlů 2.Koncepční návrh vhodné varianty řešení řemenového dopravníku 3.Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. 4.Koncepční zpracování 3D modelu navržené konstrukce 5.Vypracování 2D dokumentace v rozsahu koncepčního výkresu sestavy Rozsah grafické části: 1.3D koncepční model řešení 2.2D sestavný výkresy konceptu řešení Specifikace textové části:..min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy

Seznam doporučené literatury:

Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976
Dražan, F., Voštová, V., Jeřábek, K., Brand, M.: Teorie a stavba dopravníků. Ediční středisko ČVUT Praha, 1983

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: **09.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.06.2018**

Platnost zadání diplomové práce: _____


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


prof. Ing. Vojtěch Dyrnýbyl, 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.

18.4.2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Pásový dopravník pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29. 6. 2018

.....

Bc. Radek Pěnička

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu a trpělivost během studia na vysoké škole.

Anotační list

Jméno autora:	Radek PĚNIČKA
Název DP:	Pásový dopravník pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem
Anglický název:	Belt Conveyor with Toothed Belt for Workpiece Pallets Transport
Rok:	2018
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 64 počet obrázků 64 počet tabulek 7 počet příloh 1
Klíčová slova:	pásový dopravník, ozubený řemen, paleta, hliníkový profil, pohon
Keywords:	belt conveyor, toothed belt, pallet, aluminium profile, drive

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá návrhem pásového dopravníku pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem. Součástí práce je rešerše konstrukčních řešení dopravníků pro paletovou přepravu. Práce se dále zabývá popisem jednotlivých částí navrženého dopravníku. Součástí je také volba ozubeného řemene, hliníkových profilů, pohonu a dalších komponent.

Abstract:

This diploma thesis deals with a design of a belt conveyor with toothed belt for workpiece pallets transport. Part of the thesis is the research of design solutions of conveyors for pallet transport. The thesis also deals with the description of the individual parts of the designed conveyor. It also includes the choice of toothed belt, aluminium profiles, drive and other components.

Obsah

1. Úvod	1
2. Paletové dopravníkové systémy	2
2.1. Rozdělení dopravníků pro paletovou přepravu	2
2.1.1. Řemenové dopravníky	2
2.1.1.1. Popis ozubeného řemene.....	3
2.1.2. Řetězové dopravníky	3
2.1.3. Pásové dopravníky	4
2.2. Palety	5
2.3. Stopery.....	6
2.4. Pohon dopravníků	7
2.5. Konstrukční řešení paletových dopravníků	8
2.6. Výroba šestihranného otvoru.....	14
2.7. Napínání řemenů	15
3. Návrh řemenového dopravníku	18
3.1. Popis navrženého dopravníku	18
3.2. Řemen	19
3.2.1. Třecí plochy v řemenovém dopravníku	20
3.2.2. Vedení řemenu v dopravníku	20
3.2.3. Výpočet obvodové hnací síly	21
3.2.4. Výpočet předpětí v řemenech	22
3.2.5. Síly v řemenu za provozu	22
3.2.6. Kontrola dovolené tažné síly řemenu	23
3.3. Návrh pohonu dopravníku	24
3.3.1. Průměr roztečné kružnice řemenice.....	24
3.3.2. Výpočet minimálního momentu na řemenici.....	25
3.3.3. Otáčky řemenice.....	25
3.3.4. Minimální výkon na řemenici.....	25
3.3.5. Řemenice	25
3.3.6. Pohon	26
3.3.7. Příruba.....	27
3.4. Hnací domek.....	28
3.4.1. Skříň hnacího domku	29
3.5. Vratný domek.....	29
3.6. Spojovací šestihranné díly.....	29
3.6.1. Pevnostní výpočet lepeného spoje.....	31
3.7. Spojovací hřídel	32

3.7.1. Kontrola pera	32
3.8. Kladky	33
3.9. Kluzná lišta	34
3.10. Podpěry	34
3.10.1. Profily	35
3.10.2. Úhelníky	36
3.10.3. Podpěrné konzoly	37
3.11. Ložiska	37
3.11.1. Kontrola trvanlivosti ložisek	39
3.11.1.1. Výpočet trvanlivosti ložiska 6005-2RSL	40
3.11.1.2. Výpočet trvanlivosti ložiska 608-RSL	40
3.11.1.3. Výpočet trvanlivosti ložiska HK 1014.2RS	40
3.12. Pevnostní kontrola šroubového spoje	41
3.12.1. Výpočet přitěžující síly šroubu	41
3.12.2. Výpočet montážního předpětí šroubu	42
3.12.3. Výpočet tuhosti šroubu	44
3.12.4. Výpočet tuhosti přitěžovaných dílů	46
3.12.5. Výpočet tuhosti odlehčovaných dílů	46
3.12.6. Výpočet přitěžující a odlehčující síly	46
3.12.7. Výpočet tahového napětí	47
3.12.8. Výpočet napětí v krutu	48
3.12.9. Výpočet redukovaného napětí	48
3.12.10. Výpočet bezpečnosti šroubového spoje	48
4. Pevnostní analýza modelu konstrukce dopravníku	49
4.1. Materiál	49
4.2. Zatížení a zavedení okrajových podmínek	49
4.3. Síťování	51
4.4. Vyhodnocení	52
5. Závěr	54
Seznam zkratk a symbolů	55
Seznam použité literatury	58
Seznam obrázků	61
Seznam tabulek	63
Seznam příloh	64

1. Úvod

Dopravníky pro paletovou přepravu umožňují řízenou přepravu dílů. Tato přeprava je zprostředkována pomocí palet, které se pohybují po dráze tažného elementu dopravníku. Na dopravníku se palety s díly pohybují v přímém směru. Linky lze sestavovat do složitějších celků pomocí zatáček nebo kolmých příčných přejezdů ve tvaru T nebo L, případně pomocí výtahových dopravníků. Palety se zastavují pomocí stoperů přímo na běžícím dopravníku a následně se provádí potřebné operace s díly přímo na paletách. Pro náročnější operace lze využít poziční jednotku s vyšší přesností pozicování a přizvednutím palety nad dopravník. Přizvednutí je nutné při vnější technologické síle působící na paletu (např. lisování, vrtání atd.), tak aby vnější síla nepřetěžovala běžící pás. Pro snadnou montáž nosné konstrukce dopravníku jsou voleny stavebnicové hliníkové profily, díky kterým je velká variabilita provedení dopravníkových systémů.

Cílem diplomové práce je navrhnout pásový dopravník pro paletovou přepravu. Tento dopravník bude navržený s ozubeným řemenem. Práce bude vycházet z rešerše běžně používaných konstrukčních řešení těchto dopravníků. Dále bude práce obsahovat volbu a popis jednotlivých částí navrhovaného dopravníku. Budou vypracovány návrhové a kontrolní výpočty navržených komponent. Na základě zvolených komponent dopravníku bude vymodelován koncepční 3D model. V závěru práce bude provedena pevnostní analýza rámu, který bude složen z hliníkových profilů. Výstupem bude zjednodušený 2D výkres sestavy.

2. Paletové dopravníkové systémy

Paletové dopravníky se používají všude tam, kde není možné dopravovat díly přímo na dopravníku, nebo tam kde je nutné zajistit opakovanou přesnou polohu jinak těžko uchopitelných dílů.

2.1. Rozdělení dopravníků pro paletovou přepravu

Paletová přeprava s obrobky je v dopravníkových systémech nejčastěji realizována řemeny, řetězy nebo plochými pásy.

2.1.1. Řemenové dopravníky

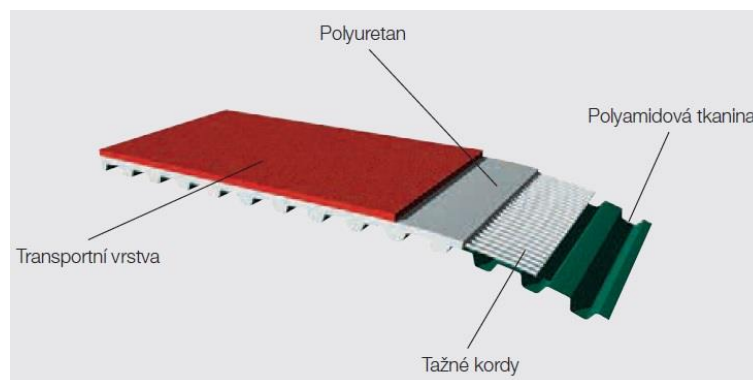
U řemenových dopravníků (Obr. 1) je pohyb palet uskutečněn pomocí ozubených řemenů. Ty jsou vedeny mezi hnacími, vratnými a převáděcími řemenicemi. Nosná konstrukce je z normalizovaných hliníkových profilů, které jsou k sobě smontovány. Pod horními větvemi řemenů se nachází plastové kluzné lišty, které jsou částečně zasunuty do bočních dráhových profilů. Tyto kluzné lišty mohou mít nízkou nebo zvýšenou vnější hranu. Spodní vratné větve řemenů jsou vedeny v dutinách hliníkových profilů. Pohon dopravníku se skládá z třífázového asynchronního motoru a šnekové převodovky. Umístění pohonu dopravníku je voleno v závislosti na dostupných prostorových možnostech. Může být připojen z levé, nebo z pravé strany dopravníku, případně v různých pootočeních v ose hnací řemenice. Dopravníky mohou být konstruovány dle nároků na přepravu jako jednodráhové, dvoudráhové nebo vícedráhové. Výhodou řemenových dopravníků je jejich tichý chod. [1]



Obr. 1.: Řemenový dopravník [1]

2.1.1.1. Popis ozubeného řemene

Důležitou komponentou řemenových dopravníků jsou již zmíněné ozubené řemeny (Obr. 2). Ozubené řemeny jsou vyráběny v mnoha tvarových profilech, velikostí a s odlišnými vlastnostmi, které najdou své uplatnění v různých aplikacích. Nejdůležitější částí konstrukce ozubeného řemene jsou tažné kordy, které definují pevnost a ohebnost. Tažné kordy mohou být z ocele, nerezů nebo z textilních vláken. Na jedné straně tažných kordů se nachází hřbet řemene a z druhé strany jsou zuby řemene. Hřbet i zuby jsou ze stejného materiálu např. polyuretanu. Neozubená strana řemene bývá pro speciální aplikace pokryta transportní vrstvou. Každá transportní vrstva poskytuje odlišné vlastnosti. Tyto vrstvy mohou být polyuretanové, gumové, pěnové nebo z PVC. Zuby mohou být potahovány tkaninou. [2]



Obr. 2.: Popis ozubeného řemene [2]

2.1.2. Řetězové dopravníky

U řetězových dopravníků (Obr. 3) jsou tažnými elementy řetězy, které mohou být navrženy dle potřeby také s unašeči (Obr. 4). Řetězy jsou vedeny bočnicemi k hnacím a hnaným řetězovým kolům. Výhodou řetězových dopravníků je vysoká únosnost. [1]



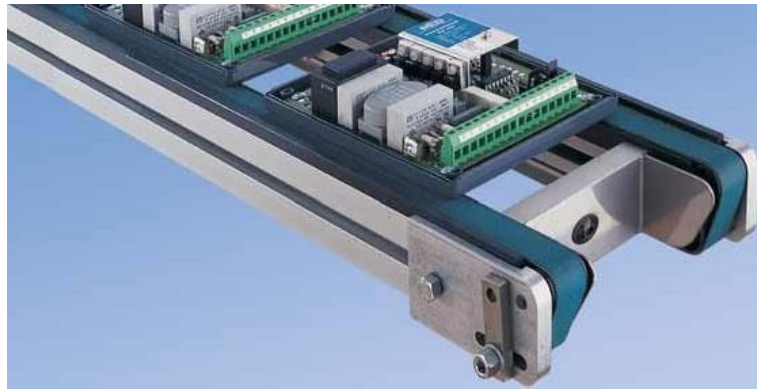
Obr. 3.: Řetězový dopravník [1]



Obr. 4.: Válečkové řetězy (horní řetězy s unašeči) [2]

2.1.3. Pásové dopravníky

Podobně jako dopravníkové systémy s řemeny nebo s řetězy jsou konstruovány také pásové dopravníky s plochým pásem (Obr. 5). Výhodou plochého pásu je možnost dosažení vyšších tahových sil (3 000 N - GT2) než u převodového řemene (800 N - 25T5). Nevýhodou je vyšší nutné předepnutí spodní větve a u velkých tahových sil nutný větší průměr kladek. [1]



Obr. 5.: Pásový dopravník [3]

2.2. Palety

Nejprve je důležité zmínit, že se jedná o speciální dopravní palety (Obr. 6). Palety jsou vyráběny z hliníku, oceli nebo plastu. Palety slouží k přepravě obrobků mezi jednotlivými dopravníkovými stanicemi. Doprava palet se uskutečňuje např. pomocí řemenů na horním povrchu dopravníku. Palety se skládají z nosné desky a z rámu. Tyto dvě části jsou k sobě spojeny kolíky, případně šrouby. Každý obrobek je na horním povrchu nosné desky upnutý pomocí nosiče dílu. Zastavení palet je prováděno pomocí stoperů. Stopery mohou palety zastavovat na vnější nebo na vnitřní straně rámu. V případě, že má paleta na spodní straně rámu drážku, paleta s touto drážkou najede nad stoper a ten ji na konci této drážky zarazí. Stopery mohou být tlumené nebo netlumené. Maximální celková hmotnost na paletu se stanoví na základě celkového přípustného zatížení celého dopravníku a zatížitelnosti dopravního média (řemen, řetěz nebo pás) na délku, která je v kontaktu s paletou. Šířka palet závisí na vzdálenosti profilů a řemenů daného typu dopravníku. Spodní část palety, která je v kontaktu s dopravníkem, je opatřena plastovou kluznou lištou PA s obsahem skelných vláken a grafitu (pro pás a řemen) nebo PE s grafitovou složkou (pro řetěz). [4]



Obr. 6.: Paleta [3]

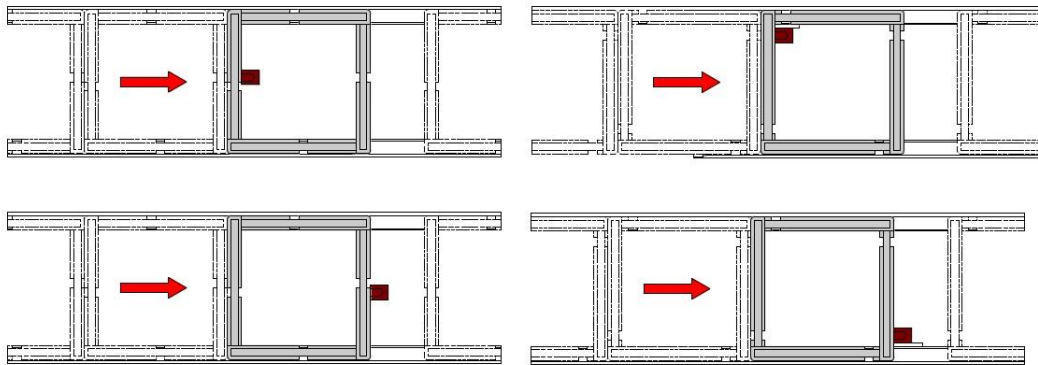
2.3. Stopery

Stoper je pneumaticky ovládaný pevný nebo tlumený doraz (zarážka) (Obr. 7). Stopery se v dopravníkových systémech používají k řízení jedné nebo více palet současně. Mohou být namontovány na vnitřní strany podélných profilů nebo se uchycují na příčné díly mezi podélnými profily dopravníku. Tlumené stopery snižují sílu dorazu až o 80 %. Dalším typem stoperu je zarážka, která zabrání zpětnému posunutí palety. Ta je používána převážně s netlumenými stopery. [4]



Obr. 7.: Netlumená (vlevo) a tlumená (vpravo) zarážka [3]

Na Obr. 8 je zobrazeno několik variant možného umístění stoperů (červené obdélníky) a zastavení palet. Směr pohybu palet je znázorněn červenou šipkou.



Obr. 8.: Umístění stoperů [3]

2.4. Pohon dopravníků

V praxi jsou pro tyto dopravníky běžně používány šnekové převodovky. Výhodou použití tohoto druhu převodovek je vysoký převodový poměr a nízká hmotnost. V následující části jsou uvedeni možní dodavatelé převodových motorů pro dopravníky pro paletovou přepravu.

KEB Automation KG

Společnost KEB Automation KG poskytuje šnekové převodové motory (Obr. 9), které mohou mít až 6 montážních poloh. Asynchronní převodové motory jsou nabízeny od velikosti 0,12 do 0,75 kW. Výstup z převodovky může být buď pomocí plného, nebo dutého hřídele. Dále je také možnost umístit na výstup převodovky přírubu. [5]



Obr. 9.: Motor s převodovkou KEB [5]

Württembergische Elektromotoren GmbH

Společnost WEG nabízí široký sortiment převodových motorů (Obr. 10). Mezi nabízenými produkty jsou energeticky úsporné třífázové motory

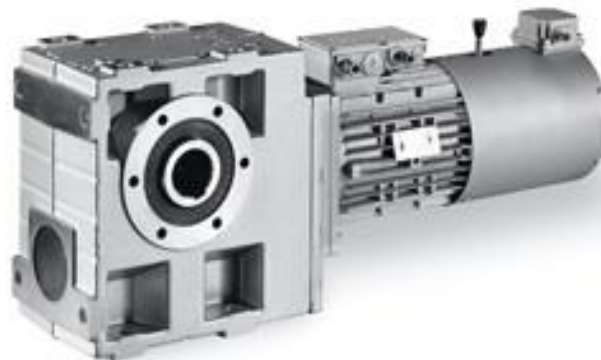
s převodovkou, které mají vyšší účinnost. K těmto motorům může být připojen také ventilátor. V závislosti na připojení či nepřipojení ventilátoru k motoru jsou motory značeny s ventilátorem VDG nebo VDLG a bez ventilátoru SDG nebo SDLG. Rozsah převodových motorů je od 50 do 370 W. Šnekové převodovky jsou značeny řadami 12, 13 nebo 14. [6]



Obr. 10.: Třífázový motor s převodovkou WEG [6]

Lenze, s.r.o.

