

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Válečkový dopravník palet

Autor: **Lukáš Křížek**

Vedoucí práce: **Ing. Jiří BARTÁK**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Lukáš KŘÍŽEK**
Osobní číslo: **S19B0061K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Téma práce: **Válečkový dopravník palet**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Proveďte průzkum stávající techniky a trhu válečkových dopravníků a válečkových tratí.
Zpracujte koncepční návrh konstrukce válečkového dopravníku pro přepravu euro palet.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše užívaných konstrukčních řešení válečkových dopravníků a válečkových tratí
2. Rešerše využitelnosti v praxi
3. Koncepční návrh modulárního válečkového dopravníku pro přepravu euro palet včetně 3D modelu základního modulu
4. Návrh logiky řízení dopravníku
5. Zhodnocení

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Rozsah bakalářské práce:

30-40 stran A4

Rozsah grafických prací:

dle potřeby

Forma zpracování bakalářské práce:

tištěná

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jiří Barták

Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce:

Ing. Jiří Barták

Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce:

16. října 2019

Termín odevzdání bakalářské práce:

28. května 2020



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.

děkan



Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.

vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Křížek	Jméno Lukáš	
STUDIJNÍ OBOR	B2301/DMT „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Barták	Jméno Jiří	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Válečkový dopravník palet		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	70	TEXTOVÁ ČÁST	64	GRAFICKÁ ČÁST	1
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce se zabývá teorií válečkových dopravníků, jejich řízením, využitím v praxi a také návrhem rovinného modulu modulárního válečkového dopravníku pro přepravu standardizovaných palet, včetně vypracování 3D modelu.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>dopravník, válečkový dopravník, přeprava, paleta</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Křížek	Name Lukáš	
FIELD OF STUDY	B2301/DMT „Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Barták	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Pallet roller conveyor		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	70	TEXT PART	64	GRAPHICAL PART	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor's thesis deals with the theory of roller conveyors, their control, use in practice, and also the design of a straight module of a modular roller conveyor for the transport of standardized pallets, including the creating of a 3D model.
KEY WORDS	conveyor, roller conveyor, transport, pallet

Obsah

1. Úvod	7
2. Stručná charakteristika válečkových tratí a jejich účel	8
2.1.1. Sběrné tratě.....	8
2.1.2. Výrobní tratě	8
2.1.3. Montážní tratě	8
2.2. Rozdělení válečkových tratí [2]	9
2.2.1. Podle účelu dopravy	9
2.2.2. Podle druhu a způsobu pohonu	9
2.2.3. Podle zatížení tratí.....	9
2.2.4. Podle tvaru osově čáry tratě	9
2.2.5. Podle tvaru válečků	9
2.2.6. Podle uspořádání a provozních podmínek	9
3. Rešerše využívaných konstrukčních prvků a částí.....	10
3.1. Válečky.....	10
3.1.1. Konstrukce válečků	10
3.1.2. Pevné válečky.....	11
3.1.3. Třecí válečky	11
3.1.4. Průměr válečků.....	11
3.1.5. Délka válečků	11
3.1.6. Počet válečků.....	11
3.1.7. Rozteč válečků	12
3.2. Rám	12
3.3. Pohon.....	13
3.4. Rozvod energie (kroutícího momentu)	14
3.4.1. Řetěz.....	14
3.4.2. Ozubený řemen	16
3.4.3. Drážkový klínový řemen (Poly V)	16
3.4.4. Plochý řemen.....	17
3.4.5. Kruhový řemen.....	17
3.4.6. Kuželové soukolí.....	18
3.5. Úseky válečkových tratí	19
3.5.1. Rovinný úsek.....	19
3.5.2. Oblouk [11]	19

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

3.5.3. Spojka.....	20
3.5.4. Zarovnávač	21
3.5.5. Vysokorychlostní třídící zařízení (HPD).....	21
3.5.6. Dopravníková točna	22
3.5.7. Odsouvače	22
4. Rešerše využitelnosti v praxi.....	23
4.1. Výrobní společnosti.....	23
4.2. Logistická centra (sklady)	23
5. Návrh modulárního paletového dopravníku.....	24
5.1. Definice základních podmínek a předpokladů	24
5.1.1. Rozměry:	24
5.1.2. Maximální zatížení:.....	24
5.1.3. Zatížení 1 m tratě:	25
5.1.4. Konstrukce dopravníku:	25
5.1.5. Funkce dopravníku:.....	25
5.2. Konstrukční návrh rovinného modulu válečkového dopravníku	25
5.2.1. Výška tratě.....	25
5.2.2. Šířka tratě	25
5.2.3. Návrh pohonného elementu válečku	25
5.2.4. Návrh parametrů válečku	28
5.2.5. Kontrola nosnosti válečku.....	31
5.2.6. Koncepce pohonu dopravníku a aplikace akumulární funkce	31
5.2.7. Odpor tíhy předmětu	32
5.2.8. Odpor valivého tření.....	33
5.2.9. Odpor třením v ložisku zatíženého válečku	33
5.2.10. Odpor výrobních a montážních nepřesností.....	33
5.2.11. Stanovení hmotnosti válečku	33
5.2.12. Odpor třením v ložisku nezatíženého válečku	34
5.2.13. Celkový odpor	34
5.2.14. Výpočet výkonu motoru (přeprava palet na modulu)	34
5.2.15. Počet poháněných válečků	35
5.2.16. Přídavný výkon při zastavení jednoho předmětu	35
5.2.17. Potřebný výkon pro tlakovou akumulaci	35
5.2.18. Výpočet výkonu motoru (beztlaká akumulace – motor/paleta)	35
5.2.19. Potřebný kroutící moment.....	36

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

5.2.20. Otáčky válečku	37
5.2.21. Volba konceptu pohonu a pohonné jednotky dopravníku.....	37
5.2.22. Kontrola vhodnosti zvoleného pohonu	37
5.2.23. Návrh řetězu	38
5.2.24. Rychlost řetězu	38
5.2.25. Obvodová síla.....	38
5.2.26. Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly.....	38
5.2.27. Celková tahová síla	38
5.2.28. Kontrola statické bezpečnosti.....	39
5.2.29. Kontrola dynamické bezpečnosti	39
5.2.30. Výpočtový tlak v kloubu řetězu	39
5.2.31. Kontrola dovoleného tlaku v kloubu řetězu	39
5.2.32. Počet článků řetězu.....	40
5.2.33. Výpočet výsledné rozteče válečků, odpovídající použitému řetězu	40
5.2.34. Délka řetězové smyčky a životnost řetězu	40
5.2.35. Grafické shrnutí.....	41
6. Řízení paletového dopravníku.....	42
6.1. Zdroj.....	42
6.2. PLC.....	42
6.3. Řídící jednotka poháněných válečků.....	43
6.4. Senzor polohy.....	44
6.4.1. RFID.....	44
6.4.2. Optický (Fotoelektrický)	44
6.4.3. Ultrazvukový	44
6.4.4. Indukční.....	45
6.4.5. Kapacitní	45
6.5. Tlačítko nouzového zastavení	45
6.6. Signální maják.....	46
7. Konstrukce rámu rovinného modulu válečkového dopravníku EPAL	47
7.1. Tvar a materiál hlavního nosníku.....	47
7.1.1. Váha	47
7.1.2. Výroba a montáž	47
7.1.3. Vedení kabeláže	47
7.1.4. Instalace válečků	47
7.2. Podpěry rám	48

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

7.2.1. Stavitelnost výšky	48
7.3. Zakrytování řetězových převodů.....	49
7.4. Fotoelektrická čidla	50
7.5. Tlačítko nouzového zastavení	51
7.6. Výstražný maják.....	52
7.7. Spojování modulů/ nosníků.....	53
7.8. Pevnostní analýza rámu.....	53
7.8.1. Úprava modelu před simulací	54
7.8.2. Nastavení simulace.....	54
7.8.3. Výsledek analýzy	55
8. 3D model rovinného modulu válečkového dopravníku	58
9. Závěr.....	59
Citovaná literatura	60
Seznam příloh.....	64

Seznam obrázků

Obr. 1 Dopravníkové válečky s řetězovou hnací hlavou [3].....	10
Obr. 2 Počet válečků i na 1m délky tratě [1].....	11
Obr. 3 Válečkový dopravník s rámem z hliníkového konstrukčního systému Alutec KK [5]	12
Obr. 4 Možnosti umístění pohonu válečkového dopravníku [7].....	13
Obr. 5 Rozvod kroutícího momentu pomocí tečného řetězu [3].....	14
Obr. 6 Rozvod kroutícího momentu pomocí opásaného řetězu [3]	15
Obr. 7 Hodnoty tolerancí roztečí děr při pohonu opásáním [5]	15
Obr. 8 Skladba ozubeného řemene [36]	16
Obr. 9 Pohon válečku pomocí podélné hnací hřídele a kruhového řemene [3]	17
Obr. 10 Hnací hřídel "king shaft" s kuželovým soukolím. Bosh Rexroth [7].....	18
Obr. 11 Rovinný úsek. Interroll [8].....	19
Obr. 12 Oblouk. Interroll [8].....	19
Obr. 13 Základní rozměry obloukového úseku [3]	20
Obr. 14 Spojka. Interroll [8].....	21
Obr. 15 Zarovnávač. Interroll [8]	21
Obr. 16 Začlenění vysokorychlostního třídícího zařízení do válečkové tratě. Interroll [8].....	21
Obr. 17 Poháněná válečková točna. Interroll [9]	22
Obr. 18 Odsouvač s řetězovým pohonem. Interroll	22
Obr. 19 Vzorové skladové a distribuční centrum. Mecalux [11]	23
Obr. 20 Technická specifikace Europalet. Timberwolf White [12].....	24
Obr. 21 EPAL podepřena 7 válečky.....	28
Obr. 22 EPAL podepřena 6 válečky.....	28
Obr. 23 Rozměry použitého válečku. Interroll [15]	30
Obr. 24 Náčrt tratě s přepravní a akumulací sekci	32
Obr. 25 Grafické shrnutí rozložení válečků pod paletami	41
Obr. 26 Schéma napájení a řízení dopravníku	42
Obr. 27 Vývojový diagram logiky ovládní dopravníku o třech sekcích s funkcí akumulace	43
Obr. 28 Nouzové tlačítko XALK188E [34]	46
Obr. 29 Maják XVR12B04S [35]	46
Obr. 30 Průřez nosníku.....	47
Obr. 31 Instalace poháněných válečků.....	47
Obr. 32 kotvící patka a instalace pohonu	48
Obr. 33 Detail zakončení pohonného válečku	48
Obr. 34 Podpěra rámu	48