Tato firma nabízí čelní šnekové převodovky GSS v kombinaci s asynchronními motory (Obr. 11). Tyto motory mají rozsah výkonu od 0,12 do 15 kW. Obdobně jako v předchozích případech je pro převodovku možné provedení duté hřídele s drážkou pro pero nebo plného hřídele s perem. [7]



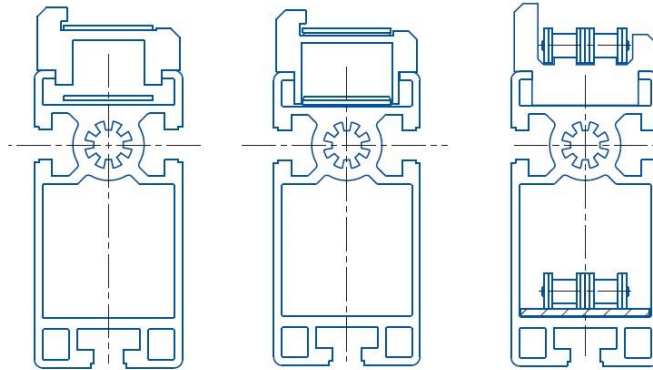
Obr. 11.: Čelní šneková převodovka Lenze [7]

2.5. Konstrukční řešení paletových dopravníků

V následující části je přehled používaných konstrukčních řešení vybraných výrobců paletových dopravníků:

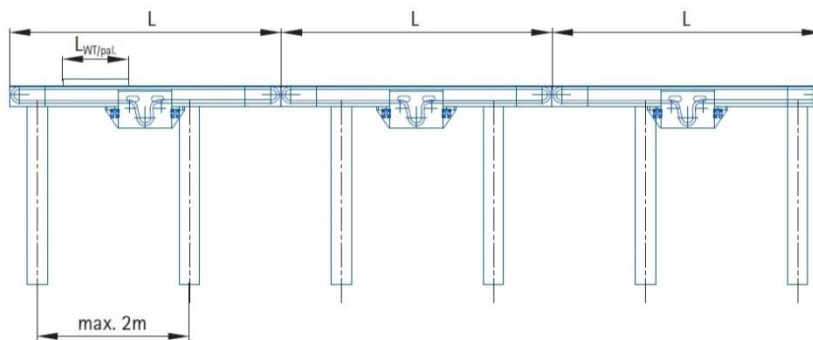
Schnaithmann Maschinenbau GmbH

Společnost Schnaithmann vyrábí stavebnicové systémy pro přepravu palet, které nabízí v několika konstrukčních variantách s měnitelnými komponentami. Nabízené dopravníky jsou sestavovány pro palety s rozměry od 160 x 160 mm do 560 x 480 mm. Pohyb palet je řízen tažnými elementy. Ty jsou ve variantách různých řešení např. pásů, ozubených řemenů nebo řetězů (Obr. 12). [8]



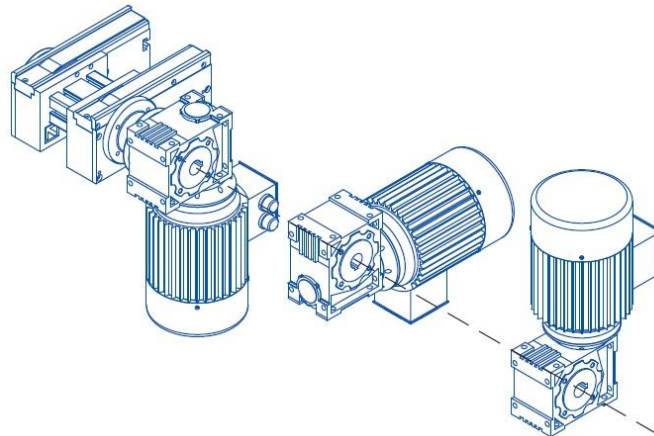
Obr. 12.: Řezy profilů a tažných elementů se zobrazenou horní a dolní větví [8]

Součástí těchto dopravníkových systémů jsou příslušenství, která usnadní montáž. Jednotlivé dopravníky je možné dle potřeb k sobě připojovat (Obr. 13).



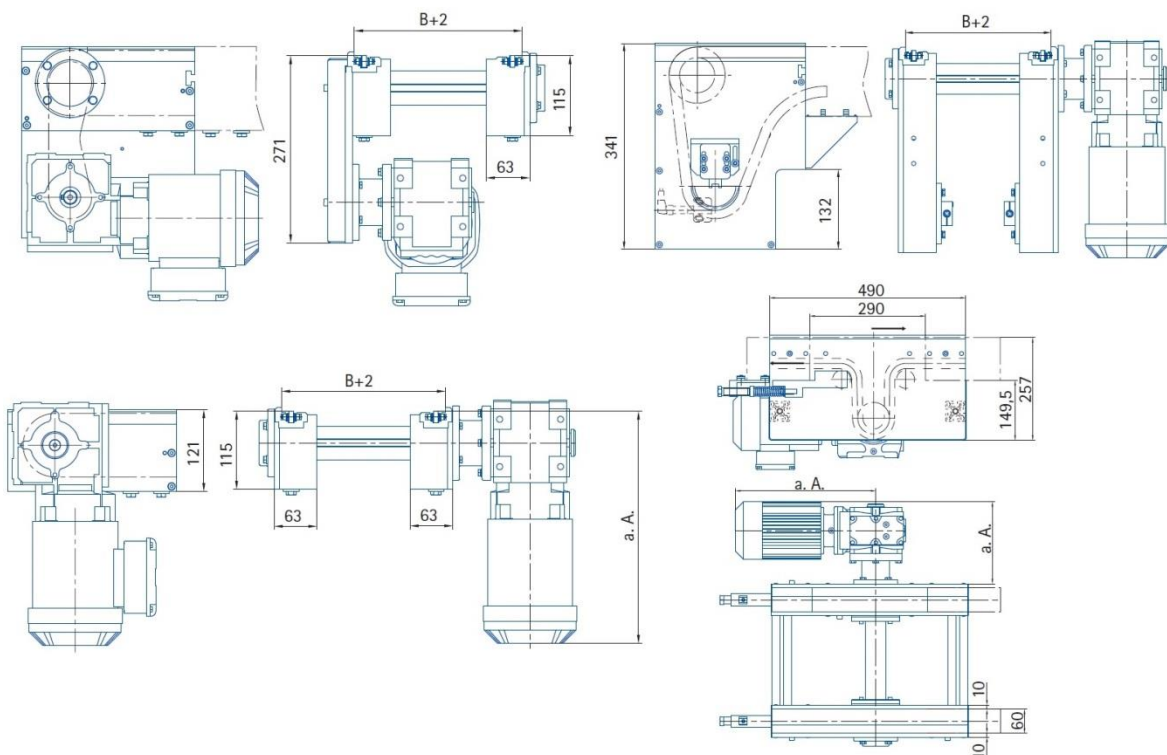
Obr. 13.: Sériové řazení dopravníků [8]

Pozice a umístění pohonu a hnací jednotky je řešena několika způsoby (Obr. 14). Pohon může být připevněn k dopravníku z levé nebo z pravé strany, ve většině případů je také možné jeho natočení s krokem 90°.



Obr. 14.: Polohy pohonu [8]

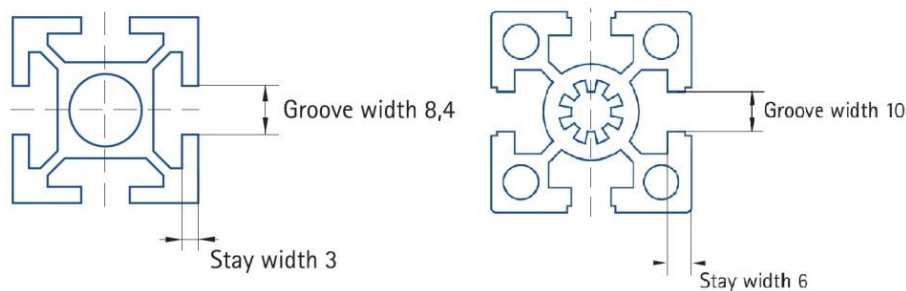
Pohon dopravníku může být v centrální části, na konci nebo může být umístěn tak, že se nachází pod úrovní dopravníkové dráhy (Obr. 15).



Obr. 15.: Varianty řešení připojení pohonu k hnací jednotce [8]

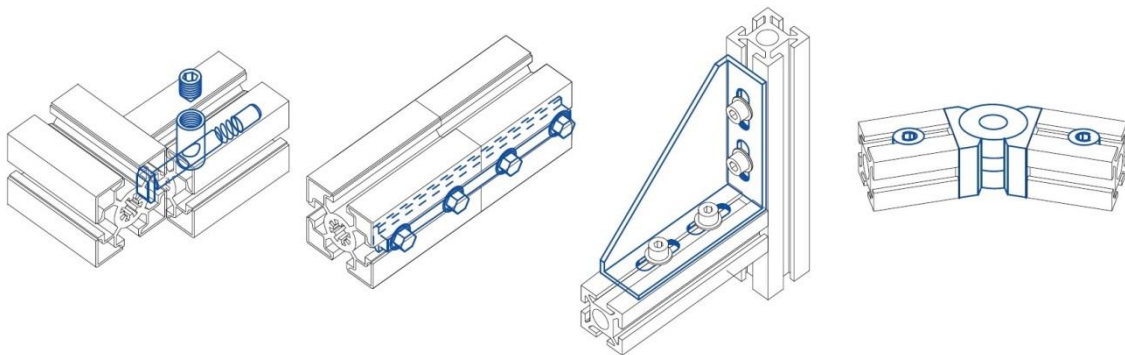
Profily jsou vyráběny tažením ze slitiny hliníku. Společnost tyto profily rozděljuje do dvou skupin dle tvaru drážky (Obr. 16). Do skupiny s menší drážkou patří například profily typu 32x32, 32x64, 32x160, 40x40, 40x80 nebo 80x80.

Ve druhé skupině s větší drážkou jsou profily typu 45x45, 45x180, 50x50, 50x100, 100x100 nebo 100x150. [8]



Obr. 16.: Drážky profilů [8]

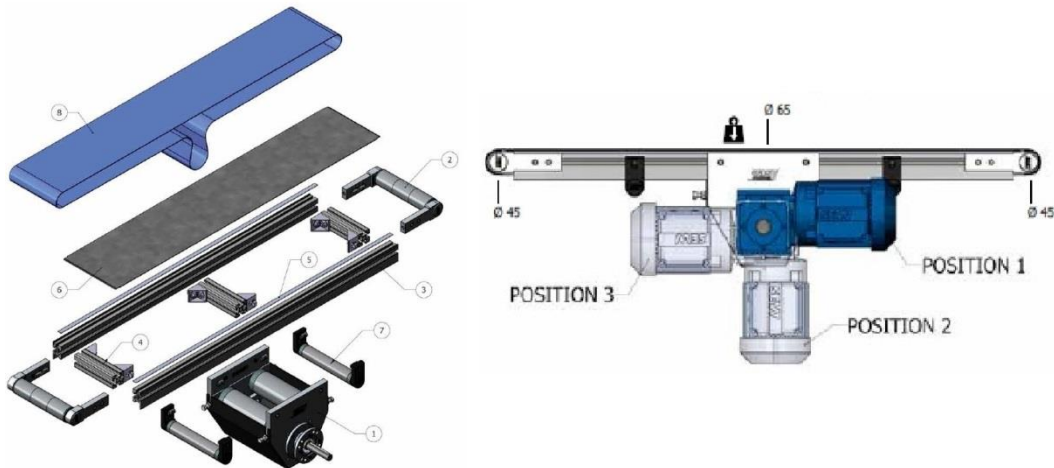
K těmto profilům patří různé spojovací prvky, pomocí nichž je možné sestavit i ty nejsložitější profilové systémy (Obr. 17). Spojovací části umožňují podélné nebo křížové spojení. V případě, že jsou profily k sobě nastaveny pod libovolným úhlem, použijí se kloubové spojovací elementy. Pod tyto profilové konstrukce má společnost také v nabídce otočné nohy nebo pro mobilní systémy kolečka.



Obr. 17.: Spojovací prvky [8]

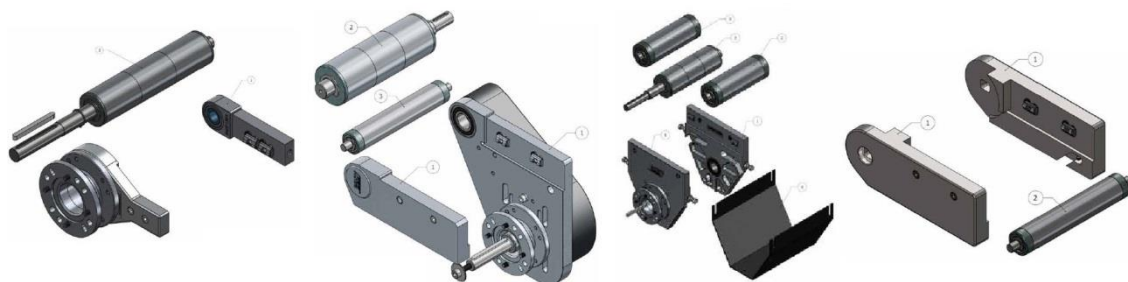
Easy Conveyors

Tato firma vyrábí pásové nebo válečkové dopravníky. Pásové dopravníky nabízí ve dvou variantách. První variantou je EBS 40 se šířkou dopravníku od 100 do 600 mm a pro maximální zatížení 75 kg (Obr. 18). Druhou variantou je EBS 80 pro šířky od 200 do 1 200 mm a maximální délky 11 200 mm a možným zatížením 150 kg. [9]



Obr. 18.: Rozklad dopravníku EBS40-M1 na komponenty (vlevo) a možnými pozicemi pohonu (vpravo) [9]

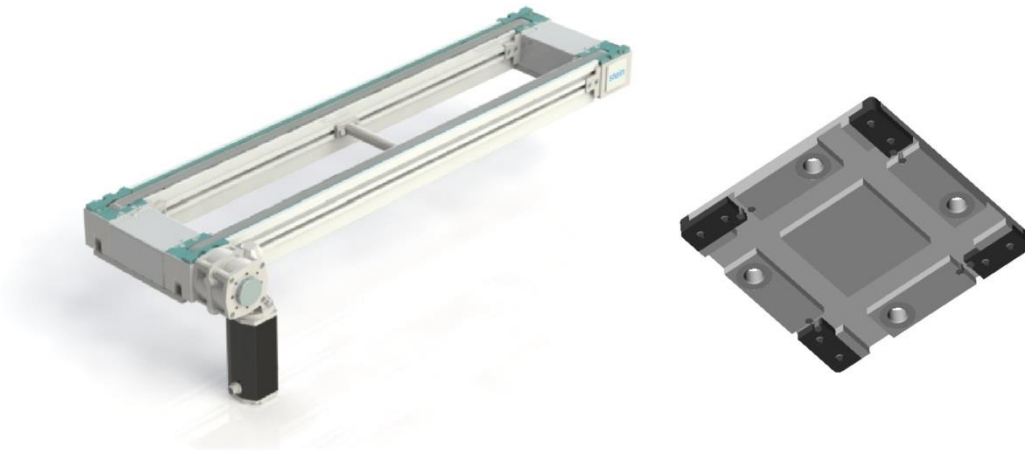
Také tento výrobce umožňuje variabilně natáčet pohon do různých pozic (Obr. 18). Pohony jsou přes příruby připojeny k hnacím jednotkám, které Easy Conveyors nabízí v několika provedeních (Obr. 19). Prvním provedením je připojení pohonu přímo na hnací buben, další možností je připojení přes přídatný převod, který je mezi pohonem a hnacím bubnem. Při takové variantě je pohon umístěn pod dráhou dopravníku. Jestliže je pohon umístěn do střední části dopravníku, jsou v hnací jednotce další pomocné válečky.



Obr. 19.: Varianty hnacích jednotek [9]

STEIN Automation GmbH & Co. KG

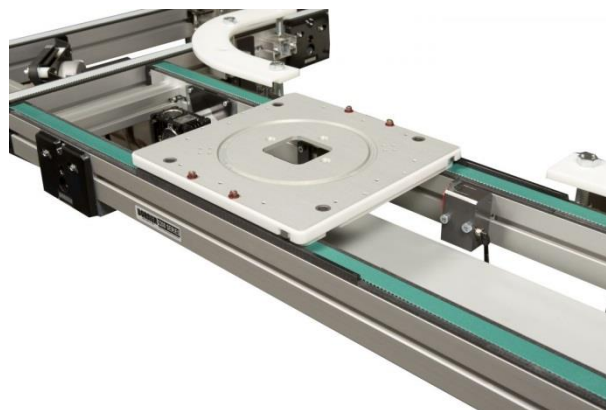
Firma nabízí 2 produkty pásových dopravníků. STEIN 300 je zhotoven pro zatížení maximálně 20 kg a pro palety čtyř velikostí od 160 x 160 mm do 400 x 400 mm (Obr. 20). Pohon je zajištěn stejnosměrným nebo trojfázovým asynchronním motorem. Produkt STEIN 500 je pro zatížení do 60 kg. Rozměry palet se pohybují mezi 450 x 450 mm a 1 200 x 800 mm. [10]



Obr. 20.: Dopravník STEIN 300 (vlevo) a pohled na spodní stranu palety s výřezy (vpravo) firmy STEIN [10]

Dorner

Firma Dorner vyrábí paletové dopravníky s označením série 2200 (Obr. 21), které se hodí pro automatizovanou montáž. Tyto dopravníky mají rám sestavený z extrudovaných hliníkových profilů. V bočních profilech jsou vedeny ozubené řemeny, které pohybují paletami o velikostech od 160 do 480 mm. Společnost doporučuje na palety upevňovat předměty do 30 kg. Rychlost dopravníku se uvádí do 34 m/min. [11]

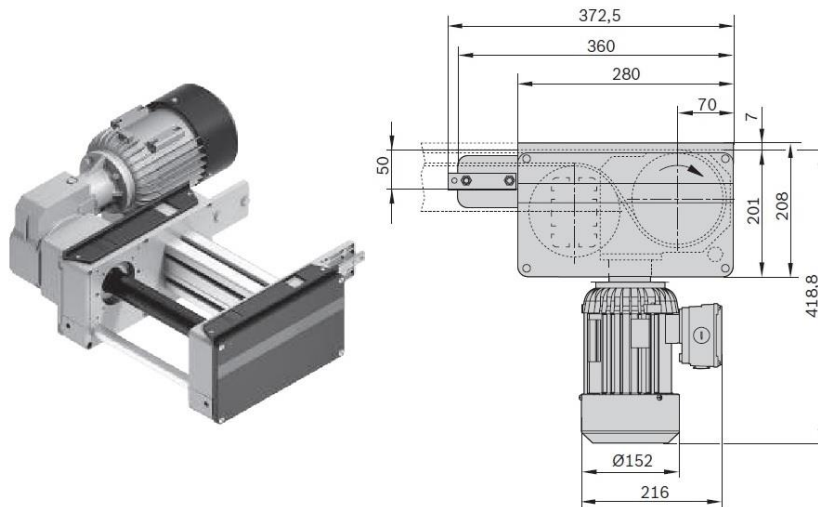


Obr. 21.: Paletový dopravník série 2200 [11]

Bosch Rexroth

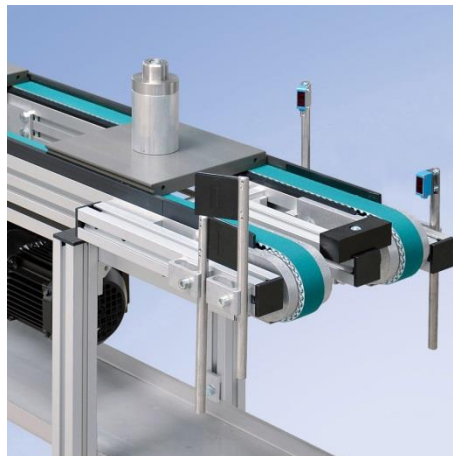
Mezi produkty této firmy se taktéž objevují dopravníky s pásy, řemeny nebo řetězy. Na Obr. 22 je hnací jednotka AS 2/B s pohonem. Dopravním médiem této

hnací jednotky je pás, který je navržený pro dvě varianty zatížení: 150 kg a 250 kg. [4]



Obr. 22.: Hnací jednotka AS 2/B s pohonem (vlevo) a vedení pásu (vpravo) [4]

Podobná konstrukční řešení paletových dopravníků, jako jsou popsána u zmiňovaných firem, nabízejí také Maschinenbau Kitz GmbH (Obr. 23) nebo slovinský výrobce LIPRO d.o.o. [12][13]

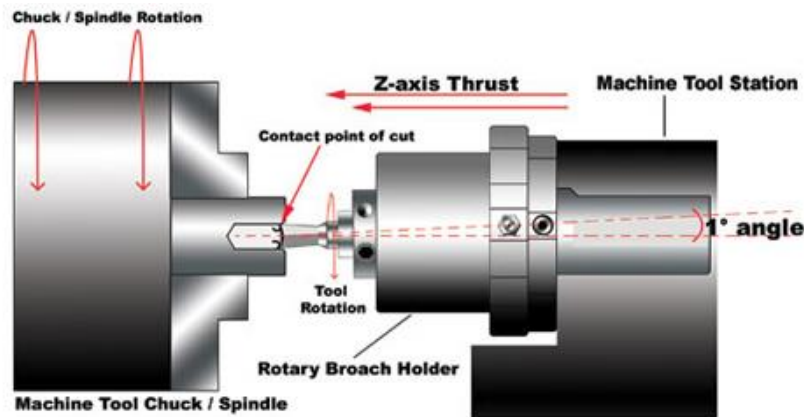


Obr. 23.: Řemenový dopravník ZRF-P 2010 [12]

2.6. Výroba šestihranného otvoru

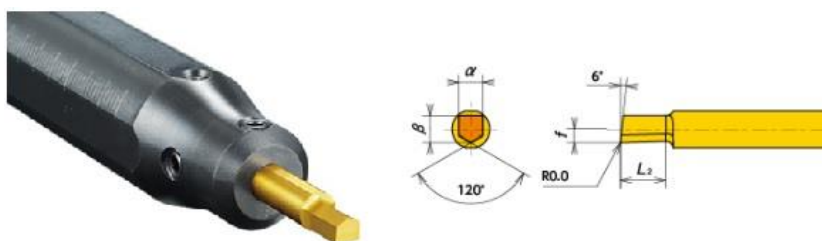
Někteří výrobci dopravníků používají k sestavování hřídelů stavebnicový systém složený z šestihranných hřídelů a spojek. První možností, jak vytvořit šestihranný otvor, je rotační protahování (Obr. 24). Základní princip této metody je, že středová osa řezného nástroje je pootočena o 1° od osy obrobku.

U protahování koná řezný pohyb nástroj (protahovací trn). Protahování na soustruzích je prováděno do předvrtaného otvoru. Zprvu se obrobek otáčí a nástroj je stacionární, jakmile nastane kontakt nástroje s obrobkem, dojde ke sjednocení otáček a nástroj posouváním do obrobku začne vytvářet šestihřanný otvor. [14]



Obr. 24.: Rotační protahování [14]

S další možností, jak vytvořit šestihřanný otvor, přichází firma NTK Cutting Tools, která nabízí speciální nástroj na výrobu šestihřanných otvorů (Obr. 25). Do předvrtané díry je tento nástroj postupně zasouván a vysouván. Tato operace je prováděna v několika krocích a nástroj je postupně otáčen po 60°. [15]



Obr. 25.: Nástroj na tvarování šestihřanných otvorů [15]

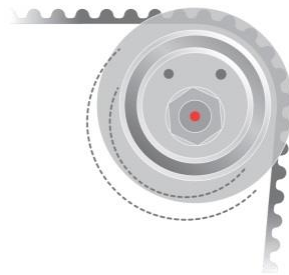
Jako třetí možnou variantou je metoda založená na pětiúhelníku Reuleaux. Tato metoda pro výrobu šestihřanných otvorů je ale nepřesná.

2.7. Napínání řemenů

Pro bezproblémový chod ozubených řemenů je nutné správné nastavení předepnutí, které zabraňuje např. vibračním řemenů. Napínat řemeny je možné

mechanickým nebo hydraulickým způsobem. Mechanické napínání se dále dělí na ruční a automatické.

Ruční napínání je pomocí excentrického mechanismu (Obr. 26). Pomocí tohoto excentru se kladka otočí do polohy, při které dosáhne požadovaného předepnutí řemene, které je definováno jednotlivými výrobci. Nastavení kladky se provádí při montáži a zůstává během provozu neměnné. Nevýhodou tohoto ručního napínání je, že v závislosti na změně teploty a opotřebení řemenů dochází ke změně velikosti předepnutí, proto je doporučováno provádět pravidelné kontroly předepnutí řemenů. [16]



Obr. 26.: Ruční napínací systém [16]

Automatické napínací systémy na rozdíl od ručního napínání udržují konstantní předepnutí řemenů po celou dobu jejich životnosti, kompenzují opotřebení a teplotní roztažnost řemenů. Další výhodou je, že mají tlumící funkci. Pro automaticky napínané kladky existují dvě konstrukční řešení. Jedno řešení je pomocí jednoho excentru, druhé řešení funguje na principu dvou excentrů (Obr. 27). [17]



Obr. 27.: Automatické napínací systémy s jedním excentrem (vlevo) a se dvěma excentry (vpravo) [17]



Výrobci Dorner a Schnaithmann řemeny nepředepínají pomocí nastavovacích mechanismů. Předepnutí je nastaveno pevně po celou dobu životnosti řemene. Toto řešení vysvětluje vyšší spolehlivost.

3. Návrh řemenového dopravníku

Po průzkumu trhu současných konstrukčních řešení dopravníků pro přepravu palet je navržena varianta pásového dopravníku s ozubeným řemenem. Koncepční návrh varianty řešení řemenového dopravníku bude podrobněji popsán v dalších kapitolách.

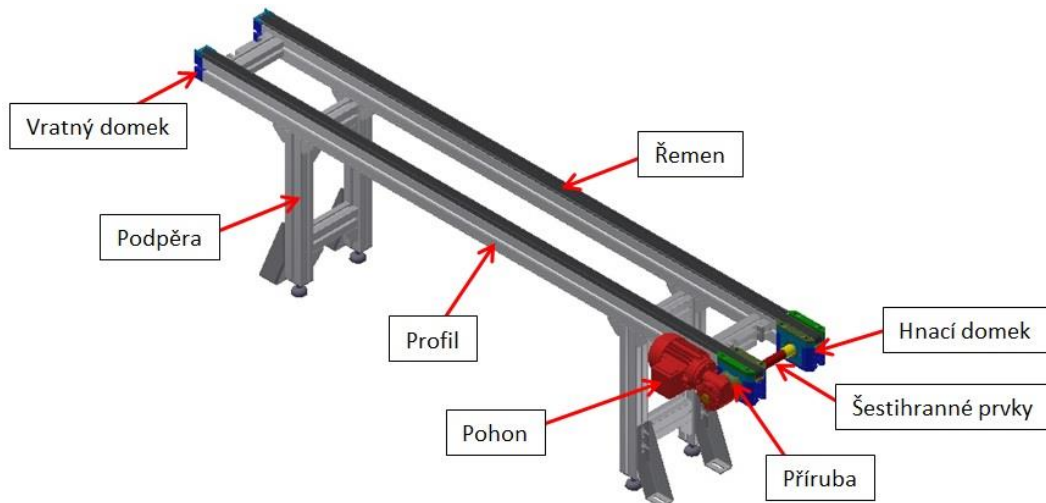
Cílem tedy bude navrhnout dopravník, kde bude pohyb palet řešen ve vodorovném směru prostřednictvím dvou ozubených řemenů. Velikost délky a šířky dopravníku bude řešena parametricky. Šířka dopravníku bude záviset na rozměru použité palety. Při konstrukci bude kladen důraz na to, aby byl dopravník snadno smontovatelný a aby se jeho jednotlivé komponenty daly jednoduše vyměnit. Nosná konstrukce bude řešena pomocí hliníkových profilů.

Základní parametry navrhovaného řemenového dopravníku:

- Délka: 240 ÷ 6 000 mm
- Šířka: 160 ÷ 1 200 mm
- Rychlost: 3 ÷ 21 m/min (krok 3 m/min)
- Nosnost: 80 kg

3.1. Popis navrženého dopravníku

Koncepční model dopravníku (Obr. 28) se skládá z hliníkových profilů, které tvoří konstrukci základního rámu. K tomuto rámu jsou na několika místech přišroubovány podpěry dopravníku. Na jedné straně dopravníku se nachází hnací domky a na opačné jsou umístěny vratné domky. Hnací domky jsou propojeny pomocí šestihranných spojovacích hřídelových prvků. Z jedné strany je k boku hnacího domku pomocí příruby připojený pohon. Dva ozubené řemeny jsou vedeny mezi hnacími a vratnými domky.

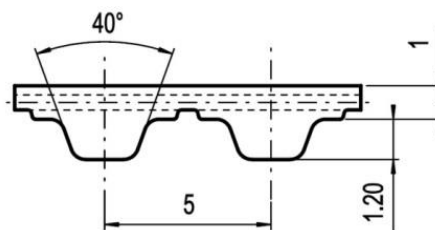


Obr. 28.: Koncepční návrh řemenového dopravníku

3.2. Řemen

Pro navrhovaný dopravník byly vybrány dopravní polyuretanové ozubené řemeny od firmy DIN-TECHNIK s.r.o. Označení zvolených řemenů je 25T5 s úpravou pro ohyb na vratných kládkách (Obr. 29). [18]

- 25 = šířka řemene v mm
- T = lichoběžníkový profil
- 5 = rozteč zubů v mm

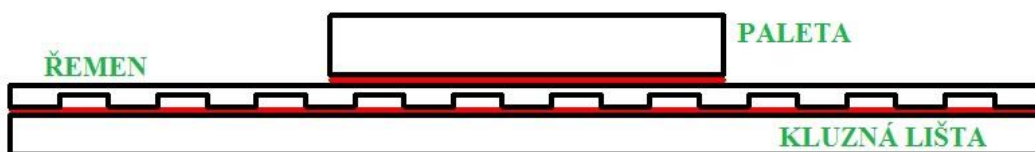


Obr. 29.: Tvar ozubeného řemene [18]

Délka použitého řemene se parametricky mění (od 560 mm do 12 080 mm) v závislosti na délce dopravníku. Konce těchto řemenů jsou svařovány, díky tomu je možné vyrobit jakoukoliv délku řemene. Nevýhodou tohoto spojení je nižší pevnost. Hlavní konstrukční částí řemene jsou textilní vlákna. Tělo řemene a zuby jsou z polyuretanu. Na povrchu řemene je tkanina.

3.2.1. Třecí plochy v řemenovém dopravníku

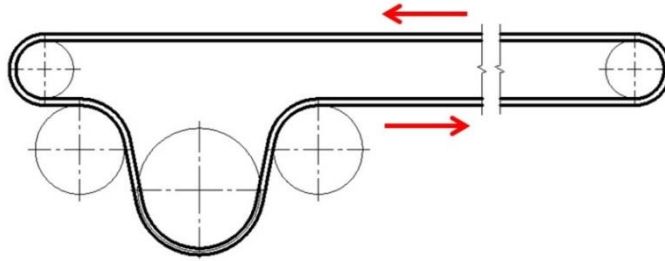
V řemenovém dopravníku se vyskytují dvě třecí plochy (Obr. 30). První třecí plochou je kontaktní plocha mezi paletou a hladkou stranou řemene. Druhá třecí plocha se nachází mezi zuby řemenových pásů a kluznou deskou. Jestliže je řemenový dopravník v provozu, řemen je stále v pohybu. Rychlost pohybu řemene je dána rychlostí otáčení řemenice, která je propojena přes hřídel s pohonem. Na rozdíl od řemene se palety na dopravníku nemusí neustále pohybovat. Jestliže je potřeba přemístit paletu z jednoho místa do druhého na přepravované dráze dopravníku, rychlost pohybu palety určuje rychlost řemene. V tomto případě mezi paletou a řemenem nedochází ke tření. Třecí plocha se vyskytuje pouze mezi řemenem a spodní kluznou lištou. Pokud je požadováno danou paletu na určitém místě zastavit z důvodu realizování úkonu na paletě, provede se tak pomocí stoperů. Při zastavené paletě dochází mezi paletou a pohybujícím se řemenem k tření. Výrobce dopravních ozubených řemenů DIN-TECHNIK s.r.o. je udaná výpočtová hodnota součinitele tření 0,2 pro případ pohybující se palety a 0,3 pro případ zastavené palety s prokluzujícím řemenem ve dvou plochách. Hodnota 0,2 reprezentuje tření mezi kluznou lištou a spodní plochou řemene s ozubením, hodnota 0,3 pak reprezentuje tření mezi spodní deskou palety a horní rovnou plochou řemene a zároveň tření mezi kluznou lištou a spodní plochou řemene s ozubením. Vyšší hodnota součinitele tření je pak vlastně součtem dvou dílčích. Podle výrobce udané hodnoty obsahují dostatečnou rezervu i pro případ provozu s opotřebovaným řemenem.



Obr. 30.: Třecí plochy

3.2.2. Vedení řemenu v dopravníku

Na schématu (Obr. 31) je zobrazeno dvojitou čarou vedení řemene. Jednoduchou čarou jsou zakresleny obrysy kladek a řemenice, které řemen ohýbají.



Obr. 31.: Vedení řemene v dopravníku

Ze zadaného maximálního zatížení řemenového dopravníku jsou nejprve vypočítány velikosti sil, které působí na zvolený řemen. Dále je z požadované rychlosti pohybu řemenů navržen pohon dopravníku.