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Obr. 35 Detail stavitelné nohy.....	49
Obr. 36 Kryt řetězu.....	49
Obr. 37 Detail osazeného krytu řetězu	50
Obr. 38 Fotoelektrické čidlo v ochranném držáku	50
Obr. 39 Držák tlačítka nouzového zastavení.....	51
Obr. 40 Tlačítko nouzového zastavení instalované na držáku	51
Obr. 41 Tlačítko nouzového zastavení osazené na dopravníku	52
Obr. 42 Výstražný maják	52
Obr. 43 Vedení kabeláže od výstražného majáku	52
Obr. 44 Umístění majáku na modulu dopravníku	53
Obr. 45 Spojka modulů	53
Obr. 46 MKP analýza – zatížení a vazby	54
Obr. 47 Pevnostní analýza – posunutí.....	55
Obr. 48 Detail napětí von Mises na střední podpěře	56
Obr. 49 Napětí von Mises na modulu	56
Obr. 50 Pevnostní analýza – koeficient bezpečnosti.....	57
Obr. 51 Vizualizace rovinného modulu válečkového dopravníku palet	58

Seznam tabulek

Tab. 1 Porovnání variant přenosu kroutícího momentu a bodové hodnocení kritérií.....	26
Tab. 2 Přímé porovnání důležitosti kritérií a stanovení váhy	27
Tab. 3 Hodnocení jednotlivých variant přenosu kroutícího momentu se započítáním jednotlivých vah kritérií	27
Tab. 4 Kombinace pohonů a druhů akumulace.....	32

1. Úvod

Průmyslová výroba již od jejího zrození při tzv. první průmyslové revoluci prochází procesem kontinuálního zlepšování. Rozsah změn, které v tomto odvětví nastali za více než 200 let existence jsou mnohdy skutečně ohromující. Všechny tyto změny a dlouholeté směřování se ubírají od jednoho společného jmenovatele – rostoucí světové populace, jejího bohatství, potřebám a tužbám. Žijeme ve době, kdy společnost je propojena více než kdy dříve, a to zejména skrze informační kanál zvaný internet, který nám umožňuje sledovat dění třeba na druhé straně Země, téměř v reálném čase. Svět se zrychluje, dny se mění na minuty a roky na měsíce. V takovém prostředí se logicky mění také požadavky zákazníků a s nimi celý průmysl.

Dnešní průmysl je zaměřen zejména na vysokou produktivitu při nízkých nákladech na technologie a jejich údržbu. Neustále se zvětšující podíl hromadné a sériové výroby jakožto i rostoucí segment logistiky (zejména díky rozvoji e-businessu) jsou odvětví, kde válečkové tratě a dopravníky zaujímají důležitou pozici. Jsou efektivním nástrojem jak pro již zmíněné zvýšení výrobního výkonu, tak i pro zlepšení pracovního komfortu pracujících či zvýšení stupně automatizace podniku a tím omezení lidského faktoru v tomto procesu. Pokud tedy pohlédneme do blízké budoucnosti, technologie válečkových tratí a dopravníků není předurčena k zániku, ale naopak výrobní společnosti dopravníkové technologie mají budoucnost svého businessu zajištěnou.

V této práci si dáváme za cíl shrnout možná technická řešení válečkových dopravníků, jejich náležitosti a vytvořit návrh rovinného modulu přepravující zboží na Euro paletách. Řešení bude modulového typu, to což znamená, že jednotlivé navrhnuté úseky lze libovolně zařazovat a spojovat za sebe do série, čímž vytvoříme funkční dopravníkovou trať. Při navrhování tohoto modulu bude vhodné definovat zadání a funkčnost dopravníku, tak aby vyhovovala reálnému potenciálnímu využití v praxi. Při návrhu budeme klást důraz na jednoduchost montáže a údržby při provozu dopravníku.

2. Stručná charakteristika válečkových tratí a jejich účel

Válečkové tratě jsou „dopravní zařízení, jejichž typickým znakem je řada válečků nebo kladiček otočných kolem svých čepů nebo hřídelů, uložených ve stabilních nebo přestavitelných rámech.“ [1] Dopravované předměty se po tratích přemísťují buď pomocí síly, kterou působíme na přepravovaný předmět, nebo vlivem nucené rotace válečků, která skrze třecí sílu uvádí předmět do pohybu. V prvním případě hovoříme o tzv. nepoháněných tratích, kdežto v druhém případě hovoříme o tratích poháněných.

Válečkové tratě slouží k přepravě kusového zboží typicky z bodu A do bodu B. U sofistikovanějších systémů složených z několika technických řešení můžeme zboží nejen dopravovat z místa na místo, ale například také třídít a rozvádět na různá stanoviště. Využití válečkových tratí lze najít jak ve výrobních podnicích, tak i v logistických centrech. Zejména podniky hromadné výroby rozeznávají válečkové tratě ve třech základních provedeních:

2.1.1. Sběrné tratě

Zajišťují dopravu základního materiálu ke stanovišti první technologické operace či mezi jednotlivými navazujícími stanovišti a také přesun od posledního pracovního místa do meziskladu či skladu dokončených výrobků.

2.1.2. Výrobní tratě

Jsou v podstatě sestavou sběrných tratí, které jsou integrované do posloupného systému navazujících výrobních strojů, případně výrobních stanovišť. Na konci výrobní tratě je zpravidla výrobek dohotoven a připraven pro uskladnění, či balení.

2.1.3. Montážní tratě

Slouží k dopravě montovaného předmětu mezi jednotlivými montážními stanovišti. Výrobek neopouští trať a veškeré montážní práce zajišťují pracovníci rozmístění v určitých vzdálenostech mezi sebou. Na konci montážní tratě je výrobek smontován a připraven pro uskladnění.

2.2. Rozdělení válečkových tratí [2]

Válečkové tratě lze dělit dle několika kritérií, pomocí kterých můžeme následně stanovit základní vlastnosti dopravníku, jeho konstrukční předpoklady, náležitosti základních prvků a jejich konstrukci.

Dělit můžeme následovně:

2.2.1. Podle účelu dopravy

- a) Sběrné
- b) Výrobní
- c) Montážní

2.2.2. Podle druhu a způsobu pohonu

- a) Nepoháněné
 - a. Vodorovné
 - b. Spádové
- b) Poháněné
 - a. S volnými válečky
 - b. S pevně naklínovanými válečky
 - c. S prokluznými válečky

Tato bakalářská práce se bude primárně zabývat válečkovými tratěmi poháněnými, proto v navazujícím textu nebudeme podrobně rozebírat nepoháněné tratě, které se vyznačují některými specifickými problémy, které pro poháněné tratě odpadávají.

2.2.3. Podle zatížení tratí

Rozdělení dle zatížení upravuje norma ČSN 26 4501, která rozeznává tři základní druhy tratí:

- a) Lehké, zatížení 1 m tratě nepřesahuje 100 kg
- b) Střední, pro zatížení 200 kg na 1 m tratě
- c) Těžké, zatížení 1 m tratě 500 kg

2.2.4. Podle tvaru osové čáry tratě

- a) Tratě přímé, umožňují pouze přímočarý pohyb
- b) Tratě obloukové, umožňují pohyb po obloukové křivce

2.2.5. Podle tvaru válečků

- a) Cylindrické válečky
- b) Kuželíkové válečky
- c) Diskové (kotoučové válečky)
- d) Kladičkové válečky
- e) Speciálně tvarované válečky

2.2.6. Podle uspořádání a provozních podmínek

- a) Stabilní tratě
- b) Přenosné tratě
- c) Pojízdné tratě
- d) Jinak přemístitelné tratě (otočné zvedací)

3. Rešerše využívaných konstrukčních prvků a částí

Každý válečkový dopravník či trať se skládá ze základních konstrukčních prvků, které se následně upravují a navrhují pro konkrétní umístění a účel dané tratě. V následující části si jednotlivé prvky popíšeme.

3.1. Válečky

Jsou typickou a hlavní součástí válečkových dopravníků, nesou váhu přepravovaného předmětu a v případě poháněné tratě jej také uvádí do pohybu. Jedná se z pravidla o válcové součásti otočně uložené v rámu dopravníku. Výrobní program válečků je rozmanitý a vybírat tedy můžeme z rozličných materiálů, systémů pohonu válečku či geometrických variant.