3.2.3. Výpočet obvodové hnací síly

Zadaný řemenový dopravník dopravuje palety pouze ve vodorovném směru, nepůsobí zde odpor k překonání dopravní výšky. Pro obvodovou sílu F_U platí následující vztah:

$$F_U = (m_c + m_{cř}) \cdot g \cdot \mu \quad (1)$$

$$F_U = \left[\sum (m_p + m_o) + p_r \cdot m_r \cdot L_r \right] \cdot g \cdot \mu \quad (2)$$

$$F_U = (80 + 2 \cdot 0,06 \cdot 12,080) \cdot 9,81 \cdot 0,3 \quad (3)$$

$$F_U = 239,706 \text{ N} \quad (4)$$

kde: m_p [kg] – hmotnost palety

m_o [kg] – hmotnost obrobku na paletě

m_c [kg] – celková hmotnost všech palet a obrobků působící na řemeny

$m_{cř}$ [kg] – celková hmotnost řemenů

p_r [-] – počet ozubených řemenů

$m_r = 0,06$ [kg/m] – měrná hmotnost ozubeného řemene T5 pro šířku 25 mm

$L_r = 12,080$ [m] – délka řemene pro maximální délku dopravníku ($L = 6\,000$ mm)

$g = 9,81$ [m/s²] – tíhové zrychlení

$\mu = 0,3$ [-] – součinitel tření třecích ploch řemene

Vypočítaná obvodová síla se zvětší dle vzorce $F_{Umax(s rez.)} = F_U \cdot k_p$, kde k_p je provozní součinitel, který reprezentuje navýšení tahových sil provozem.

Zahrnuje dynamiku rozjezdu, četnost startů, vliv prostředí, změny teplot atd. Doporučuje se v rozmezí 1,1 - 2. Pro lehký provoz 1,1 - 1,2. Proto volím 1,2. [19]

$$F_{Umax(s rez.)} = 239,706 \cdot 1,2 \cong 287,65 \text{ N} \quad (5)$$

Maximální obvodová hnací síla působící na 1 řemen:

$$F_{Umax} = \frac{287,65}{2} \cong 143,82 \text{ N} \quad (6)$$

3.2.4. Výpočet předpětí v řemenech

Pro přenos hnací síly z řemenice na řemen do horní větve je nutná existence tahové složky také ve spodní větvi. Podobně jako hladký řemen musí mít i ozubený řemen předepnutí. Ozubený řemenový převod nepotřebuje tak vysokou hodnotu předepnutí jako hladký. Nižší hodnota je dána tvarovým stykem zubů v řemenici. Výrobcem ContiTech je pak doporučena velikost předepnutí dána vztahem: [20]

$$F_V \geq 0,5 \cdot F_{Umax} \quad (7)$$

$$F_V \geq 0,5 \cdot 143,82 \quad (8)$$

$$F_V \geq 71,91 \text{ N} \quad (9)$$

Volím hodnotu předpětí v řemenech:

$$F_V = 100 \text{ N} \quad (10)$$

3.2.5. Síly v řemenu za provozu

Při provozu se ve větvích dopravníku změní velikost klidové síly předpětí F_V . Změna – snížení předepnutí je dáno protažením řemene (prodloužením řemene od provozní zátěže). Ztráta předepnutí pak závisí na pružnosti řemene. Výrobcem udaná hodnota předepnutí $0,5 \cdot F_{Umax}$ pak již obsahuje rezervu na toto snížení.

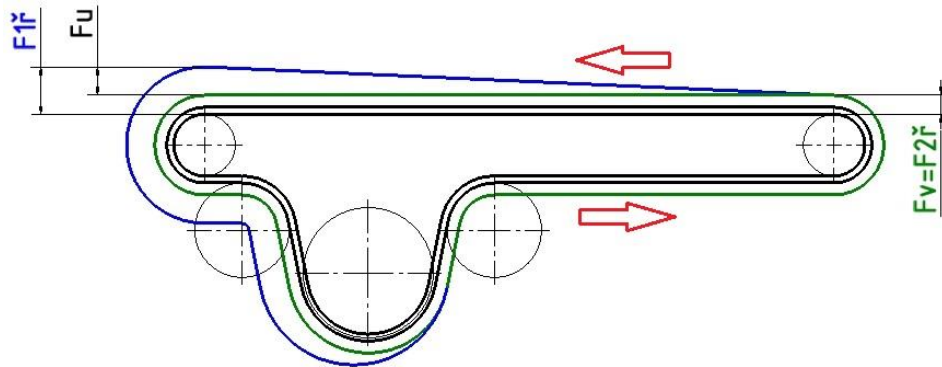
Pro výpočet pak lze použít zjednodušení:

$$F_{1ř} = F_V + F_{Umax} = 100 + 143,82 = 243,82 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{2ř} = F_V = 100 \text{ N} \quad (12)$$

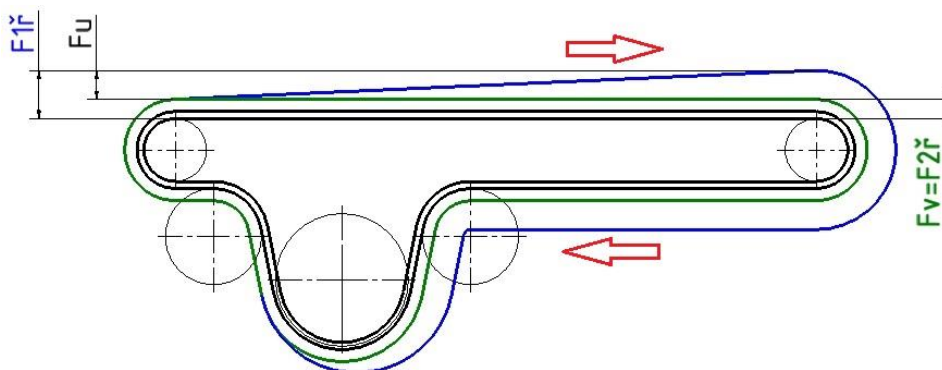
kde: $F_{1ř}$ [N] – síla v tažné větvi řemene

$F_{2ř}$ [N] – síla v odlehčené větvi řemene



Obr. 32.: Rozložení sil působících na řemen

Směr pohybu řemene v dopravníku je znázorněn na Obr. 32. Při zavedení terminologie tažného a tlačného uspořádání dopravníku je toto zobrazení sil pro tažné uspořádání. Za předpokladu, že by nastala reverzace pohonu, tzn. že by došlo ke změně směru smyslu otáčení řemene v dopravníku, potom by se jednalo o tlačné uspořádání (Obr. 33).



Obr. 33.: Rozložení sil pro tlačné uspořádání

Tlačné uspořádání je nevýhodné, jelikož se řemen prodlužuje 2 krát více než u tažného uspořádání a zároveň dochází k rychlejšímu opotřebení řemene. Terminologie tlačné uspořádání samozřejmě neznamená, že by řemen tlačil palety na dopravníku, ale znamená, že táhne přes spodní větev a je namáhán ve dvojnásobné délce než v případě tažného uspořádání.

3.2.6. Kontrola dovolené tažné síly řemenu

Maximální síla, která působí na řemen, musí být menší než dovolená tažná síla ($F_{\max} \leq F_{\text{dov}}$). Pokud by maximální síla v řemeni byla větší, než je dovolená,

došlo by k přetržení řemene. Maximální síla se určí jako součet předepínací síly a obvodové hnací síly jednoho řemene.

$$F_{max} = F_V + F_{Umax} \quad (13)$$

$$F_{max} = 100 + 143,82 \quad (14)$$

$$F_{max} = 243,82 \text{ N} \quad (15)$$

Dovolené tahové zatížení řemene je: [18]

$$F_{dov} = 450 \text{ N} \quad (16)$$

Vypočítaná hodnota maximální síly působící na řemen vyšla menší než je maximální dovolená síla.

3.3. Návrh pohonu dopravníku

Výběr vhodného pohonu, tzn. motoru s převodovkou, je závislý na volbě rychlosti pohybu řemene s paletami. Rychlost je parametrická veličina, jež se mění dle provozních požadavků, a to od 3 do 21 m/min s krokem 3 m/min.

Pro volbu pohonu dopravníku se musíme řídit dvěma kritérii. Prvním kritériem je, aby výstupní moment převodovky M_2 byl větší než minimální vypočtený moment na řemenici v hnacích jednotkách ($M_2 > M_{min}$). Druhou požadovanou podmínkou je, aby výstupní otáčky převodovky n_2 byly co nejbližší vypočteným otáčkám řemenice (n_2 blízké n).

Pro určení minimálního požadovaného momentu na řemenici je potřeba znát velikost hnací obvodové síly a vypočítat velikost průměru roztečné kružnice.

3.3.1. Průměr roztečné kružnice řemenice

Pro ozubený dopravní řemen 25T5 je minimální hnací řemenice s počtem 15 zubů, doporučená od 23 zubů, proto volím 26 zubů. Rozteč zubů je 5 mm. [21]

$$d_{\ddot{r}} = \frac{p_{z\ddot{r}} \cdot Z}{\pi} \quad (17)$$

$$d_{\ddot{r}} = \frac{5 \cdot 26}{\pi} \quad (18)$$

$$d_{\ddot{r}} = 41,38 \text{ mm} = 0,04138 \text{ m} \quad (19)$$

3.3.2. Výpočet minimálního momentu na řemenici

Pro pohyb dopravníku je nezbytné zajistit minimální velikost momentu na řemenici. Tato velikost je uvažována pro maximální zatížení dopravníku.

$$M_{\min_ř} = F_{Umax(s rez.)} \cdot \frac{d_{ř}}{2} \quad (20)$$

$$M_{\min_ř} = 287,65 \cdot \frac{0,04138}{2} \quad (21)$$

$$M_{\min_ř} \cong 5,95 \text{ Nm} \quad (22)$$

3.3.3. Otáčky řemenice

Znamé rychlosti dopravníku jsou přepočítány na otáčky řemenice dle vztahu:

$$n = \frac{\frac{v}{d_{ř}}}{2 \cdot \pi} \quad (23)$$

3.3.4. Minimální výkon na řemenici

Minimální provozní výkon pro pohyb dopravníku na řemenici se určí jako:

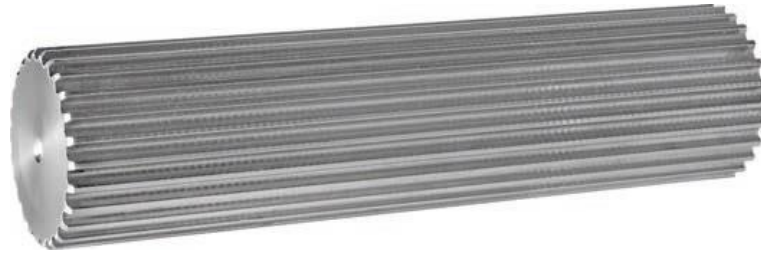
$$P_{\min_ř} = F_{Umax(s rez.)} \cdot v \quad (24)$$

Tab. 1.: Otáčky a minimální výkony na řemenici v závislosti na rychlosti dopravníku

v [m/min]	n [1/min]	P _{min_ř} [W]
3	23,08	14,38
6	46,15	28,76
9	69,23	43,15
12	92,31	57,53
15	115,38	71,91
18	138,46	86,29
21	161,54	100,68

3.3.5. Řemenice

V mém navrhovaném dopravníku byly použity dvě ozubené řemenice s 26 zuby. Řemenice budou vyráběny z polotovaru (Obr. 34). Každá řemenice bude mít průchozí šestihran s poloměrem vepsané kružnice 17 mm. Délka jedné navržené řemenice bude 65 mm. Vhodným polotovarem byla zvolena ozubená tyč firmy Pikron s.r.o., která je vyrobena ze slitiny hliníku. Tato ozubená tyč je dodávána v délce 160 mm. [22]



Obr. 34.: Ozubená tyč [22]

3.3.6. Pohon

Dle kapitoly o návrhu pohonu dopravníku byly pro navržený řemenový dopravník vybrány převodové motory firmy Weg (Obr. 35).



Obr. 35.: Převodový motor firmy Weg [6]

Převodovka byla volena šneková s dutým hřídelem. V následující tabulce (Tab. 2) jsou k jednotlivým rychlostem dopravníku přiřazeny vhodné motory a převodovky. [6]

Tab. 2.: Parametry motorů a převodovek pro danou rychlost dopravníku

Rychlost v [m/min]	Třífázový motor			Šneková převodovka			
	Označení	Výkon P [W]	Vstupní otáčky n1 [1/min]	Označení	Převodový poměr i [-]	Výstupní otáčky n2 [1/min]	Výstupní moment M2 [Nm]
3	SDLG 534	70	1400	GB 130	56	25	9,4
6	SDLG 634	120	1400	GB 130	24	58	11,8
9	SDLG 634	120	1400	GB 130	18	78	9,1
12	SDLG 634	120	1400	GB 130	12	117	6,9
15	SDLG 634	120	1400	GB 130	12	117	6,9
18	SDG 734	200	1430	GB 130	7	200	7,2
21	SDG 734	200	1430	GB 130	7	200	7,2

Z tabulky lze vyčíst, že pro některé zadané rychlosti lze převodový motor použít stejného typu.

Na Obr. 36 jsou hodnoty maximálních přípustných krouticích momentů převodovky (M_{2max}) pro daný převodový poměr. M_{2max} pro vybranou šnekovou převodovku s označením GB 130 je 14 Nm.

i	M_{2max}
5:1	11
7:1	12
10:1	13
12:1	14
15:1	13
18:1	13
24:1	13
30:1	13
38:1	14
56:1	10

Obr. 36.: Maximální přípustné kroutivé momenty převodovky M_{2max} (Nm) [6]

3.3.7. Příruba

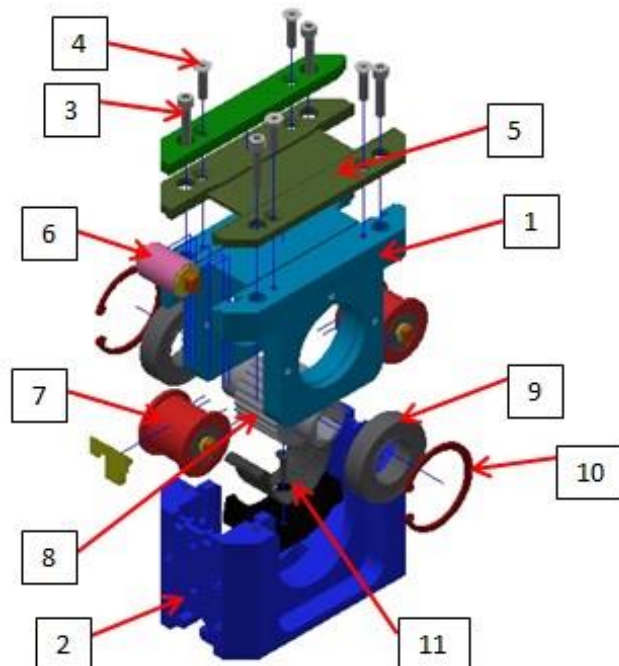
Příruba je vyráběna z hliníku (Obr. 37). Vnější průměr této příruby je 75 mm a vnitřní díra má velikost 27 mm. Na každé straně příruby se nachází dva otvory pro šrouby. Příruba je z jedné strany přišroubována k pohonu dopravníku dvěma šestihrannými šrouby ISO 4017 – M5x20 a z druhé strany k boční straně hnacího domku dalšími dvěma šrouby ISO 4017 – M6x20. Šroubový spoj je následně počítán v části kontrolních výpočtů. Tato příruba umožňuje natočení pohonu libovolně po 90°.



Obr. 37.: Příruba

3.4. Hnací domek

Hnací domek se skládá z velkého množství komponent (Obr. 38). Většina těchto komponent je uzavřena mezi horní (1) a dolní (2) skříň hnacího domku. Tyto díly jsou navrženy jako odlitek z hliníkové slitiny. Tyto dvě části jsou k sobě přišroubovány šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem ISO 4762 – M5x25 (3) a šrouby se zápusťnou hlavou DIN 7991 – M5x20 (4). Nad horní částí domku je plastový díl (5) s vodící drážkou, který vede řemen z kluzné lišty do hnacího domku na vratnou kladku (6). S vratnou kladkou je v kontaktu ozubená strana řemene. Dále je řemen veden přes otočnou kladku (7), se kterou se dotýká jeho hladká strana. Tato kladka slouží k zabránění vychýlení řemene z jeho požadovaného směru. Z otočné kladky je přiveden na řemenici (8). Po obou stranách řemenice jsou uložena kuličková ložiska 6005 RSL (9), která jsou z vnější strany zajištěna pojistnými kroužky (10). Pod řemenicí se nachází přítlačný plech (11), který zajistí kontakt mezi ozubeným řemenem a řemenicí. Pomocí tohoto kontaktu se řemen současně s otáčením řemenice pohybuje. Zároveň je vymezena taková vůle, aby nemohlo dojít k přeskočení řemene a k protočení řemenice (prokluzu). Od řemenice je řemen odveden přes další otočnou kladku směrem k vratnému domku.



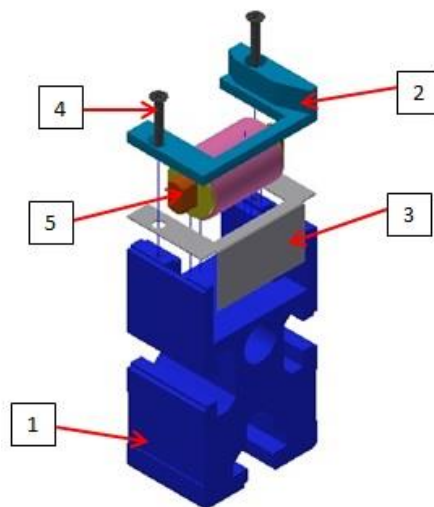
Obr. 38.: Rozpad hnacího domku

3.4.1. Skříň hnacího domku

Prototyp hnacího domku bude vyroben z několika částí. Tyto části budou ze slitiny hliníku s označením 6082 dle EN AW. Jednotlivé části budou k sobě následně propojeny pomocí kolíků. Po ověření funkčnosti tohoto prototypu bude pro sériovou výrobu horní a dolní skříň odlévána. [23]

3.5. Vratný domek

Vratný domek (Obr. 39) je tvořen ze dvou větších dílů. Spodní díl (1) je za účelem prototypu obráběný ze slitiny hliníku s označením 6082 dle EN AW. Pro následnou sériovou výrobu bude odléván. Horní díl (2) je vyroben z plastu. Mezi tyto dva díly je vložený ohnutý plechový kryt (3). Tyto části jsou k sobě přišroubovány dvěma šrouby ISO 7046 – M3x16 – 1 H (4). Řemen je ve vratném domku vedený kolem vratné kladky (5), která změní směr pohybu řemene o 180°.

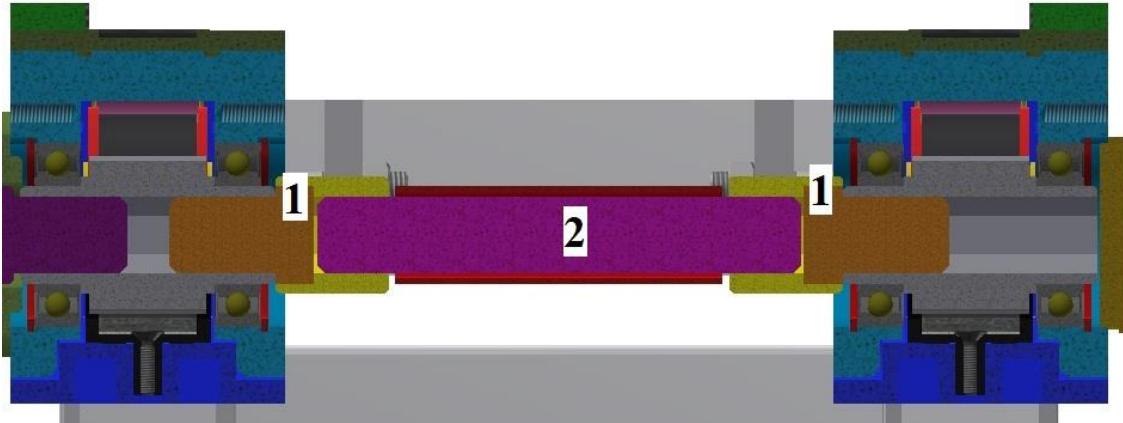


Obr. 39.: Rozpad vratného domku

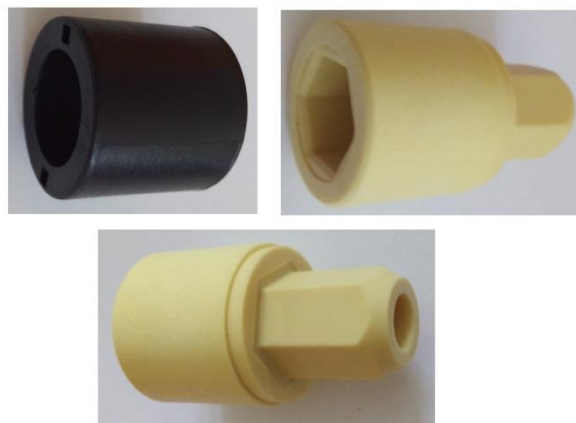
3.6. Spojovací šestihrané díly

Mezi hnacími domky se nachází 2 druhy spojovacích šestihranů (Obr. 40). První vyráběná spojka s vnitřním a vnějším šestihranem (1) je speciální kus, který se skládá ze dvou slepených dílů ze slitiny hliníku. Jeden díl je z jedné strany zakončen vnějším šestihranem a vsunutý do ozubené řemenice. Druhá polovina tohoto lepeného dílu má vnitřní šestihran. Tuto spojku v plastovém provedení lze koupit. Jedná se o plastový kompozit se skelným vláknem (Obr. 41), který nabízí

ABI technik. Motivem návrhu vlastního vyráběného dílu s lepeným spojem je vysoká cena kompozitního plastu (cca 10 EUR/ks).



Obr. 40.: Spojovací šestihřanné díly



Obr. 41.: Plastová spojka

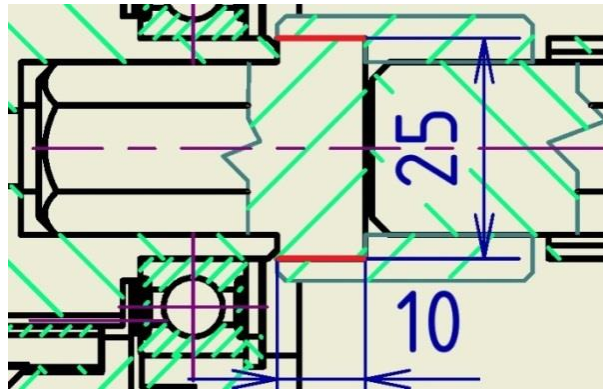
Druhým spojovacím dílem (Obr. 40) je šestihřanná tyč (2), která spojuje předchozí lepené díly (1) a je v nich na obou koncích zasunuta. Tato šestihřanná tyč je kryta ve válcové tenkostěnné trubce (Obr. 42), která slouží jako ochranný prvek při rotaci šestihřranu.



Obr. 42.: Část tenkostěnné trubky (vlevo) a šestihřanné tyče (vpravo)

3.6.1. Pevnostní výpočet lepeného spoje

Lepeným spojem jsou 2 díly z hliníku. Lepenou plochou je vnější válcová plocha prvního dílu (1) s vnitřní válcovou plochou druhého dílu (2). Tento lepený spoj je namáhán na smyk, pro který je dále spočítán. Na Obr. 43 je řez lepené plochy zvýrazněn červeně a rozměry lepeného spoje jsou udány v mm.



Obr. 43.: Řez lepeným spojem

$$F_{lp} = \frac{M_{2max}}{r_{lp}} \quad (25)$$

$$F_{lp} = \frac{14}{0,0125} \quad (26)$$

$$F_{lp} = 1120 \text{ N} \quad (27)$$

$$\tau_{lp_vyp} = \frac{F_{lp}}{S_{lp}} = \frac{F_{lp}}{l_{lp} \cdot \check{s}_{lp}} = \frac{F_{lp}}{l_{lp} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{lp}} \quad (28)$$

$$\tau_{lp_vyp} = \frac{1120}{0,010 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0125} \quad (29)$$

$$\tau_{lp_vyp} = 1,426 \text{ N/mm}^2 \quad (30)$$

$$\tau_{lp_vyp} < \tau_{Dlp} \quad (31)$$

kde: M_{2max} [Nm] – maximální výstupní krouticí moment od pohonu

r_{lp} [m] – poloměr, na kterém působí síla

F_{lp} [N] – axiální síla, která působí na lepený spoj

S_{lp} [m²] – plocha lepeného spoje

l_{lp} [m] – délka lepeného spoje

\check{s}_{lp} [m] – šířka lepeného spoje

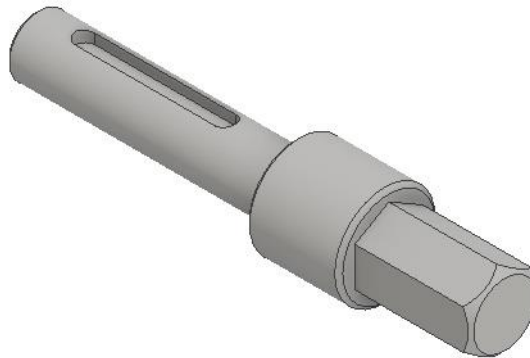
τ_{lp_vyp} [N/mm²] – vypočítané smykové napětí lepeného spoje

$\tau_{Dlp} = 21,4$ [N/mm²] – pevnost ve smyku lepeného spoje [24]

Pevnostní výpočet lepeného spoje vyhovuje.

3.7. Spojovací hřídel

Důležitou součástí v dopravníku je spojovací hřídel mezi pohonem a řemenicí. Tato hřídel je ze tří tvarových částí (Obr. 44). První část je válcová s drážkou pro pero. Tato část je pomocí navrženého těsného pera 5e7x5x40 ČSN 02 2562 spojena s pohonem dopravníku. Opačná strana hřídele má šestihranný tvar a je vložena do šestihranného otvoru ozubené řemenice. Poslední částí této hřídele je válcový díl, který se nachází pod přírubou.



Obr. 44.: Spojovací hřídel

3.7.1. Kontrola pera

Spojení a přenos krouticího momentu z převodovky na hřídel se realizuje pomocí pera. Rozměry pera jsou stanoveny na základě průměru hřídele, také délka je normalizovaná. Pera se kontrolují na otláčení a na stříh. Dovolený tlak u neposuvného náboje je $p_D = 100 \text{ MPa}$ a pro dovolené smykové napětí platí $\tau_D = 60 \text{ N/mm}^2$.

Bylo navrženo těsné pero 5e7x5x40 ČSN 02 2562. Nejprve je vypočítána funkční délka pera l_a , následně výpočty pera na otláčení a na smyk.

$$l_a = l_p - b_p = 40 - 5 = 35 \text{ mm} \quad (32)$$

$$p_{vyp} = \frac{4 \cdot M_{2max}}{d_h \cdot h_p \cdot l_a} \quad (33)$$

$$p_{vyp} = \frac{4 \cdot 14}{0,015 \cdot 0,005 \cdot 0,035} \quad (34)$$

$$p_{vyp} = 21,333 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$p_{vyp} \leq p_D \quad (36)$$

$$\tau_{vyp} = \frac{2 \cdot M_{2max}}{d_h \cdot b_p \cdot l_a} \quad (37)$$

$$\tau_{vyp} = \frac{2 \cdot 14}{0,015 \cdot 0,005 \cdot 0,035} \quad (38)$$

$$\tau_{vyp} = 10,667 \text{ N/mm}^2 \quad (39)$$

$$\tau_{vyp} \leq \tau_D \quad (40)$$

kde: M_{2max} [Nm] – maximální výstupní kroučící moment od pohonu

d_h [m] – průměr hřídele

l_p [m] – délka pera

h_p [m] – výška pera

b_p [m] – šířka pera

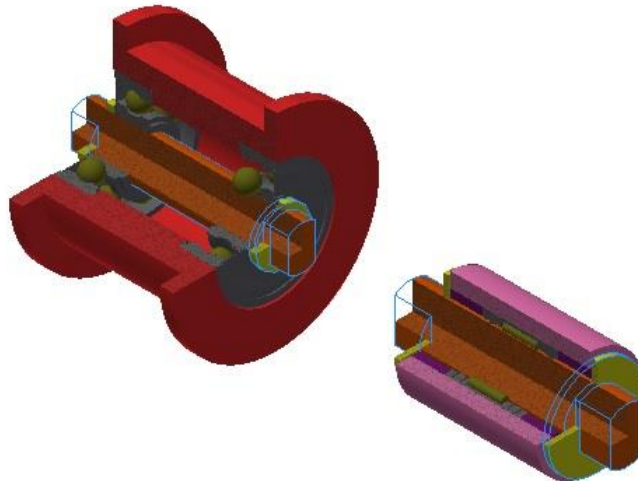
p_{vyp} [MPa] – vypočítaný tlak působící na boky pera

τ_{vyp} [N/mm²] – vypočítané napětí ve smyku

Zvolené pero vyhovuje.

3.8. Kladky

V navrženém dopravníku se nachází dva druhy kladek (Obr. 45). V celém dopravníku je jich umístěno celkem 8. Tři kladky jsou umístěny v každém hnacím domku a jedna se nachází v každém vratném domku. Menší i větší kladky jsou sestaveny z vnitřního nerotujícího dílu, ložisek a vnějšího válcového rotujícího dílu. Vnitřním nerotujícím dílem kladek jsou válečky, které jsou na svých koncích ze dvou stran zploštěny. Tyto zploštěné části jsou vloženy do předem vyfrézovaných částí domků. Větší kladky jsou sestaveny pomocí dvou kuličkových ložisek 608 RSL. V menší vratné kladce je uloženo jehlové ložisko HK 1014 2RS, kolem něhož jsou dvě distanční trubky. Menší kladky jsou umístěny dle Obr. 31 na krajích dopravníku. Tyto kladky mají malý průměr (19,6 mm) proto, aby docházelo ke kontaktu řemene s paletou i u okraje a aby se zde paleta vlivem zatížení nepřevrátila a nespadla z dopravníku. Této výhody lze využít také při přepravě palet do vzdáleností větších než je 6 m, kdy je zajištěn hladký přejezd palet z jednoho navrženého dopravníku na druhý. Díky tomuto průměru je řemen více ohybově namáhán a je nutná speciální technologie svaření spoje řemene.



Obr. 45.: Kladky

3.9. Kluzná lišta

Kluzná lišta (Obr. 46) se nachází pod horní větví řemene. Na horní straně lišty je drážka pro řemen. Materiál kluzné lišty byl vybrán Originální Materiál S - černý od firmy Murtfeldt Plasty, s.r.o. Tento technický materiál je vyráběn na bázi ultravysokomolekulárního polyethylenu (PE-UHMW). Hlavní výhodou tohoto materiálu jsou vynikající kluzné vlastnosti, s tím souvisí nízký třecí koeficient. Dalšími výhodami jsou odolnost proti rázům, malá hmotnost či odolnost vůči opotřebení. [25]



Obr. 46.: Kluzná lišta

3.10. Podpěry

Podpěry jsou složeny z vertikálně a horizontálně umístěných částí (Obr. 47). Tyto části jsou ze stavebnicových profilů z hliníkové slitiny s označením 6082 dle EN AW. Podpěry jsou pod řemenovým dopravníkem rozmístěny v pravidelných úsecích maximálně od sebe vzdálených 2 000 mm a zabraňují

průhybu zatíženého dopravníku. Každá noha podpěry musí být pomocí konzoly připevněna k pevné podlaze. Výhodou podpěr je parametrická volba šířky a výšky dle šířky dopravníku a dle požadavků na umístění dopravovaných palet.



Obr. 47.: Podpěra

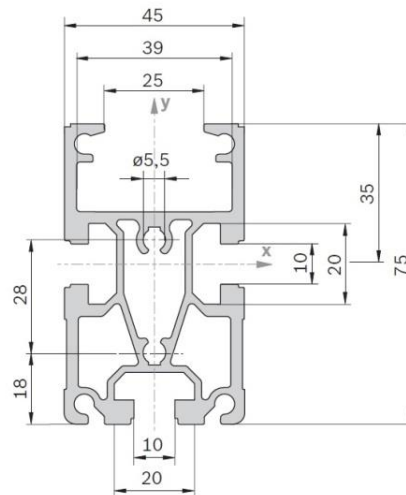
3.10.1. Profily

Pro navržený dopravník byly vybrány normalizované dráhové profily SP2 z hliníkové slitiny s označením 6082 dle EN AW (Obr. 48), které jsou dostupné na trhu a které standardně používá firma Bosch Rexroth a také firma Dorner. Tyto profily jsou dostupné a dodává je firma ABI technik a Bosch Rexroth.

Zvoleným dráhovým profilem je profil SP 2/B. Tyto profily jsou dodávány v délce 6 metrů. Tvar profilu je uzpůsoben tak, aby se pomocí kolíků a šroubů mohl spojit s hnacím nebo vratným domkem. Do horní části těchto profilů je vsunuta kluzná lišta.

SP 2/B

$A = 10,4 \text{ cm}^2$
 $I_x = 49,6 \text{ cm}^4$
 $I_y = 25,8 \text{ cm}^4$
 $W_x = 12,1 \text{ cm}^3$
 $W_y = 11,5 \text{ cm}^3$
 $m = 2,8 \text{ kg/m}$

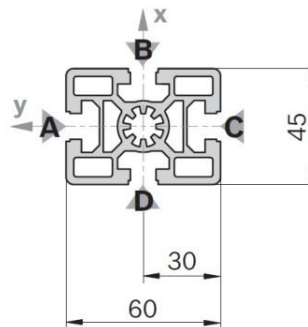


Obr. 48.: Boční profil k vedení řemene [26]

S profily o rozměrech 45 x 60 mm (Obr. 49) jsou sestaveny podpěry dopravníku a dále je tento profil použit jako příčný díl mezi profily SP 2/B. Tyto profily nabízí a využívá např. firma LIPRO d.o.o.