Obr. 1 Dopravníkové válečky s řetězovou hnací hlavou [3]

3.1.1. Konstrukce válečků

Mezi základní konstrukční prvky válečků patří:

- a) Plášť
- b) Hřídel
- c) Ložiska
- d) Těsnění
- e) Hnací hlava

Plášť válečků je nejčastěji zhotovován z uhlíkové oceli, nerezové oceli, hliníku či PVC. Pro výrobu kovových plášťů jsou využívány bezešvé trubky, popřípadě stáčené svařované plechové profily s následným broušením svaru. V případě PVC se jedná o vstříkovaný plast. Jako povrchové úpravy plášťů jsou užívány klasické metody jako: galvanické zinkování, galvanické chromování, karbonitridování či případně PVC návleky. [4]

Hřídel může být ukončena buď vnitřním závitem, vnějším závitem, šestihranem, ploškami nebo válcovou tyčí.

Ložiska užívaná ve válečcích jsou v drtivé většině klasická kuličková jednořadá radiální ložiska. Na obou stranách válečku je vyústění hřídele utěsněno těsněním z pravidla z polyamidu. Poháněné válečky jsou osazeny příslušnou hnací hlavou, dle typu pohonu a zvoleného systému rozvodu kroutícího momentu (viz kap. Rozvod energie). Tyto hlavy jsou vyráběny buď z oceli nebo polymeru.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Z technického hlediska volíme jeden ze dvou základních typů:

3.1.2. Pevné válečky

Hřídel válečku je pevně spojen s pláštěm a otočně uložen v rámu tratě. Kroutící moment přenášíme na hřídel a váleček se tak neustále otáčí bez ohledu na zatížení. [2]

3.1.3. Třecí válečky

Případně také válečky prokluzné. Plášť válečku je otočně uložen vůči hřídeli, která je rovněž otočně uložena v rámu dopravníku. Přepřavovaný předmět působí na váleček tíhovou silou, která způsobí tření mezi hřídelí a pláštěm, a tím dojde k rotaci celého válečku a uvedení předmětu do pohybu. Pokud předmět na prokluzných válečkách zastavíme, zastaví se i plášť válečku a mezi hřídelem a pláštěm (jeho pouzdrém) dochází k prokluzování. Tohoto chování lze s výhodou využít pro akumulaci či koncové sekce dopravníkových tratí, kde je žádoucí hromadění přepřavovaných předmětů. [2]

Při návrhu válečkové tratě se řídíme doporučením normy ČSN 26 4501.

3.1.4. Průměr válečků

Při návrhu průměru válečků zohledňujeme základními požadavky a specifikací dopravníku, zejména:

1. Hmotnost přepřavovaných předmětů (nosnost válečků)
2. Geometrii přepřavovaných předmětů (zajištění bezpečné a stabilní dopravy)
3. Požadavek na klidný chod (zamezení rázům a zvukovým projevům)
4. Ekonomičnost dopravníku (počet válečků v trati)

Výsledný stanovený průměr válečků, jakožto i jejich tloušťka stěny, musí být výsledkem kombinace všech výše uvedených kritérií a to tak, abychom splnily požadavky zákazníka při dodržení norem a bezpečnostních pravidel.

Průměry válečků se pohybují v rozsahu 50-80 mm pro lehké tratě a 108-152 mm pro tratě těžké. [2]

3.1.5. Délka válečků

Délka válečků se odvíjí od šířky tratě. Šířku tratě volíme dle vztahu:

$$b = 0,8 \cdot B \text{ (mm)}$$

Kde b je šířka dopravovaného předmětu (mm) a B – jmenovitá šířka trati (mm) [1]

3.1.6. Počet válečků

Volí se dle ČSN 26 4501.

Počet válečků i na 1 m délky tratě

Průměr válečku D (mm)	Počet válečků i na 1 metr délky trati					
60	12	10	8	6	—	—
76	12	10	8	6	5	—
89	—	10	8	6	5	—
108	—	—	8	6	5	4

Obr. 2 Počet válečků i na 1m délky tratě [1]

3.1.7. Rozteč válečků

„Rozteč válečků t (mm) a počet válečků i na 1m délky trati jsou vázány vztahem:

$$t = \frac{1000}{i} \text{ (mm)}$$

„Rozteč válečků se volí jednak se zřetelem k délce dopravovaných předmětů

$$t = 0,4 \cdot l \text{ (mm)}$$

a jednak vzhledem k tíze předmětu“ [1]

$$t = \frac{l}{2 \frac{G}{Q} - 1} \text{ (mm)}$$

Kde: l (mm) délka dopravovaných předmětů

G (N) tíha dopravovaného předmětu

Q (N) nosnost válečku

3.2. Rám

Je základní nosná konstrukce dopravníku neboli v přeneseném slova smyslu „základním kamenem“. Rám musí umožňovat instalaci jednotlivých funkčních prvků v logický celek a svou konstrukcí umožňovat snadnou obsluhu, servis a instalaci. Při návrhu rámu válečkového dopravníku bychom měli klást zejména důraz na snadnou montáž (jak samotného rámu, tak jednotlivých prvků – pohon, válečky, kabelové svazky, čidla), přijatelný design a dostupnost základního materiálu. Svědomitým a promyšleným konstrukčním řešením rámu ovlivníme celou řadu faktorů, které budou určovat pozici našeho výrobku na trhu (tržní cena, design, dodací termín, údržba).

Rámy se vyrábějí z ocelových či hliníkových normalizovaných profilů, lisovaných nebo ohýbaných plechových profilů. Také lze využít stavebnicové systémy (item, ALUTEC KK). Profily se mohou také svařovat, nýtovat či šroubovat.



Obr. 3 Válečkový dopravník s rámem z hliníkového konstrukčního systému Alutec KK [5]

3.3. Pohon

Pohon poháněných válečkových tratí plní úlohu generátoru točivého momentu potřebného k rozpohybování jednotlivých válečků. Pohony můžeme rozdělit na přímé, nepřímé a integrované. K pohonu se nejčastěji využívají třífázové asynchronní motory s převodovkou (kuželová, čelní, šneková). V ojedinělých případech (ostrovni provoz) lze využít motoru spalovacího. Regulace otáček elektromotoru probíhá pomocí frekvenčního měniče.

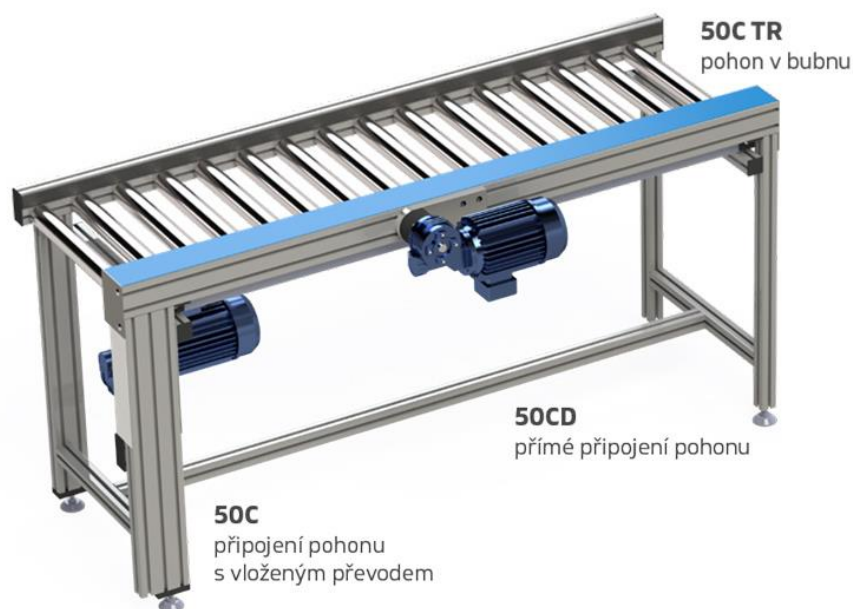
Nepřímým pohonem (nebo také pohonem s vloženým převodem) rozumíme motor s převodovkou umístěný v rámu tratě, mimo váleček či jeho osu. Přenos krouticího momentu z pohonu na samotný váleček je následně realizován pomocí řemenu či řetězu.

Přímým pohonem rozumíme motor s převodovkou umístěný přímo v ose poháněného válečku. Pro tuto variantu se využívají zejména převodovky s dutým hřídelem, které se následně připojí na prodlouženou hřídel válečku.