45x60

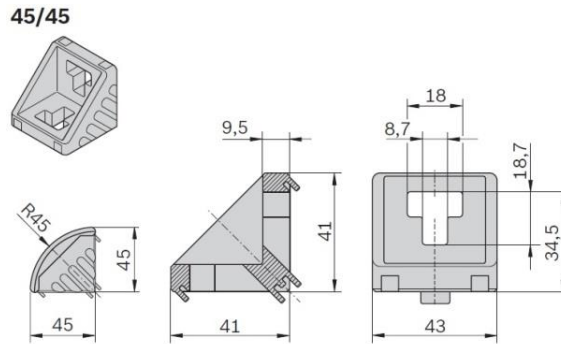
$A = 11,0 \text{ cm}^2$
 $I_x = 37,2 \text{ cm}^4$
 $I_y = 22,7 \text{ cm}^4$
 $W_x = 12,4 \text{ cm}^3$
 $W_y = 10,1 \text{ cm}^3$
 $m = 3,0 \text{ kg/m}$



Obr. 49.: Profil podpěr [26]

3.10.2. Úhelníky

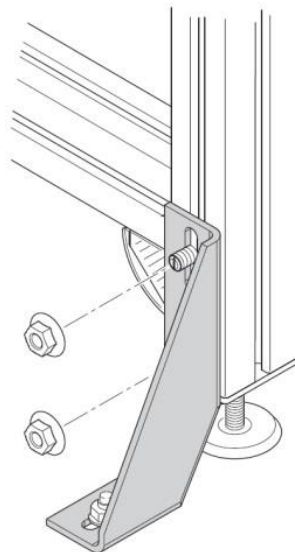
Profily a jednotlivé části podpěr jsou spojeny k sobě úhelníky 45x45 (Obr. 50) od firmy Bosch Rexroth. Tyto úhelníky jsou k profilům přišroubovány pomocí šroubů s T hlavou M8x25 a šestihranných matic s nákrůžky M8.



Obr. 50.: Úhelník [26]

3.10.3. Podpěrné konzoly

Podpěrná konzola se nachází u každé nohy podpěry dopravníku (Obr. 51). Je k ní přišroubována pomocí dvou šroubů s T hlavou M8x30 a dvou šestihranných matic s nákrůžky M8. Dolní část konzol je připevněna k podlaze. Také tyto díly jsou od firmy Bosch Rexroth.

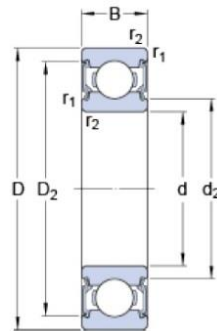


Obr. 51.: Podpěrná konzola [26]

3.11. Ložiska

Jak již bylo zmíněno v dřívějších kapitolách, pro řemenový dopravník byly navrženy tři druhy ložisek. Zvolená ložiska jsou od firmy SKF CZ, a.s. Všechna ložiska mají kontaktní těsnění buď jen na jedné straně, nebo na obou stranách daného typu ložiska. Tato těsnění chrání ložiska před vnějšími nečistotami.

Ložisko 6005-2RSL

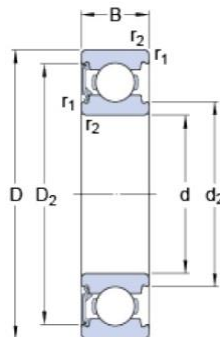


Obr. 52.: Ložisko 6005-2RSL [27]

Tab. 3.: Parametry ložiska 6005-2RSL [27]

Rozměry			Únosnost	
d	D	B	C	Co
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]
25	47	12	11,9	6,55

Ložisko 608-RSL

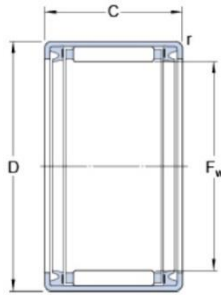


Obr. 53.: Ložisko 608-RSL [27]

Tab. 4.: Parametry ložiska 608-RSL [27]

Rozměry			Únosnost	
d	D	B	C	Co
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]
8	22	7	3,45	1,37

Ložisko HK 1014.2RS



Obr. 54.: Ložisko HK 1014.2RS [27]

Tab. 5.: Parametry ložiska HK 1014.2RS [27]

Rozměry			Únosnost	
F _w	D	B	C	Co
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]
10	14	14	4,29	5,3

Dalšími kupovanými součástkami pro sestavení navrženého dopravníku jsou šrouby, podložky, matice, pojistné kroužky a pero.

3.11.1. Kontrola trvanlivosti ložisek

V navrženém dopravníku byly použity 3 druhy ložisek. Všechna ložiska byla kontrolována pro nejnepříznivější stav. To je pro stav, kdy je hodnota výstupních otáček převodovky maximální ($n_2 = 200 \text{ min}^{-1}$). Ložiska jsou zatěžována silou, která se rovná vektorovému součtu všech sil působících za provozu v daném místě dopravníku.

Pro danou maximální hodnotu výstupních otáček jsou vzhledem k rozdílným průměrům kladek hodnoty velikosti otáček ložisek spolu s kladkami odlišné. V následující tabulce (Tab. 6) jsou přepočítány otáčky ($n_{L_{1,2,3}}$) v závislosti na průměrech kladek, po kterých se řemen pohybuje.

Tab. 6.: Přepočet otáček

	průměr [mm]	otáčky [min^{-1}]
řemenice	41,38	200
větší kladka	30	275,87
menší kladka	19,6	422,24

Vztah pro výpočet trvanlivosti ložisek v hodinách je: [28]

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot n_{L_{1,2,3}}} \quad (41)$$

kde: C [N] – dynamická únosnost ložiska

F [N] – dynamické ekvivalentní zatížení

p [-] – exponent trvanlivosti (pro kuličková ložiska p = 3, pro ostatní ložiska

p = 10/3)

$n_{L_{1,2,3}}$ [min⁻¹] – otáčky ložisek v řemenici a v obou kladkách

L_h [h] – trvanlivost ložiska v hodinách

3.11.1.1. Výpočet trvanlivosti ložiska 6005-2RSL

Celkové zatížení tohoto ložiska je vektorovým součtem předpětí a obvodové hnací síly v jedné větvi řemene a předpětí ve druhé větvi.

$$L_h = \left(\frac{11\,900}{338,37}\right)^3 \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot 200} \quad (42)$$

$$L_h = 3\,624\,883 \text{ hod} = 413,8 \text{ let} \quad (43)$$

3.11.1.2. Výpočet trvanlivosti ložiska 608-RSL

Velikost maximálního zatížení je dána vektorovým součtem sil působících v jednotlivých větvích řemene. V obou větvích působí předpětí i obvodová síla.

$$L_h = \left(\frac{3450}{309,31}\right)^3 \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot 275,87} \quad (44)$$

$$L_h = 83\,836 \text{ hod} = 9,6 \text{ let} \quad (45)$$

3.11.1.3. Výpočet trvanlivosti ložiska HK 1014.2RS

Maximální zatížení jehlového ložiska v dopravníku je rovno dvojnásobku součtu předpětí a obvodové hnací síly.

$$L_h = \left(\frac{4\,290}{487,65}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot 422,24} \quad (46)$$

$$L_h = 55\,478 \text{ hod} = 6,3 \text{ let} \quad (47)$$

Teoretická výpočtová životnost všech použitých ložisek je dostatečná. Ve skutečnosti dojde dříve k degradaci maziva nebo k porušení pryžového těsnění.

3.12. Pevnostní kontrola šroubového spoje

Kontrolováno je šroubové spojení, které se nachází mezi přírubou a hnací jednotkou. Pro toto spojení byly navrženy 2 šrouby se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M6x20 – 8.8. V první části je nejprve vypočítáno možné přetížení jednoho šroubu. Následně je vypočítáno osově předpětí šroubu, tuhosti jednotlivých dílů a na závěr bezpečnost šroubového spoje.

3.12.1. Výpočet přitěžující síly šroubu

Maximální hmotnost motoru s převodovkou je zvolena 20 kg.

$$F_{mp} = m_{mp} \cdot g \quad (48)$$

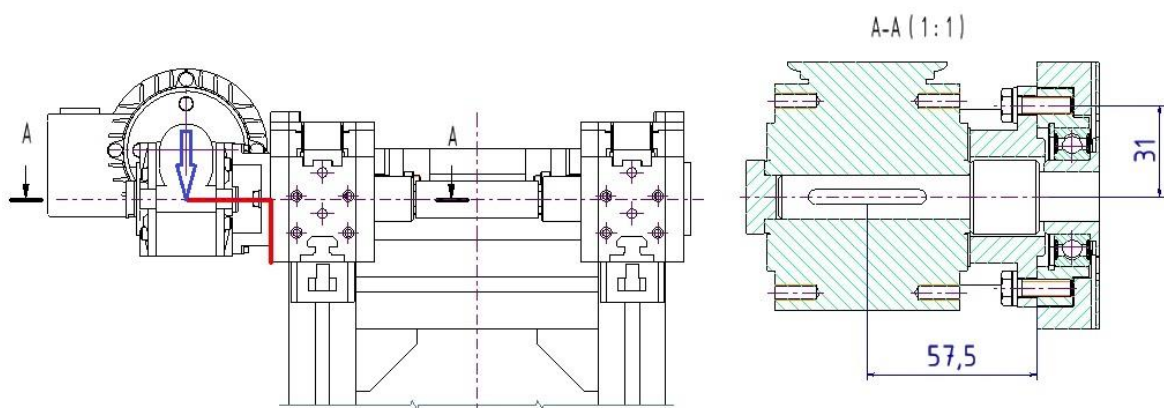
$$F_{mp} = 20 \cdot 9,81 \quad (49)$$

$$F_{mp} = 196,2 \text{ N} \quad (50)$$

kde: m_{mp} [kg] – hmotnost motoru s převodovkou

g [m/s^2] – tíhové zrychlení

F_{mp} [N] – síla, která působí na šroubový spoj



Obr. 55.: Úsek, kde bude hmotnost motoru s převodovkou působit na přírubě (červeně zvýrazněno) a vpravo pohled v řezu na umístění šroubů (rozměry jsou v mm)

$$F_{mp} \cdot a = F_{\dot{s}s} \cdot b \quad (51)$$

$$196,2 \cdot 0,0575 = F_{\dot{s}s} \cdot 0,031 \quad (52)$$

$$F_{\dot{s}s} = 363,92 \text{ N} \quad (53)$$

kde: a [m] – vzdálenost od středu motoru s převodovkou ke kontaktní ploše příruby s hnací jednotkou

b [m] – poloměr, na kterém jsou umístěny šrouby

$F_{\dot{s}s}$ [N] – provozní osová síla zatěžující celé šroubové spojení

Vypočítaná síla F_{ss} se rozdělí mezi 2 šrouby a vypočte se přetížení jednoho šroubu.

$$F_s = \frac{F_{\text{ss}}}{p_s} \quad (54)$$

$$F_s = \frac{363,92}{2} \quad (55)$$

$$F_s = 181,96 \text{ N} \quad (56)$$

kde: p_s [-] – počet použitých šroubů na šroubové spojení

F_s [N] – provozní osová síla zatěžující spoj

3.12.2. Výpočet montážního předpětí šroubu

Tento výpočet je závislý na zvoleném utahovacím momentu šroubu. Pro výpočet předpětí šroubu je nejprve potřeba vypočítat potřebné úhly.

$$\tan \gamma = \frac{i_z \cdot P_z}{\pi \cdot d_2} \quad (57)$$

$$\tan \gamma = \frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 5,35} \quad (58)$$

$$\tan \gamma = 0,0595 \quad (59)$$

$$\gamma = 3,405^\circ \quad (60)$$

kde: i_z [-] – počet chodů závitu

P_z [mm] – rozteč závitu

d_2 [mm] – střední průměr závitu

γ [°] – úhel stoupání závitu

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma \quad (61)$$

$$\tan \beta_n = \tan 30^\circ \cdot \cos 3,405^\circ \quad (62)$$

$$\tan \beta_n = 0,5763 \quad (63)$$

$$\beta_n = 29,956^\circ \quad (64)$$

kde: β [°] – v osovém řezu vrcholový úhel závitu

β_n [°] – úhel boku závitu

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \beta_n} \quad (65)$$

$$\tan \varphi' = \frac{0,15}{\cos 29,956^\circ} \quad (66)$$

$$\tan \varphi' = 0,1731 \quad (67)$$

$$\varphi' = 9,822^\circ \quad (68)$$

kde: $f = 0,15 [-]$ – součinitel tření

$\varphi' [^\circ]$ - třecí úhel v závitu

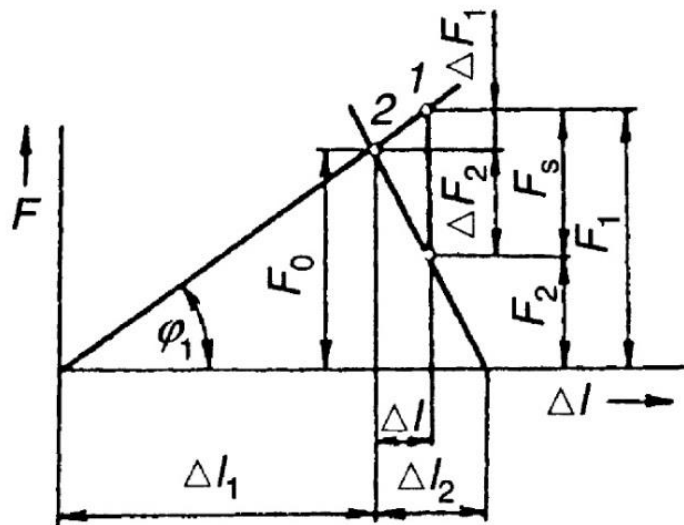
Šroubový spoj bude utahován utahovacím momentem o velikosti 8 Nm.
Potom hodnota osové předepínací síly šroubu je:

$$F_o = \frac{M_{KK}}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + f \cdot r_{dos}} \quad (69)$$

$$F_o = \frac{8}{\frac{0,00535}{2} \cdot \tan(3,405^\circ + 9,822^\circ) + 0,15 \cdot 0,00444} \quad (70)$$

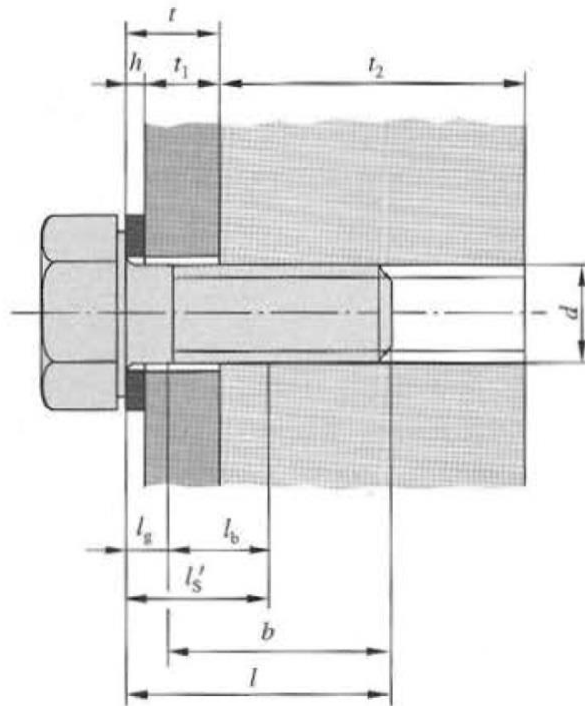
$$F_o = 6\,178,8 \text{ N} \quad (71)$$

kde: $r_{dos} [m]$ – poloměr došedací plochy šroubu



Obr. 56.: Montážní diagram šroubového spoje [29]

3.12.3. Výpočet tuhosti šroubu



Obr. 57.: Šroubový spoj [30]

Nejprve je dopočítána účinná délka šroubu, délka dříku bez závitu a se závitem. A následně pomocí těchto dopočítaných délek vypočítána tuhost šroubu.