Pohon integrovaný ve válečku představuje moderní a kompaktní řešení. V závislosti na výkonových požadavcích lze volit mezi 24 V a 48 V bezkartáčovými stejnosměrnými BLDC motory či motory asynchronními, které jsou následně připojeny k integrované víceúhňové planetové převodovce. Z podstaty konstrukce jsme výkonnostně omezeni rozměry válečků a rozměry samotných motorů. V současné době lze pořídit válečky schopné uvést do pohybu předměty o tíze až 1250 kg/ 1 m. [6]

Řešení s integrovaným pohonem přináší několik zásadních výhod:

- Zjednodušení konstrukce (odpadá pomocná konstrukce umístění pohonných jednotek)
- Nízká světlost dopravníku, případně dopravník integrovaný v podlaze
- Zjednodušení montáže
- Zjednodušení servisu
- Snadná aplikace akumulace s nulovým tlakem (vypínání jednotlivých pohonů na trati)



Obr. 4 Možnosti umístění pohonu válečkového dopravníku [7]

3.4. Rozvod energie (kroucího momentu)

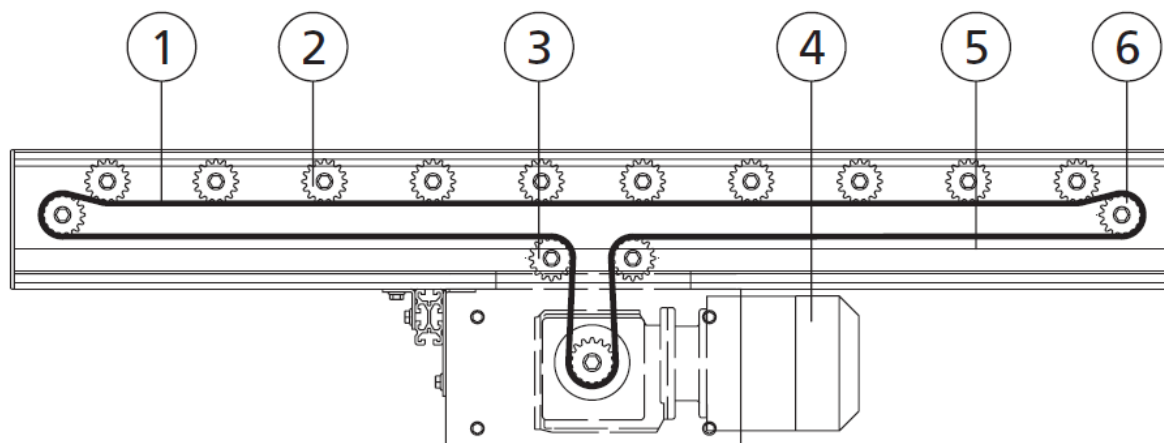
Rozvod kroucího momentu od prvního poháněného válečku či motoru můžeme na ostatní válečky převést pomocí několika základních technických prostředků, přičemž tyto prostředky lze aplikovat tečně či opásáním.

3.4.1. Řetěz

Rozvod řetězem je ověřenou a spolehlivou metodou přenosu kroucího momentu. Je charakterizován robustností a spolehlivostí bez ohledu na vlivy pracovního prostředí (prašnost, teplotní nestálost). Řetěz je vhodný pro přenášení vysokých výkonů. Přenos výkonu mezi řetězem a řetězovým kolem je realizován pomocí tvarového styku bez předepjetí (nezvyšujeme zatížení ložisek). Díky této konstrukci nedochází při provozu k prokluzu, přičemž můžeme dosahovat účinnosti až 98 %. [4]

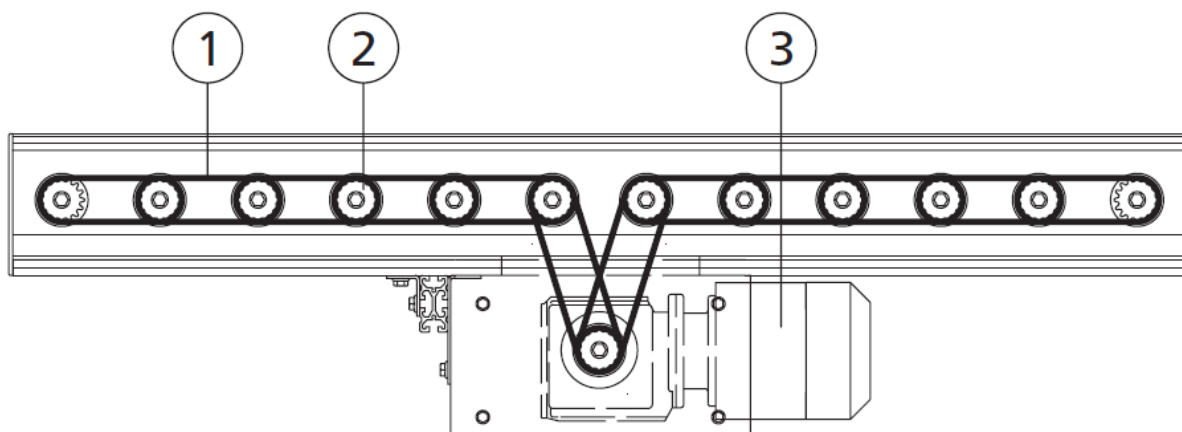
Jeho nevýhody jsou relativní hlučnost a nutnost pravidelné údržby. Hlučnost se stupňuje se zvyšující se rychlostí dopravníku, z tohoto důvodu nejsou doporučovány rychlosti větší než 0,5 m/s. Řetězy je nutné pravidelně mazat pro dosažení optimální životnosti. [4]

Tečný přenos síly pomocí řetězu:



Obr. 5 Rozvod kroucího momentu pomocí tečného řetězu [4]

Tečné řešení řetězového přenosu se vyznačuje dobrou účinností a současně jednoduchostí provedení. Jednou z největších výhod je velice snadná demontáž válečků, bez nutnosti demontáže řetězu. Všechny válečky dopravníku jsou poháněny jediným řetězem (1). Díky tomu se hnací hlava jednotlivých válečků skládá pouze z jednoho řetězového kola (2), oproti variantě s opásáním je montážní délka válečku kratší. Pro bezproblémový provoz musí být řetěz na řetězová kola naváděn pomocí přesného vedení (5). To může být principiálně provedeno buď podél horní hrany válečků nebo hrany spodní. Zcela zásadní je přesné umístění vedení řetězu vůči válečkům, kde maximální výšková vůle činí 0,5 mm. Zároveň samotný pohon dopravníku (4) musí být umístěn tak, aby hnací větev byla řetězu byla co nejkratší. Napínací kola (3,6) navádějí řetěz z/na pohon a kompenzují prodloužení řetězu, které nastává při provozu. U těchto kol je zapotřebí důkladně kontrolovat přípustné zatížení ložisek, jelikož nesou nejen váhu přepravovaného materiálu, ale také tažné síly v řetězu. [4]



Obr. 6 Rozvod kroutícího momentu pomocí opásaného řetězu [4]

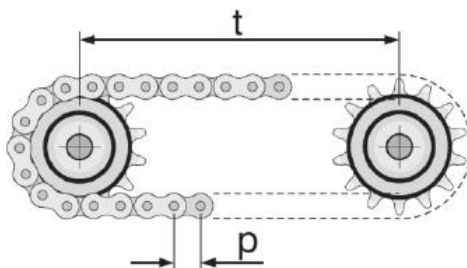
Při přenosu opásáním je každý váleček spojen s vedlejším válečkem pomocí samostatné řetězové smyčky (1). Z toho vyplývá, že hnací hlava válečku (2) musí být opatřena párem řetězových kol a instalační délka je tedy logicky delší. Vodicí lišta řetězu není v tomto případě potřebná. Rozteč jednotlivých válečků podléhá úzké toleranci (viz obrázek 4) a je závislá na rozteči řetězu. Maximální délka dopravníku závisí na výkonu pohonu a mezi pevnosti řetězu, přičemž zatížení řetězu je největší v místě spojení s hnacím ústrojím (3). Jelikož délka řetězových smyček je relativně malá, nedochází k velkému prodloužení řetězů, a proto můžeme vynechat systém napínání.

Rozteč válečků stanovíme vztahem:

$$t = p \cdot \frac{n_{\xi} - n_p}{2} \quad (\text{mm})$$

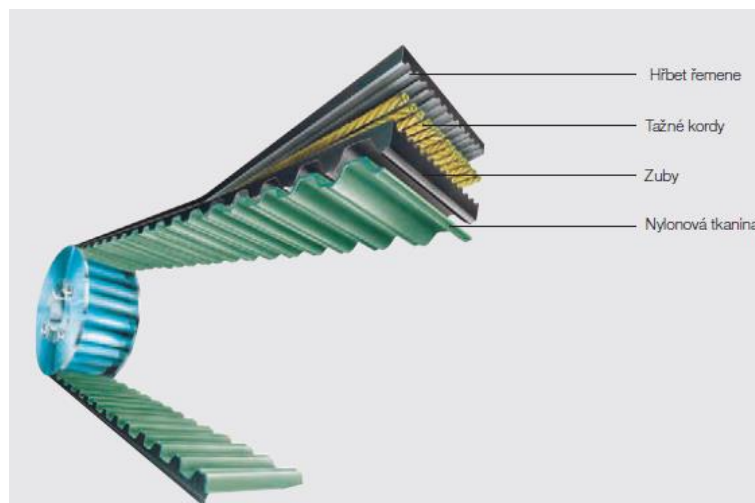
Kde t je rozteč válečků (mm), p rozteč řetězu (mm), n_{ξ} počet článků řetězu, n_p počet zubů poháněného oz. kola. [4]

Rozteč řetězu "	P mm	Tolerance pro t mm	Zatížení na mezi pevnosti N
3/8	9,52	0 až -0,4	9100
1/2	12,70	0 až -0,5	18 200
5/8	15,88	0 až -0,7	22 700
3/4	19,05	0 až -0,8	29 500
1	25,40	0 až -1,0	58 000



Obr. 7 Hodnoty tolerancí roztečí děr při pohonu opásáním [8]

3.4.2. Ozubený řemen



Obr. 8 Skladba ozubeného řemene [40]

Rozvod ozubeným řemenem je principiálně podobný řetězovému. Kroutící moment je přenášen tvarovým stykem, tudíž rovněž nedochází k prokluzu a je zachováno vysoké procento účinnosti. Výhodou je tichý a bezúdržbový chod. Z hlediska konstrukce je vyžadována vysoká přesnost rozteče válečků, která se řídí výrobcem řemenu. Při nedodržení dochází k rapidnímu snížení životnosti. Ozubené řemeny nelze využít pro obloukové tratě. [4]

Tečný přenos síly pomocí ozubeného řemenu:

Obecně není tečný přenos užíván. Pokud bychom ale na takové konstrukci trvali, lze ji využít jen pro malé výkony a musíme dbát na dostatečný naváděcí a přítlačný systém řemene k hnací hlavě. [4]

Přenos síly opásáním:

Principiálně řešíme stejně jako řetězový rozvod. Každý váleček je spojen s válečkem vedlejším skrze krátký ozubený řemen. Z hlediska hnací hlavy se využívá řemenice o šířce rovné dvěma šířkám řemenu.

3.4.3. Drážkový klínový řemen (Poly V)

Pro válečkové dopravníky využíváme také řemeny typu „Poly V“. Mají dvě až čtyři drážky a díky jejich úzkosti a krátké hnací hlavě lze válečky umístit velice blízko k bočnímu profilu rámu dopravníku. Principiálně se jedná o rozvod pomocí tření. Dochází tedy k prokluzu, avšak i přesto se Poly V řemeny vyznačují krátkou rozběhovou i brzdou drahou a dobrým přenosem kroutícího momentu pro střední výkony. [4]

Pro bezproblémový provoz a dlouhou životnost řemenu je klíčové správné předepnutí. Pro tyto účely se využívají speciální přepínací přípravky. Díky tomu jsou požadavky na přesnost rozteče válečků podstatně nižší než u předchozích případů a je naopak vhodné mít možnost pozici válečku upravit dle potřeb při montáži. Poly V řemeny lze využívat i pro obloukové sekce tratí. [4]

Tečný přenos síly pomocí Poly V řemenu:

Nelze realizovat.

Katedra konstruování strojů
Přenos síly opásáním:

Lukáš Křížek

Jediné řešení. Využívá se hnací hlavy válečku s 9 drážkami. Principiálně se jedná o stejný systém jako u řetězů. Každé dva válečky jsou spojeny vlastním řemenem.

3.4.4. Plochý řemen

Ploché řemeny se využívají výhradně pro tečný přenos síly. Řemen je naváděn pod váleček, na který je následně přitlačován a tření vzniklé mezi povrchem válečku a řemenem jej uvádí do pohybu. Pro správnou funkčnost musí být systém navádění a přitlaku vyhotoven precizně a navíc je vyžadováno předpětí kolem 1 %. Ploché řemeny jsou bezúdržbové s velice dlouhou životností. Díky možné absenci hnací hlavy válečku je jejich pořizovací cena velice přívětivá. [4]

3.4.5. Kruhový řemen

Kruhové řemeny, nebo také O-kroužky jsou nejčastěji využívány pro přenos krouťícího momentu z jednoho válečku na druhý opásáním. Přenos tečný je také možný, ale v praxi se příliš nevyskytuje. Kruhové řemeny se vyznačují nízkou pořizovací cenou, snadnou montáží, avšak nízkou životností a schopností přenášet nízké výkony.

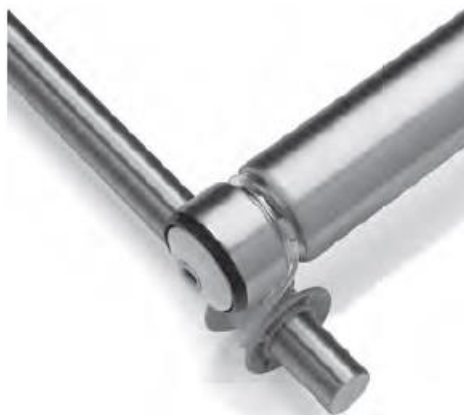
Tečný přenos

Principiálně totožný s provedením pro ploché řemeny. Lze použít klasické válečky bez hnací hlavy.

Přenos opásáním

- a) Jednotlivé válečky jsou spojeny se sousedními pomocí dvojice kruhových řemenů umístěných v drážkách vyhotovených na plášti válečku.
- b) Pohon dopravníku je zajištěn pomocí hnací hřídele procházející vespod dopravníku podél celé jeho délky, která je připojena k pohonnému motoru. Na podélné hřídeli jsou v místech válečků osazeny vodící kola, pláště válečků mají pouze jednu drážku. Hřídel s válečky jsou vůči sobě pootočené o 90° a jsou spojeny pomocí kruhových řemenů.

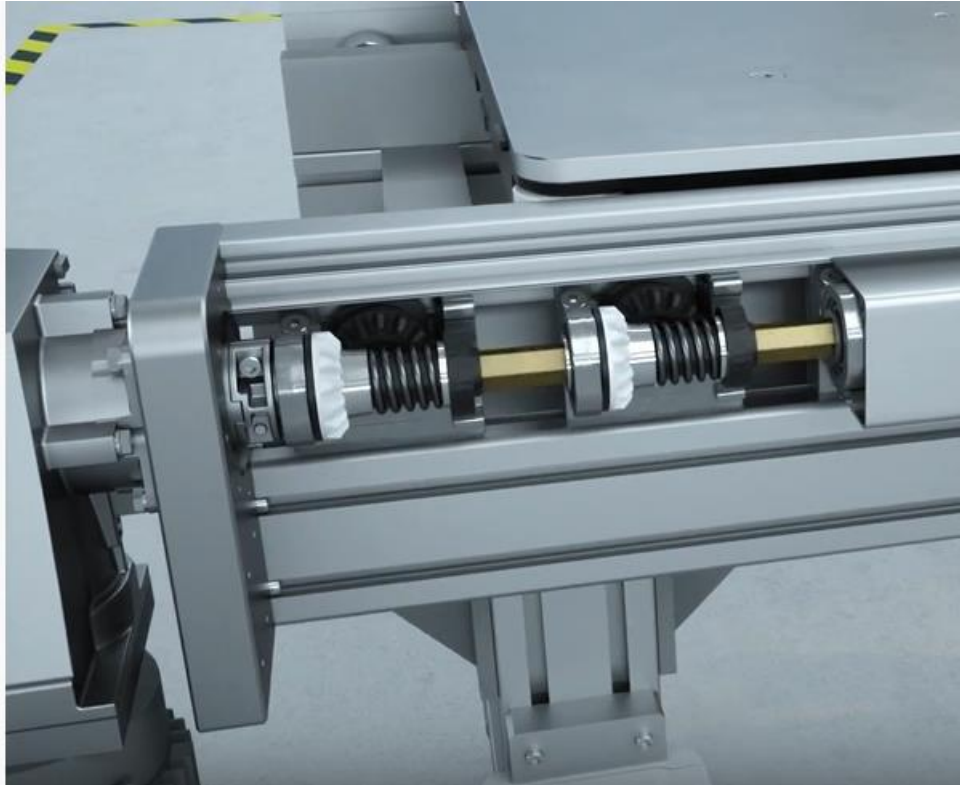
[4]



Obr. 9 Pohon válečku pomocí podélné hnací hřídele a kruhového řemene [4]

3.4.6. Kuželové soukolí

Krouticí moment z motoru na váleček může být přenášen také pomocí průběžného hřídele a páru kuželových kol umístěných na hřídeli a válečku. Tento systém je prakticky bez údržbový s vysokou účinností, vhodný i pro náročná prostředí a může přenášet velké výkony současně při tichém a velice přesném chodu (polohová přesnost $\pm 0,3\text{mm}$). Tento systém je vybaven také třecí spojkou, díky které můžeme zastavit přepravovaný předmět v akumulačním prostoru tratě. Samotný pohon může být umístěn z boku či z čela dopravníku. [9]



Obr. 10 Hnací hřídel "king shaft" s kuželovým soukolím. Bosh Rexroth [10]

3.5. Úseky válečkových tratí

Komplexní válečkové tratě se skládají z jednotlivých funkčních úseků, ze kterých následně skládáme výslednou podobu tratě na základě požadavků zákazníka. Obecně se jedná o tyto konstrukční celky:

3.5.1. Rovinný úsek

Základní typ konstrukce, využívá standardní prvky.



Obr. 11 Rovinný úsek. Interroll [11]

3.5.2. Oblouk [11]

Oblouky lze stavět ze standardních oválných válečků či válečků kuželových. Při použití oválných válečků trajektorie přepravovaného materiálu nekopíruje střední čáru oblouku, ale je vynesena na okraj, kde je usměrňován bočním vedením. Při využití této konstrukce hrozí poškození předmětů a také dochází ke ztrátám energie vložené do pohybu materiálu, proto je využíván pouze ojediněle, ve zdůvodnitelných situacích. U kuželových válečků dochází se zvyšujícím se průměrem válečku k růstu obvodové rychlosti na povrchu válečku. Tato vlastnost dovoluje přepravovanému materiálu pokračovat v cestě ve středové pozici.