Účinná svěrná délka:

$$l'_s = t + \frac{d}{2} \quad (72)$$

$$l'_s = 8 + \frac{6}{2} \quad (73)$$

$$l'_s = 11 \text{ mm} \quad (74)$$

Délka válcové části dříku bez závitu:

$$l_g = l - b \quad (75)$$

$$l_g = 20 - 17 \quad (76)$$

$$l_g = 3 \text{ mm} \quad (77)$$

Délka části dříku se závitem nacházející se v sevření:

$$l_b = l'_s - l_g \quad (78)$$

$$l_b = 11 - 3 \quad (79)$$

$$l_b = 8 \text{ mm} \quad (80)$$

Tuhost části šroubu se závitem:

$$c_b = \frac{A_s \cdot E}{l_b} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot (d_2 + d_3)^2}{4} \right) \cdot E}{l_b} \quad (81)$$

$$c_b = \frac{\left(\frac{\pi \cdot (5,35 + 4,773)^2}{4} \right) \cdot 210\,000}{8} \quad (82)$$

$$c_b = 528\,174,8 \text{ N/mm} \quad (83)$$

Tuhost části šroubu bez závitu:

$$c_d = \frac{S_d \cdot E}{l_g} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot E}{l_g} \quad (84)$$

$$c_d = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 6^2}{4} \right) \cdot 210\,000}{3} \quad (85)$$

$$c_d = 1\,979\,203,4 \text{ N/mm} \quad (86)$$

Tuhost šroubu:

$$c_s = \frac{c_b \cdot c_d}{c_b + c_d} \quad (87)$$

$$c_s = \frac{528\,174,8 \cdot 1\,979\,203,4}{528\,174,8 + 1\,979\,203,4} \quad (88)$$

$$c_s = 416\,915,7 \text{ N/mm} \quad (89)$$

kde: d_2 [mm] – střední průměr závitu [31]

d_3 [mm] – malý průměr závitu [31]

d [mm] – jmenovitý průměr závitu [31]

S_d [mm²] – plocha průřezu válcové části dřívku bez závitu

A_s [mm²] – výpočtový průřez šroubu

3.12.4. Výpočet tuhosti přitěžovaných dílů

Výpočet tuhosti dílu na délce l_2 :

$$c_{d1} = \frac{S_{d2} \cdot E_{hl}}{l_2} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot ((2 \cdot d)^2 - d_2^2)}{4}\right) \cdot E_{hl}}{l'_s - h - t_1} \quad (90)$$

$$c_{d1} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot ((2 \cdot 6)^2 - 5,35^2)}{4}\right) \cdot 70\,000}{11 - 1,6 - 6,4} \quad (91)$$

$$c_{d1} = 2\,114\,403,1 \text{ N/mm} \quad (92)$$

kde: E_{hl} [N/mm²] – modul pružnosti v tahu hliníku

S_{d1} [mm²] – plocha mezikruží mezi průměrem $2 \cdot d$ a d_2

Tuhost přitěžovaných dílů:

$$c_1 = \frac{c_s \cdot c_{d1}}{c_s + c_{d1}} \quad (93)$$

$$c_1 = \frac{416\,915,7 \cdot 2\,114\,403,1}{416\,915,7 + 2\,114\,403,1} \quad (94)$$

$$c_1 = 348\,248,45 \text{ N/mm} \quad (95)$$

3.12.5. Výpočet tuhosti odlehčovaných dílů

Výpočet tuhosti dílu na délce t_1 :

$$c_2 = \frac{S_{d2} \cdot E_{hl}}{t_1} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot ((2 \cdot d)^2 - d_d^2)}{4}\right) \cdot E_{hl}}{t_1} \quad (96)$$

$$c_2 = \frac{\left(\frac{\pi \cdot ((2 \cdot 6)^2 - 6,6^2)}{4}\right) \cdot 70\,000}{6,4} \quad (97)$$

$$c_2 = 862\,808,97 \text{ N/mm} \quad (98)$$

kde: d_d [mm] – průměr díry pro šroub M6 [31]

d [mm] – jmenovitý průměr závitu

S_{d2} [mm²] – plocha mezikruží mezi průměrem $2 \cdot d$ a d_d

3.12.6. Výpočet přitěžující a odlehčující síly

$$\Delta F_1 = \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot F_s \quad (99)$$

$$\Delta F_1 = \frac{348\,248,45}{348\,248,45 + 862\,808,97} \cdot 181,96 \quad (100)$$

$$\Delta F_1 = 52,32 \text{ N} \quad (101)$$

$$F_1 = F_o + \Delta F_1 \quad (102)$$

$$F_1 = 6\,178,8 + 52,32 \quad (103)$$

$$F_1 = 6\,231,12 \text{ N} \quad (104)$$

$$\Delta F_2 = \frac{c_2}{c_1 + c_2} \cdot F_s \quad (105)$$

$$\Delta F_2 = \frac{862\,808,97}{348\,248,45 + 862\,808,97} \cdot 181,96 \quad (106)$$

$$\Delta F_2 = 129,64 \text{ N} \quad (107)$$

$$F_2 = F_o - \Delta F_2 \quad (108)$$

$$F_2 = 6\,178,8 - 129,64 \quad (109)$$

$$F_2 = 6\,049,16 \text{ N} \quad (110)$$

kde: ΔF_1 [N] – přitěžující síla

ΔF_2 [N] – odlehčující síla

F_1 [N] – maximální vnitřní provozní síla ve šroubu

F_2 [N] – provozní zatížení

3.12.7. Výpočet tahového napětí

$$\sigma = \frac{F_1}{S_3} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (111)$$

$$\sigma = \frac{6\,231,12}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} = \frac{6\,231,12}{17,893} \quad (112)$$

$$\sigma = 348,25 \text{ N/mm}^2 \quad (113)$$

kde: d_3 [mm] – průměr jádra šroubu

S_3 [mm²] – plocha jádra šroubu

σ [N/mm²] – tahové napětí v šroubu

3.12.8. Výpočet napětí v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (114)$$

$$\tau = \frac{6\,178,8 \cdot \frac{5,35}{2} \cdot \tan(3,405^\circ + 9,822^\circ)}{\frac{\pi \cdot 4,773^3}{16}} = \frac{3\,884,92}{21,350} \quad (115)$$

$$\tau = 181,96 \text{ N/mm}^2 \quad (116)$$

kde: W_k [mm³] – průřezový modul v krutu

M_k [Nmm] – krouticí moment

τ [N/mm²] – napětí v krutu v šroubu

3.12.9. Výpočet redukováného napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad (117)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{348,25^2 + 2^2 \cdot 181,96^2} \quad (118)$$

$$\sigma_{red} = 503,7 \text{ N/mm}^2 \quad (119)$$

kde: $\alpha = 2$ [-] – koeficient pro hypotézu maximálních smykových napětí

σ_{red} [N/mm²] – redukováno napětí v šroubu

3.12.10. Výpočet bezpečnosti šroubového spoje

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} \quad (120)$$

$$k = \frac{640}{503,7} \quad (121)$$

$$k = 1,27 \quad (122)$$

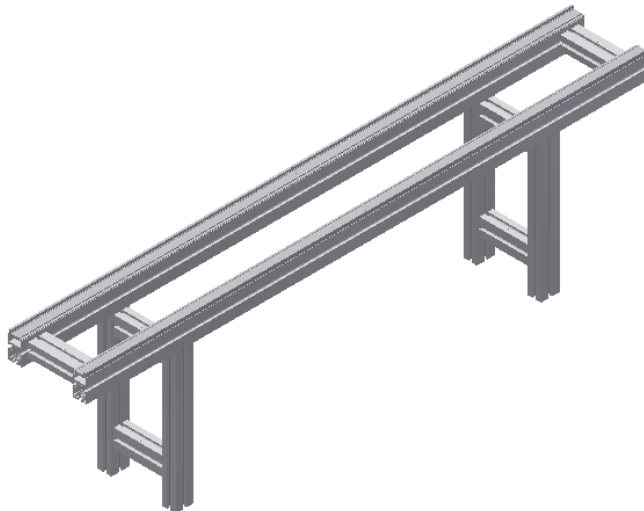
kde: $Re = 640$ [N/mm²] – mez kluzu pro šroub pevnostní třídy 8.8

k [-] – bezpečnost

Bezpečnost šroubového spoje vyhovuje.

4. Pevnostní analýza modelu konstrukce dopravníku

V programu Abaqus byla provedena pevnostní analýza zjednodušeného modelu dopravníku (Obr. 58). Model se skládá z podélných a příčných profilů, z kluzných lišt a z podélných a příčných podpěr dopravníku. Pro zjednodušení počítaného modelu nebyly zahrnuty úhelníky spojující podpěry se základním rámem dopravníku a dále byly odebrány šroubové spoje a zaoblení. Také vratné a hnací domky s pohonem nebyly uvažovány. Vzhledem k osově souměrnosti modelu byla pro výpočet použita pouze jeho čtvrtina. Ze zadání již bylo dáno maximální zatížení dopravníku, proto na zkoumaný model působila čtvrtinová síla $F_{1/4} = 196,2$ N. Rozměry čtvrtinového modelu jsou následující: délka = 920 mm, šířka = 255 mm a výška = 542 mm.



Obr. 58.: Zjednodušený model konstrukce dopravníku

4.1. Materiál

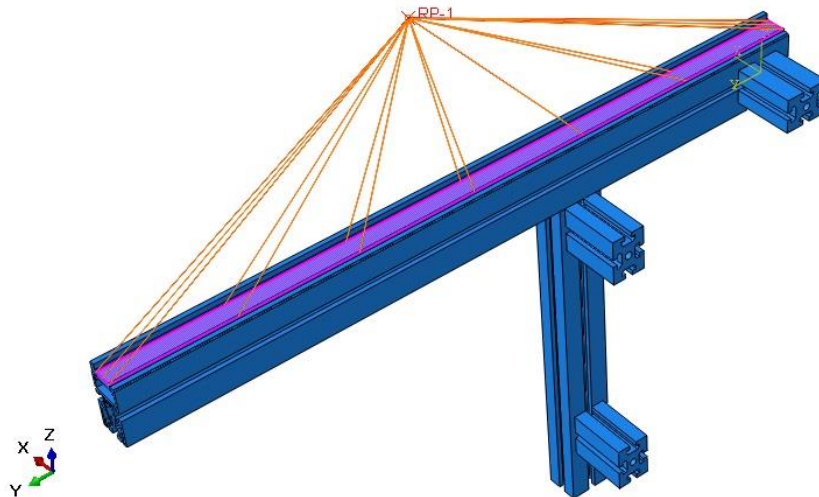
Profily a podpěry jsou ze slitiny hliníku. Hliník byl do programu Abaqus zadán s modulem pružnosti v tahu $E_{hl} = 70\,000$ N/mm² a Poissonovým číslem $\mu_{hl} = 0,33$. Materiál kluzné lišty je PE-UHMW. Pro tento materiál jsou hodnoty modulu pružnosti v tahu $E_{PE-UHMW} = 700$ N/mm² a Poissonového čísla $\mu_{PE-UHMW} = 0,46$.

4.2. Zatížení a zavedení okrajových podmínek

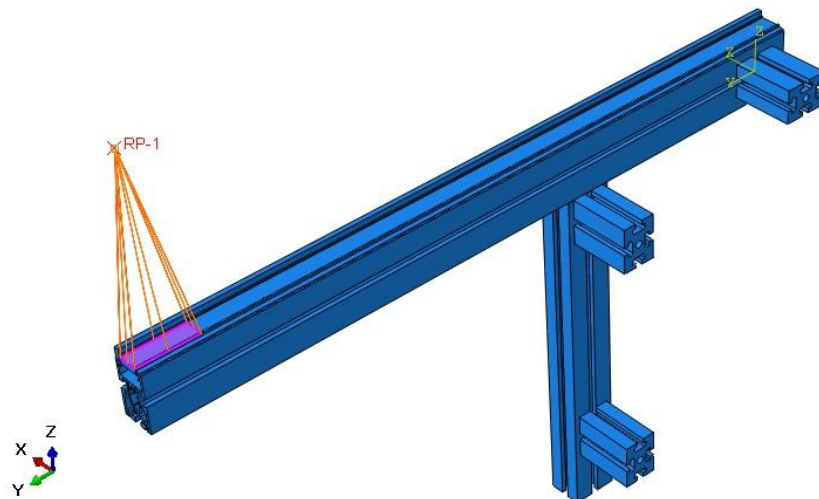
Dopravník byl zatěžován silou. Byly zvoleny dvě varianty zatížení. U první varianty (Obr. 59) působila síla spojitě na celou kontaktní plochu kluzné lišty

a řemene. Druhá varianta byla pro nejnepříznivější stav, kdy byla nejmenší možná paleta s maximální vahou obrobků umístěna v prostřední části dopravníku (Obr. 60).

Pro zatěžující čtvrtinovou sílu byl vytvořen referenční bod RP-1, který byl následně propojen pomocí vazby „Coupling“ s příslušným zatěžovaným povrchem dopravníku. Síla působí na tyto povrchy v kolmém směru.



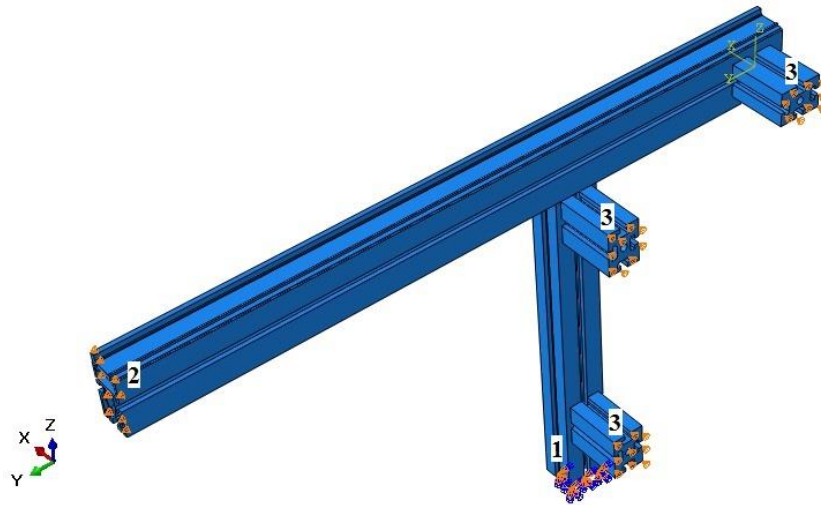
Obr. 59.: První varianta zatížení



Obr. 60.: Druhá varianta zatížení

Okrajová podmínka (Obr. 61) vertikální podpěry (1) zakazuje všechny posuvy a natočení. U podélného profilu s kluznou lištou (2) byla nastavena okrajová podmínka, která zabraňuje posuvu dopravníku ve směru pohybu palet. Pro příčné

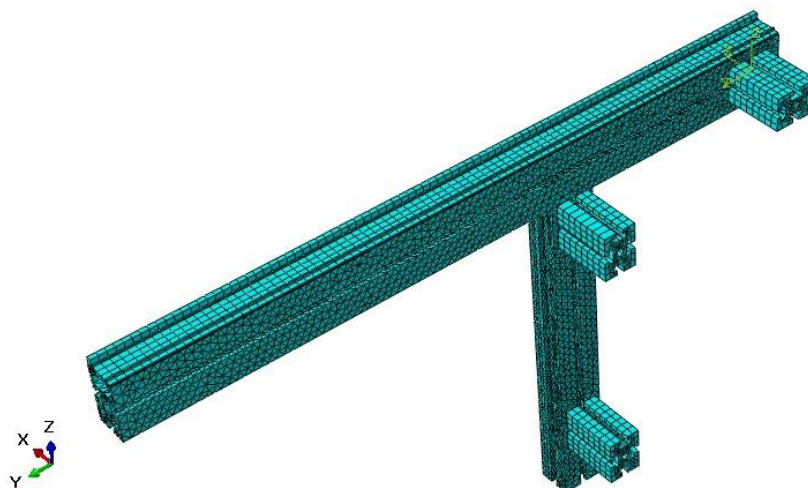
podpěry a příčný profil (3) byla definována podmínka, která znemožňuje posuv v kolmém směru na pohyb palet.



Obr. 61.: Okrajové podmínky

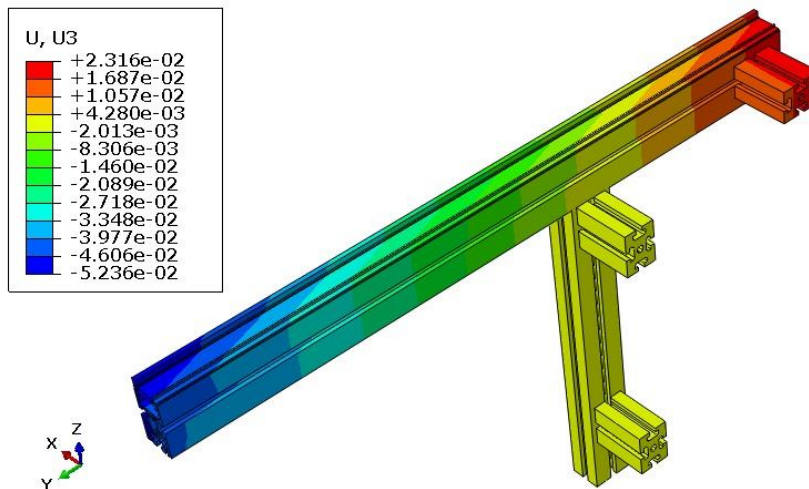
4.3. Síťování

Síť kluzné lišty, příčného profilu a příčných podpěr byla realizována pomocí hexagonálních elementů. Síť s tetragonálními elementy byla aplikována na vertikální podpěru a podélný profil dopravníku. Přibližná globální velikost elementů byla v programu nastavena na 6 mm.

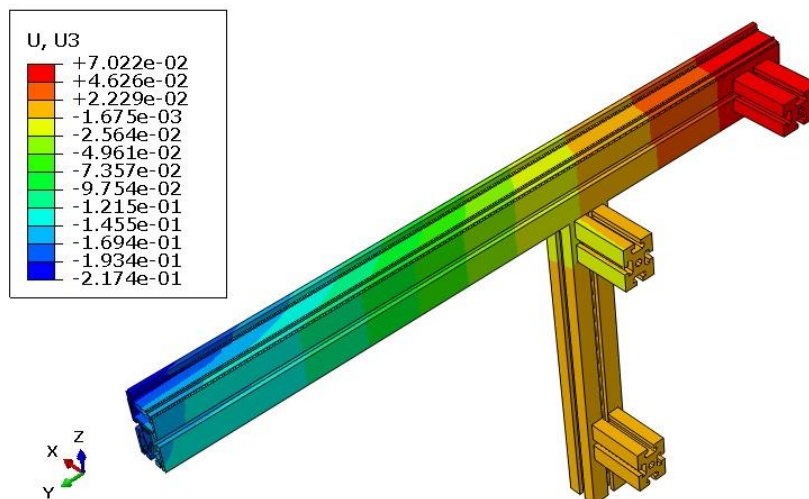


Obr. 62.: Vysíťovaný model

4.4. Vyhodnocení



Obr. 63.: Průhyb dopravníku u první varianty



Obr. 64.: Průhyb dopravníku u druhé varianty

Tab. 7.: Průhyby dopravníku

	1. Varianta	2. Varianta
Průhyb v ose „z“ [mm]	-0,05236	-0,2174

Pro zvolenou délku dopravníku ($L = 2\,000\text{ mm}$) byl zkoumán průhyb rámu (ve směru osy z) od maximální zatěžovací síly. U varianty se zatížením po celé délce dopravníku (Obr. 63) je hodnota průhybu uprostřed dopravníku $0,05236\text{ mm}$. Pro nejnepříznivější variantu, kdy se paleta nachází uprostřed dopravníku (Obr. 64), je hodnota maximálního průhybu $0,2174\text{ mm}$. Z výsledků (Tab. 7) lze vyčíst,

že vliv zatížených palet na průhyb dopravníku je minimální. Za předpokladu, že bychom do střední části dopravníku připevnili polohovací jednotku s vyšší požadovanou přesností polohování, museli bychom z důvodu průhybů pod ni umístit další podpěru.