Obr. 12 Oblouk. Interroll [11]

Jak vyplývá z výše uvedených popisů jednotlivých systémů přenosu kroutícího momentu, pro obloukové prvky nelze využít ozubeného řemene. Při konstruování obloukového prvku bychom měli dodržet několik základních kroků:

1. Vyjasnění zadání (max. zátěž, typ pohonu)
2. Výběr válečku na základě zadání
3. Výběr vnitřního poloměru oblouku (udáván výrobcem válečku, závisí na zvoleném typu)
4. Výpočet minimálního vnějšího poloměru oblouku

$$R_{oMIN} = 50 + \sqrt{(R_i + W)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2}$$

Kde R_{oMIN} je minimální vnější poloměr, R_i poloměr vnitřní, W maximální šířka přepravovaného předmětu, L maximální délka materiálu.

5. Výpočet minimální zástavbové délky válečku

$$EL_{MIN} = R_{oMIN} - R_i$$

6. Volba referenční délky válečku $> EL_{MIN}$
7. Výpočet skutečné zástavbové délky válečku (dle pokynů výrobce)
8. Výpočet skutečného vnějšího poloměru oblouku

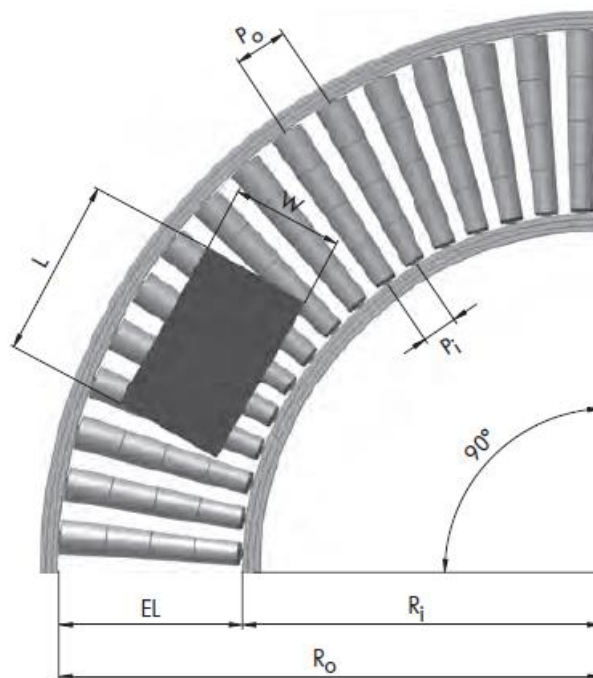
$$R_o = EL + R_i$$

Kde R_o je minimální vnější poloměr, EL zástavbová délka, R_i poloměr vnitřní.

9. Stanovení rozteče válečků, případně úhlového natočení na vnitřní straně oblouku
10. Výpočet rozteče válečků na vnější straně oblouků

$$P_o = P_i \cdot \frac{R_o}{R_i}$$

Kde P_o je vnější rozteč, P_i vnitřní rozteč.



Obr. 13 Základní rozměry obloukového úseku [4]

Výrobci modulových dopravníků nabízejí obloukové moduly ve variantách: 30°, 45°, 60° a 90°.

3.5.3. Spojka

Slouží k napojení další větve rovinného úseku, například pro kontinuální třídění přepravovaných objektů.



Obr. 14 Spojka. Interroll [11]

3.5.4. Zarovnávač

Jedná se o speciální rovinný úsek, kde jednotlivé válečky jsou natočeny o 7 až 15° což způsobí, že přepravované předměty se přesunou k bočnímu vedení dopravníku, kde se seřadí a zarovnejí. [11] Tento prvek lze využít například pro vizuální kontrolu přepravovaného materiálu obsluhou nebo provedení určité operace s materiálem.



Obr. 15 Zarovnávač. Interroll [11]

3.5.5. Vysokorychlostní třídící zařízení (HPD)

Slouží pro odklánění a třídění přepravovaných předmětů do stranových větví tratě. HPD modul se vyrábí v šířce 120 mm a dle potřeby lze zapojit několik modulů vedle sebe do série. Modul se skládá z několika poháněných koleček, které se dle potřeb otáčejí o 30°, 45° a 90° do levé i pravé strany. Změna směru probíhá rychlostí 0,3s / 90°. Jeden HPD modul může být zatížen nejvýše 50 kg. [11]



Obr. 16 Začlenění vysokorychlostního třídícího zařízení do válečkové tratě. Interroll [11]

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

3.5.6. Dopravníková točna

Točny jsou zařízení využívaná v kategorii středně těžkých a těžkých dopravníků. Točna je využívána ke změně směru přepravy předmětu v rozsahu od 0° do 270° na navazující odkloněnou větev tratě. Otáčení probíhá rychlostí 90°/4 s. [12]



Obr. 17 Poháněná válečková točna. Interroll [12]

3.5.7. Odsouvače

Slouží pro změnu směru přepravovaného předmětu o 90°. Může být realizováno buď s integrovaným řetězovým pohonem nebo čistě válečkové provedení. [13]



Obr. 18 Odsouvač s řetězovým pohonem. Interroll

4. Rešerše využitelnosti v praxi

Válečkové dopravníky palet mají hlavní využití ve dvou základních typech zařízení:

- Výrobní společnosti
- Logistické sklady

4.1. Výrobní společnosti

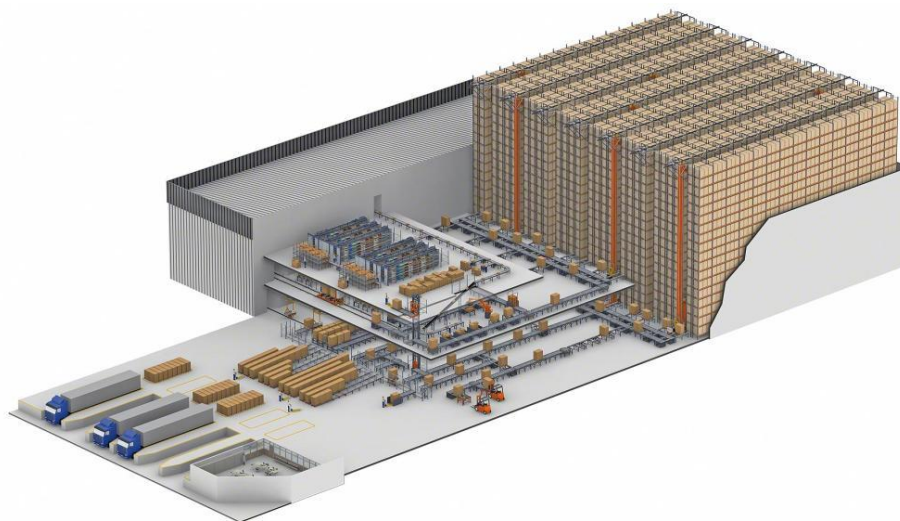
Ve výrobních společnostech se paletové dopravníky uplatňují nejvíce jako sběrné tratě (viz kapitola „Stručná charakteristika válečkových tratí a jejich účel“). Kde paleta slouží jako pomocný prostředek pro přepravu předmětu či skupiny předmětů, které není vhodné přepravovat napřímo po válečkové či jiné trati. Typicky se jedná buď o tvarově objemné a složité součásti (např. odlitky) nebo součásti které není vhodné dopravovat jednotlivě (např. zásoba polotovaru pro obráběcí CNC centrum). Velice časté je také využití na konci výrobního procesu, kdy jsou vyrobené produkty seskupeny na palety např. pomocí paletovacích automatů či paletovacích robotů a přemístovány do meziskladu hotových výrobků. Takové řešení je typické pro potravinářský průmysl.

4.2. Logistická centra (sklady)

V logistických skladech se s paletovými dopravníky setkáváme nejčastěji v kombinaci s klasickými paletovými regály či spádovými regály typu FIFO, LIFO. Válečkový paletový dopravník může být využit pro:

- Dopravu mezi výrobním závodem a skladem
- Dopravu zboží vykládaného z nákladních automobilů do skladu
- Dopravu palet mezi jednotlivými kontrolními stanovišti (vážení, kontrola rozměrů, analýza výrobků) a stanovišti určenými pro zakládání palet do regálů
- Součást automatického zakládacího jeřábu
- Součást spádových regálů (nepoháněný, bržděný dopravník)

Implementace válečkových dopravníků palet současně s automatickými zakládacími jeřáby přináší do procesu skladování hotových výrobků a vychystávání zakázek pro expedici výrobků k zákazníkům vysokou úroveň automatizace. To nejen významně sníží riziko poškození zboží, ale také urychlí a zefektivní celý proces, což přináší snížení nákladů na provoz těchto skladů. [14]



Obr. 19 Vzorové skladové a distribuční centrum. Mecalux [15]

5. Návrh modulárního paletového dopravníku

V této části práce se zabýváme praktickým návrhem rovinného modulu modulárního válečkového dopravníku palet na základě zadání, které je vytvořené tak, aby vyhovovalo požadavkům potencionálních zákazníků.