5. Závěr

Cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh pásového dopravníku pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem. První část byla věnována rešerši dopravníků pro přepravu palet a zkoumání jejich možných konstrukčních řešení. V další části byla navržena vhodná varianta řemenového dopravníku, který je poháněn motorem se šnekovou převodovkou. Práce obsahuje popis zvolených komponent. K tomuto návrhu byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty. Byl vypracován koncepční 3D model a zhotoven 2D výkres konceptu řešení. V poslední části jsem se zabýval pevnostní analýzou hliníkové nosné konstrukce dopravníku. Z výsledků vyplývá, že zatížení palet má na deformaci konstrukce dopravníku minimální vliv.

Pro tento konstrukční návrh je přenos krouticího momentu od pohonu k řemenicím v hnacích domcích uskutečněn soustavou šestihranných spojovacích dílů. Alternativou šestihranného spojovacího dílu mezi pohonem a hnacím domkem by mohla být varianta s umístěním pružné spojky.

Na základě této práce je připravována výroba prototypu. Prototyp bude podroben funkčnímu testování a zkráceným životnostním zkouškám. Po zkušebním provozu je plánována sériová výroba českým výrobcem ABI.

Seznam zkratek a symbolů

Zkratka / Symbol	Jednotka	Popis
a	[m]	vzdálenost od středu motoru k ploše příruby
A_s	[mm ²]	výpočtový průměr šroubu
b	[m]	poloměr, na kterém jsou umístěny šrouby
b_p	[m]	šířka pera
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_1	[N/mm]	tuhost přitěžovaných dílů
C_2	[N/mm]	tuhost odlehčovaných dílů
C_b	[N/mm]	tuhost části šroubu se závitem
C_d	[N/mm]	tuhost části šroubu bez závitu
C_{d1}	[N/mm]	tuhost prvního dílu na délce l_2
C_s	[N/mm]	tuhost šroubu
d	[mm]	jmenovitý průměr závitu
d_2	[m]	střední průměr závitu
d_3	[m]	malý průměr závitu
d_d	[m]	průměr díry pro šroub
d_h	[m]	průměr hřídele
d_f	[m]	průměr roztečné kružnice řemenice
E_{hl}	[N/mm ²]	modul pružnosti v tahu hliníku
$E_{PE-UHMW}$	[N/mm ²]	modul pružnosti v tahu PE-UHMW
F	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
f	[-]	součinitel tření
F_1	[N]	maximální vnitřní provozní síla ve šroubu
$F_{1/4}$	[N]	čtvrtinové zatížení dopravníku
F_{1f}	[N]	síla v tažné větvi řemene za provozu
F_2	[N]	provozní zatížení
F_{2f}	[N]	síla v odlehčené větvi řemene za provozu
F_{dov}	[N]	dovolená tahová síla
F_{lp}	[N]	axiální síla, která působí na lepený spoj
F_{max}	[N]	maximální síla, která působí na řemen
F_{mp}	[N]	síla, která působí na šroubový spoj
F_o	[N]	osové předpětí šroubu
F_s	[N]	provozní osová síla zatěžující spoj
F_{ss}	[N]	provozní osová síla zatěžující celé šroubové spojení
F_U	[N]	předběžná obvodová síla
F_{Umax}	[N]	obvodová síla na 1 řemen
$F_{Umax(s rez.)}$	[N]	obvodová síla s rezervou

F_V	[N]	předpětí v 1 řemenu
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
h_p	[m]	výška pera
i	[-]	převodový poměr
i_z	[-]	počet chodů závitu
k	[-]	bezpečnost
k_p	[-]	provozní součinitel
l'_s	[mm]	účinná svěrná délka
l_a	[mm]	funkční délka pera
l_b	[mm]	délka části dřívku se závitem nacházející se v sevření
l_g	[mm]	délka válcové části dřívku bez závitu
L_h	[h]	trvanlivost ložiska v hodinách
l_{ip}	[m]	délka lepeného spoje
l_p	[m]	délka pera
$L_{\check{r}}$	[m]	délka řemene
M_2	[Nm]	výstupní moment
M_{2max}	[Nm]	maximální výstupní moment
m_c	[kg]	celková hmotnost všech palet a obrobků
$m_{c\check{r}}$	[kg]	celková hmotnost řemenů
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_{KK}	[Nm]	utahovací moment
$M_{min_{\check{r}}}$	[Nm]	minimální moment na řemenici
m_{mp}	[kg]	hmotnost motoru s převodovkou
m_o	[kg]	hmotnost obrobku na paletě
m_p	[kg]	hmotnost palety
$m_{\check{r}}$	[kg/m]	měrná hmotnost ozubeného řemene
n	[1/min]	vypočítané otáčky řemenice
n_2	[1/min]	výstupní otáčky
$n_{L_{1,2,3}}$	[1/min]	otáčky ložisek v řemenici a v obou kladkách
p	[-]	exponent trvanlivosti ložiska
PA		polyamid
p_D	[MPa]	dovolený tlak
PE		polyethylen
PE-UHMW		ultravysokomolekulární polyethylen
$P_{min_{\check{r}}}$	[W]	minimální výkon na řemenici
$p_{\check{r}}$	[-]	počet ozubených řemenů
p_{ξ}	[-]	počet použitých šroubů na šroubové spojení
PVC		polyvinylchlorid
p_{vyp}	[MPa]	vypočítaný tlak na boky pera

P_z	[mm]	rozteč závitu
$p_{zř}$	[mm]	rozteč zubů řemene
r_{dos}	[m]	poloměr dosedací plochy šroubu
Re	[N/mm ²]	mez kluzu
r_{ip}	[m]	poloměr, na kterém působí síla
S_3	[mm ²]	plocha jádra šroubu
S_d	[mm ²]	plocha průřezu válcové části dřívku bez závitu
S_{d1}	[mm ²]	plocha mezikruží mezi průměrem $2 \cdot d$ a d_2
S_{d2}	[mm ²]	plocha mezikruží mezi průměrem $2 \cdot d$ a d_d
S_{ip}	[m ²]	plocha lepeného spoje
$š_{ip}$	[m]	šířka lepeného spoje
v	[m/min]	rychlost dopravníku
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
z	[-]	počet zubů
α	[-]	koeficient pro hypotézu maximálních smykových napětí
β	[°]	v osovému řezu vrcholový úhel závitu
β_n	[°]	úhel boku závitu
γ	[°]	úhel stoupání závitu
ΔF_1	[N]	přítěžující síla
ΔF_2	[N]	odlehčující síla
μ	[-]	součinitel tření třecích ploch řemene
μ_{hl}	[-]	Poissonovo číslo hliníku
$\mu_{PE-UHMW}$	[-]	Poissonovo číslo PE-UHMW
σ	[N/mm ²]	tahové napětí v šroubu
σ_{red}	[N/mm ²]	reduované napětí v šroubu
τ	[N/mm ²]	napětí v krutu v šroubu
τ_D	[N/mm ²]	dovolené smykové napětí
τ_{Dip}	[N/mm ²]	pevnost ve smyku lepeného spoje
τ_{ip_vyp}	[N/mm ²]	vypočítané smykové napětí lepeného spoje
τ_{vyp}	[N/mm ²]	vypočítané napětí ve smyku pro pero
φ'	[°]	třecí úhel v závitu

Seznam použité literatury

- [1] Haberkorn. [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://www.haberkorn.cz/dopravnikove-systemy/>.
- [2] Haberkorn.Katalog Pohonné elementy – hlavní katalog 2013. [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-katalog.pdf/>.
- [3] mk Technology group.Katalog mk Conveyor Technology. [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: https://www.mk-group.com/fileadmin/media/catalog/en/mk_Conveyor_Technology_3.1_en.pdf.
- [4] Bosch Rexroth. Katalog TS 2plus transfer system 7.0. [online]. [cit. 2018-05-05]. https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/assembly_technology_/pdfs/R999001393.pdf.
- [5] KEB Automation KG [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z:
<https://www.keb.de/>.
- [6] Württembergische Elektromotoren GmbH [online]. [cit. 2018-05-19].
Dostupné z: <https://www.weg-antriebe.de/>.
- [7] Lenze, s.r.o. [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z:
<http://www.lenze.com/cs-cz/>.
- [8] Schnaithmann Maschinenbau GmbH. [online]. [cit. 2018-05-27]. Dostupné z: <https://www.schnaithmann.de/home/>.
- [9] Easy Conveyors. [online]. [cit. 2018-05-27]. Dostupné z: <https://www.easy-conveyors.com/>.
- [10] STEIN Automation GmbH & Co. KG. [online]. [cit. 2018-05-27].
Dostupné z: <https://www.stein-automation.de/wp/>.
- [11] Dorner. [online]. [cit. 2018-05-27]. Dostupné z:
<https://www.dornerconveyors.com/europe>.
- [12] Maschinenbau Kitz GmbH [online]. [cit. 2018-05-27]. Dostupné z:
<https://www.mk-group.com/en.html>.
- [13] Lipro d.o.o. [online]. [cit. 2018-05-27]. Dostupné z:
<http://www.lipro.si/Default.aspx>.
- [14] Genevieve Swiss Industries. [online]. [cit. 2018-06-08]. Dostupné z:
<http://www.rotarybroaching.net/broachsupport.htm>.

- [15] NTK Cutting Tools. [online]. [cit. 2018-06-08]. Dostupné z:
http://www.ntkcuttingtools.com/product/ss_application_shaper.html.
- [16] ContiTech. Katalog Řemeny a komponenty. [online]. [cit. 2018-06-09].
Dostupné z: <http://aam-europe.contitech.de/pages/downloads/docs/PTG1107-Cs-Belts-and-Components.pdf>.
- [17] Schaeffler. [online]. [cit. 2018-06-09]. Dostupné z:
https://www.schaeffler.us/CONTENT.SCHAEFFLER.US/US/branches/automotive/engine_systems/product_range/mot3400/mot3420/mot3421/mot3421.jsp.
- [18] Din-Technik. Katalog Polyuretánové a neoprénové remene. [online].
[cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.din-technik.sk/>.
- [19] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. *Teoretické základy transportních zařízení*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1976. Řada strojírenské literatury.
- [20] Tyma. Katalog CONTI SYNCHROFLEX polyuretanové ozubené řemeny. [online]. [cit. 2018-04-14]. <https://www.tyma.cz/>.
- [21] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II: pohony*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [22] Pikron. Řemenice. Ozubené tyče. [online]. [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: <https://www.pikron.cz/>.
- [23] ehlinik.cz. Technické informace. Normy, technické složení. [online]. [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/>.
- [24] A-Komerce s.r.o. Partite 7300. Metylakrylátové strukturální lepidlo. [online]. [cit. 2018-05-22]. https://www.unimax.cz/foto/manuals/CZ_730050_91.pdf.
- [25] Murtfeldt Plasty. Originální Materiál S černý - Technical data. [online]. [cit. 2018-06-06]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/>.
- [26] Betz. Basic Mechanic Elements. [online]. [cit. 2018-05-26]. Dostupné z: <http://www.betz.cz/katalogy-ke-stazeni>.
- [27] SKF CZ a.s. [online]. [cit. 2018-05-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>.
- [28] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. *Projekt – III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-010-3205-1



- [29] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [30] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [31] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Seznam obrázků

Obr. 1.: Řemenový dopravník [1].....	2
Obr. 2.: Popis ozubeného řemene [2].....	3
Obr. 3.: Řetězový dopravník [1].....	4
Obr. 4.: Válečkové řetězy (horní řetězy s unašeči) [2].....	4
Obr. 5.: Pásový dopravník [3].....	5
Obr. 6.: Paleta [3].....	6
Obr. 7.: Netlumená (vlevo) a tlumená (vpravo) zarážka [3].....	6
Obr. 8.: Umístění stoperů [3].....	7
Obr. 9.: Motor s převodovkou KEB [5].....	7
Obr. 10.: Třífázový motor s převodovkou WEG [6].....	8
Obr. 11.: Čelní šneková převodovka Lenze [7].....	8
Obr. 12.: Řezy profilů a tažných elementů se zobrazenou horní a dolní větví [8]...	9
Obr. 13.: Sériové řazení dopravníků [8].....	9
Obr. 14.: Polohy pohonu [8].....	10
Obr. 15.: Varianty řešení připojení pohonu k hnací jednotce [8].....	10
Obr. 16.: Drážky profilů [8].....	11
Obr. 17.: Spojovací prvky [8].....	11
Obr. 18.: Rozklad dopravníku EBS40-M1 na komponenty (vlevo) a možnými pozicemi pohonu (vpravo) [9].....	12
Obr. 19.: Varianty hnacích jednotek [9].....	12
Obr. 20.: Dopravník STEIN 300 (vlevo) a pohled na spodní stranu palety s výřezy (vpravo) firmy STEIN [10].....	13
Obr. 21.: Paletový dopravník série 2200 [11].....	13
Obr. 22.: Hnací jednotka AS 2/B s pohonem (vlevo) a vedení pásu (vpravo) [4]..	14
Obr. 23.: Řemenový dopravník ZRF-P 2010 [12].....	14
Obr. 24.: Rotační protahování [14].....	15
Obr. 25.: Nástroj na tvarování šestihranných otvorů [15].....	15
Obr. 26.: Ruční napínací systém [16].....	16
Obr. 27.: Automatické napínací systémy s jedním excentrem (vlevo) a se dvěma excentry (vpravo) [17].....	16
Obr. 28.: Koncepční návrh řemenového dopravníku.....	19
Obr. 29.: Tvar ozubeného řemene [18].....	19
Obr. 30.: Třecí plochy.....	20
Obr. 31.: Vedení řemene v dopravníku.....	21
Obr. 32.: Rozložení sil působících na řemen.....	23
Obr. 33.: Rozložení sil pro tlačné uspořádání.....	23
Obr. 34.: Ozubená tyč [22].....	26
Obr. 35.: Převodový motor firmy Weg [6].....	26
Obr. 36.: Maximální přípustné kroutivé momenty převodovky M_{2max} (Nm) [6].....	27
Obr. 37.: Příruba.....	27
Obr. 38.: Rozpad hnacího domku.....	28
Obr. 39.: Rozpad vratného domku.....	29
Obr. 40.: Spojovací šestihranné díly.....	30
Obr. 41.: Plastová spojka.....	30
Obr. 42.: Část tenkostěnné trubky (vlevo) a šestihranné tyče (vpravo).....	30
Obr. 43.: Řez lepeným spojem.....	31

Obr. 44.: Spojovací hřídel.....	32
Obr. 45.: Kladky.....	34
Obr. 46.: Kluzná lišta	34
Obr. 47.: Podpěra.....	35
Obr. 48.: Boční profil k vedení řemene [26].....	36
Obr. 49.: Profil podpěr [26]	36
Obr. 50.: Úhelník [26]	37
Obr. 51.: Podpěrná konzola [26].....	37
Obr. 52.: Ložisko 6005-2RSL [27]	38
Obr. 53.: Ložisko 608-RSL [27]	38
Obr. 54.: Ložisko HK 1014.2RS [27]	39
Obr. 55.: Úsek, kde bude hmotnost motoru s převodovkou působit na přírubě (červeně zvýrazněno) a vpravo pohled v řezu na umístění šroubů (rozměry jsou v mm)	41
Obr. 56.: Montážní diagram šroubového spoje [29].....	43
Obr. 57.: Šroubový spoj [30].....	44
Obr. 58.: Zjednodušený model konstrukce dopravníku	49
Obr. 59.: První varianta zatížení.....	50
Obr. 60.: Druhá varianta zatížení	50
Obr. 61.: Okrajové podmínky.....	51
Obr. 62.: Vysíťovaný model.....	51
Obr. 63.: Průhyb dopravníku u první varianty	52
Obr. 64.: Průhyb dopravníku u druhé varianty	52



Seznam tabulek

Tab. 1.: Otáčky a minimální výkony na řemenici v závislosti na rychlosti dopravníku.....	25
Tab. 2.: Parametry motorů a převodovek pro danou rychlost dopravníku	26
Tab. 3.: Parametry ložiska 6005-2RSL [27].....	38
Tab. 4.: Parametry ložiska 608-RSL [27].....	38
Tab. 5.: Parametry ložiska HK 1014.2RS [27]	39
Tab. 6.: Přepoččet otáček	39
Tab. 7.: Průhyby dopravníku	52

Seznam příloh

Příloha 1: 2D koncept sestavy – DP-2018-00-S