5.1. Definice základních podmínek a předpokladů

Přepřavovaný materiál: neznámý

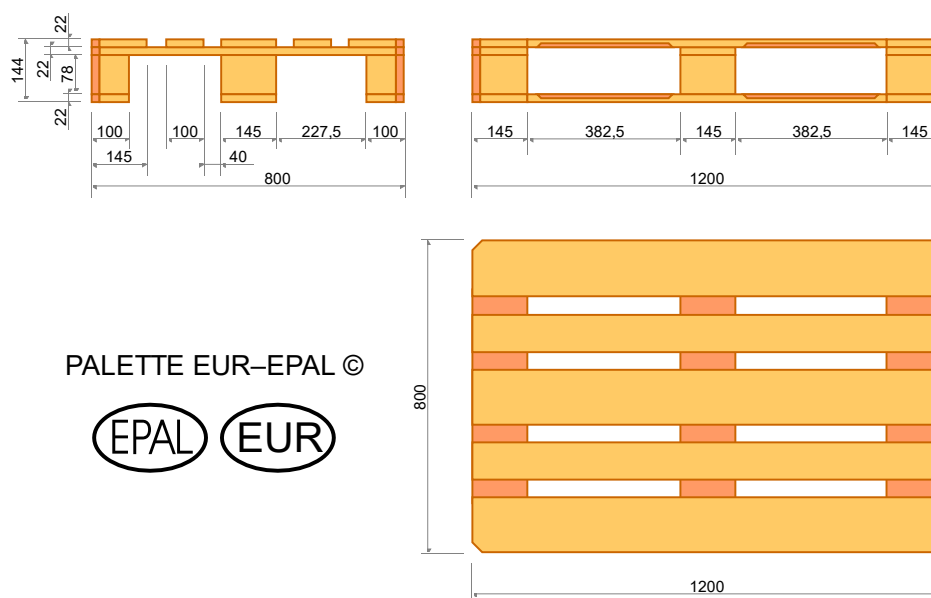
Přepřavní element: EURO paleta (dále EPAL či EUR)

Délka rovinného modulu: cca. 2,5m s respektem na počet a rozteč válečků.

Rychlost přepřavy: cca. 0,18 m.s⁻¹

Rozteč mezi úseky (zastavenými paletami): $t_p = 100 \text{ mm}$

5.1.1. Rozměry:



Obr. 20 Technická specifikace Europalet. Timberwolf White [16]

5.1.2. Maximální zatížení:

„Každá paleta EUR může být maximálně zatížena při uložení do regálu nebo na vidlici vysokozdvíhacího vozíku následovně:

- břemenem nerovnoměrně rozloženým na ložné podlaze o hmotnosti 1000 kg
- břemenem rovnoměrně rozloženým na ložné podlaze o hmotnosti 1500 kg
- břemenem rovnoměrně rozloženým a celistvě doléhajícím na celou plochu ložné podlahy o hmotnosti 2000 kg.“ [17]

Vzhledem k charakteru přepřavy a využitelnosti v praxi vyřazujeme variantu přepřavy břemen rovnoměrně rozložených a celistvě doléhajících na celou plochu ložné podlahy. Tato varianta bude v praxi nastávat pouze výjimečně, a proto je vhodné takové požadavky řešit individuálně a standardní produkt na tuto variantu nedimenzovat. V případě přepřavy ve výrobních společnostech můžeme mluvit o přepřavě s nerovnoměrným zatížením palet. V potravinářském průmyslu můžeme uvažovat o rovnoměrném zatížení palety, ale hmotnosti přepřavovaných

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

výrobků nedosahují hmotností limitu nosnosti EPAL. Například paleta balíků 2 L balené vody váží 815 kg. [18]

Po zvážení výše uvedených skutečností volím max. zatížení přenášené EPAL: **1200 kg/EPAL**

Trat' se tak řadí do kategorie těžkých tratí.

5.1.3. Zatížení 1 m tratě:

$$G_1 = \frac{G \cdot g}{l_{max}} = \frac{1200 \cdot 9,81}{1,2} = \mathbf{9,810 (kN)} = 1000 (kg)$$

Kde: $G = 1200 \text{ kg}$ max. přepravované zatížení

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tíhové zrychlení

$l_{max} = 1,2 \text{ m}$ maximální délka EPAL

5.1.4. Konstrukce dopravníku:

Modulární – celková válečková trat' se bude skládat z jednotlivých funkčních bloků (rovina, oblouk, točna), které lze za sebe zapojit v jeden funkční celek.

5.1.5. Funkce dopravníku:

Trat' musí mít akumulaci schopnost, tj. na daném úseku musí být možnost zastavit a shromážďovat jednotlivé EPAL. Upřednostňovaný systém je systém nulového tlaku.

5.2. Konstrukční návrh rovinného modulu válečkového dopravníku

5.2.1. Výška tratě

Jak z hlediska bezpečnosti provozu tratě, tak i z hlediska ergonomie a snížení manipulačních časů není vhodná příliš vysoká konstrukce rámu. Paletové tratě se proto staví relativně nízké, avšak s určitým ohledem na ergonomii při servisování tratě, či provádění úkonů nebo kontroly operátora tratě.

Vzhledem k tomu, že zákazníci budou mít většinou vlastní představu o ideální výšce dopravníku volím referenční výšku tratě 300 mm, kterou lze seřídít u zákazníka dle jeho požadavku v intervalu +/- 100 mm. Výška bude nastavitelná pomocí seřiditelných patek podpěr rámu. Při vzniku požadavku na vyšší trat' by se individuálně upravila délka podpěr.

5.2.2. Šířka tratě

$$b = 0,8 \cdot B \rightarrow B = \frac{b}{0,8} = \frac{0,8}{0,8} = \mathbf{1 \text{ m}}$$

Kde: $b = 0,8 \text{ m}$ šířka EPAL

5.2.3. Návrh pohonného elementu válečku

Vzhledem k zadání a určení dopravníku se můžeme rozhodovat mezi 3. druhy pohonných elementů, kterými budeme přenášet kroučící moment mezi válečky. Pro výběr nejvhodnější varianty volím bodovací metodu párového srovnání s bodovým hodnocením kritérií.

Porovnávací kritéria volím tak, aby reflektovala požadavky zákazníka. Zejména je důležité najít vhodnou rovnováhu mezi CAPEX (investiční náklady) a OPEX (provozní náklady). Ideální řešení je tedy levné co do pořizovací i provozovací ceny.

Varianta	Kritéria					
	K1	K2	K3	K4	K5	K6
	Náklady	Náhradní díly	Pracovní podmínky	Životnost	Údržba	Účinnost
Ozubený řemen	4	5	3	3	4	5
Řetěz	5	5	5	4	3	5
Kuželové soukolí	2	2	5	5	5	5

Tab. 1 Porovnání variant přenosu kroutícího momentu a bodové hodnocení kritérií

Kritéria hodnocení:

- Náklady – výrobní náklady na realizaci konstrukčního řešení
- Náhradní díly – dostupnost, cena a rychlost výměny náhradního dílu v případě poruchy
- Pracovní podmínky – odolnost vůči nepříznivým pracovním podmínkám (čistota, teplotní stálost)
- Životnost – servisní interval pro výměnu
- Údržba – potřeba údržby mezi servisním intervalem (mazání, dotahování atd.)
- Účinnost – poměr vložené energie vůči energii odevzdané

Bodovací stupnice:

Volím 5. stupňovou bodovací stupnici. Jelikož nedisponuji konkrétními daty, je bodování čistě subjektivní a založeno na teoretických znalostech jednotlivých systémů. Bodování je řazeno sestupně tj. 5= nejlepší, 1= nejhorší.

Váha důležitosti jednotlivých kritérií:

Kritéria nejvíce ovlivňující pořizovací a provozní náklady je potřeba upřednostnit. Váhu jednotlivých kritérií tedy volím následovně:

$$K1 > K5 > K4 > K2 > K3 > K6$$

Výpočet váhy kritéria:

$$p_r = \frac{\sum_{e=1}^q u_{er}}{\sum_{r=1}^s \sum_{e=1}^q u_{er}}$$

Pro $e = 1, 2 \dots q$, $r = 1, 2 \dots s$

Kde: p_r váha důležitosti r-tého kritéria

q počet expertů

s počet kritérií

u_{er} koeficient důležitosti kritéria

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	$\sum u_{er}$	p_r
K1	0	1	1	1	1	1	5	0,33
K2	0	0	1	0	0	1	2	0,13
K3	0	0	0	0	0	1	1	0,07
K4	0	1	1	0	0	1	3	0,2
K5	0	1	1	1	0	1	4	0,27
K6	0	0	0	0	0	0	0	0
							Σ 15	1

Tab. 2 Přímé porovnání důležitosti kritérií a stanovení váhy

$$p_{rK1} = \frac{\sum u_{erK1}}{\sum u_{er}} = \frac{5}{15} = 0,33$$

$$p_{rK2} = \frac{\sum u_{erK2}}{\sum u_{er}} = \frac{2}{15} = 0,13$$

$$p_{rK3} = \frac{\sum u_{erK3}}{\sum u_{er}} = \frac{1}{15} = 0,07$$

$$p_{rK4} = \frac{\sum u_{erK4}}{\sum u_{er}} = \frac{3}{15} = 0,2$$

$$p_{rK5} = \frac{\sum u_{erK5}}{\sum u_{er}} = \frac{4}{15} = 0,27$$

$$p_{rK6} = \frac{\sum u_{erK6}}{\sum u_{er}} = \frac{0}{15} = 0$$

Varianta	Kritéria						Σ
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	
Váha	0,33	0,13	0,07	0,2	0,27	0	
Ozubený řemen	4-1,32	5-0,65	3-0,21	3-0,6	4-1,08	5-0	24-3,86
Řetěz	5-1,65	5-0,65	5-0,35	4-0,6	3-0,81	5-0	27-4,06
Kuželové soukolí	2-0,66	2-0,26	5-0,35	5-1	5-1,35	5-0	24-3,62

Tab. 3 Hodnocení jednotlivých variant přenosu kroučícího momentu se započítáním jednotlivých vah kritérií

Vítězná varianta: **Řetěz**

Pro snížení potřeby údržby řetězu (napínání) volím **přenos kroučícího momentu pomocí opásání**.

5.2.4. Návrh parametrů válečku

Pro správný návrh válečku nejdříve musíme specifikovat pracovní podmínky pro jednotlivý váleček. Následně lze vybrat váleček z katalogu dodavatele.

Počet válečků volíme předběžně dle obr. 2, dle výše uvedeného maximálního zatížení a zařazení tratě, vybíráme mezi nejvyššími průměry válečku, jelikož se dá očekávat, že nižší průměry válečků nebudou mít dostatečnou tuhost.

Volím průměr válečku $d_1 = 89 \text{ (mm)}$

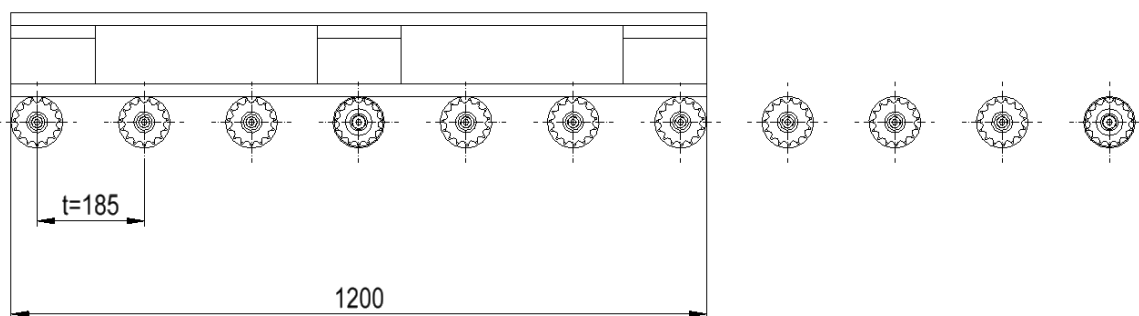
Volím počet válečků $i = 6 \text{ (ks/m)}$

Rozteč válečků je ovlivněna hned několika parametry: délka modulu, počet válečků, rozteč řetězu. Pro stanovení předběžné rozteče postupuji následovně:

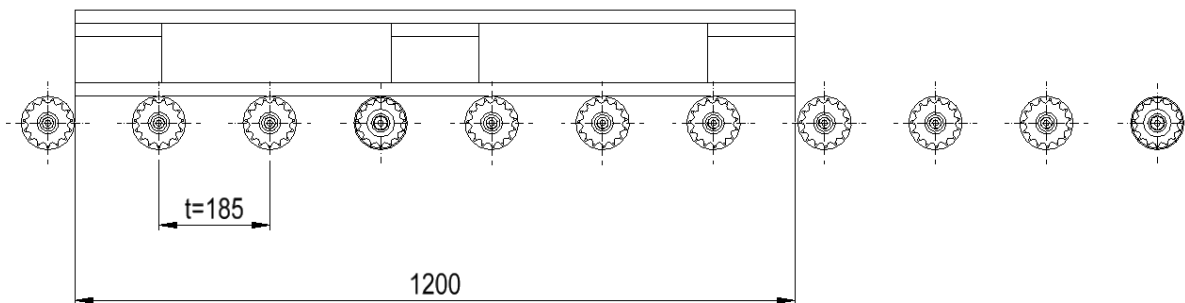
1. celková délka modulu $l = 2,5 \text{ m}$
2. celkový počet válečků $i = 6 \text{ ks/m} \rightarrow i_c = i \cdot l = 6 \cdot 2,5 = 15 \text{ ks}$
3. jelikož se jedná o modul, pro dvě EPAL je vhodné volit sudý počet válečků, abychom mohli pro každou paletu definovat počet potřebných, celých válečků. Upravuji proto $i_c = 14 \text{ ks}$
4. předběžná rozteč $l + t_p = i_c \cdot t \rightarrow t = \frac{l+t_p}{i_c} = \frac{2500+100}{14} = 185,71 \text{ mm} \rightarrow 185 \text{ mm}$

Rozteč bude následně upravena, aby odpovídala rozteči použitého řetězu.

Z geometrie EPAL a stanovené rozteče válečků vyplívá, že při pohybu palety po trati bude paleta podprávena 6 až 7 válečky, viz obr. 21 a 22.



Obr. 21 EPAL podepřena 7 válečky



Obr. 22 EPAL podepřena 6 válečky

Pro výpočet zatížení jednotlivého válečku volím méně příznivou variantu podepření EPAL $k_1 = 6$ válečků. Zatížení jednotlivého válečku je tedy:

$$m = \frac{G}{k_1} = \frac{1200}{6} = 200 \text{ kg}$$

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Zatěžující síla od břemene:

$$Q = G \cdot g = 1200 \cdot 9,81 = 11772 \text{ N}$$

Síla přenášená na váleček:

$$q = m \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$$

Výběr vhodného válečku:

Válečkové tratě mohou dosahovat délky stovek až tisíců metrů vzhledem k tomu, že každý metr tratě je osazen cca 6 válečky. Tím pádem se jedná o tisíce válečků potřebných pro kompletaci. Pro výrobu takového množství válečků v rozumném časovém úseku je zapotřebí specializovaná výroba s vysokým stupněm automatizace. Pokud firma takovými výrobními kapacitami a technologiemi nedisponuje, je vhodné válečky odebírat od specializovaných firem, které jsou schopné zboží dodat včas a potřebné kvalitě.

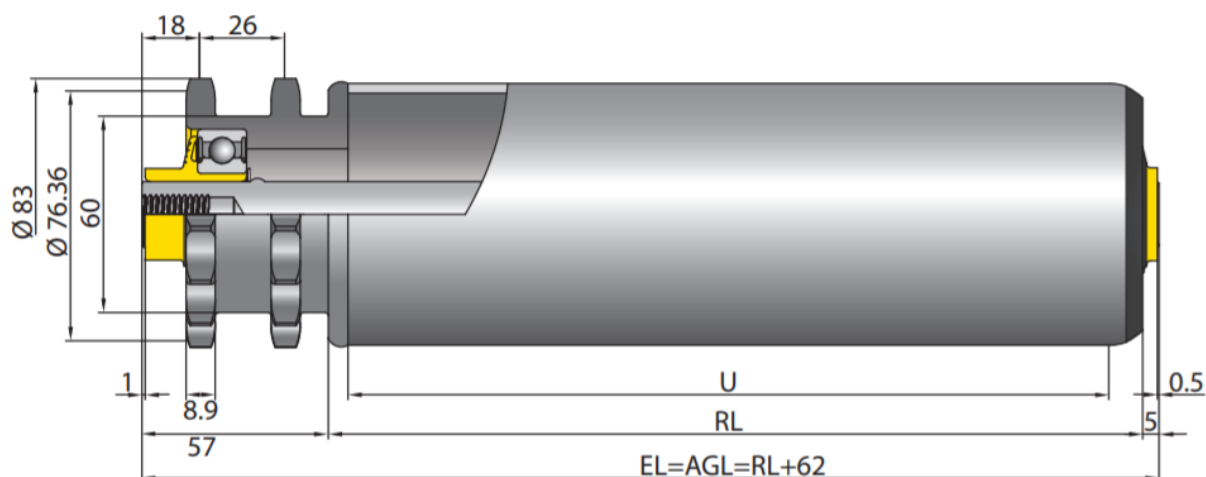
Pro výběr vhodného dodavatele je zapotřebí provést poptávku potencionálních dodavatelů a při vyhodnocování zohlednit nejen nabízenou cenu, ale také dodací lhůtu, platební podmínky a jiné parametry, díky kterým bychom mohli získat tržní výhodu.

Pro účely návrhu volím světového výrobce Interroll.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Z katalogu válečků Interroll volím váleček série 3950 s následujícími parametry:



Obr. 23 Rozměry použitého válečku. Interroll [19]

Ø pláště:	89 mm
Tloušťka pláště:	3 mm
Ø hřídele:	20 mm
RL (referenční/objednávací délka):	1000 mm
AGL (celková délka hřídele):	1062 mm
EL (instalační délka):	1062 mm
U (využitelná délka):	RL-23= 977 mm
Hnací element:	dvojitě řetězové kolo 5/8"
Počet zubů:	2x15
Maximální nosnost:	5000 N
Maximální rychlost dopravníku:	0,5 m.s ⁻¹
Rozsah provozních teplot:	-5 až +40 °C
Materiál pláště:	Galvanicky zinkovaná ocel
Materiál ložiskového pouzdra:	Polyamid
Materiál hnací hlavy:	Galvanicky zinkovaná ocel
Materiál těsnění na hnané straně:	Polyamid
Materiál těsnění na nehnané straně:	Polyamid
Ložiska:	Přesné kuličkové ložisko 6205 2RZ, ložisková vůle C3 [19]

V případě, že by zákazník vyžadoval provedení pro nižší teploty, můžeme využít stejný váleček v provedení pro teploty -28 až 40 °C, se sníženou nosností: 2500 N, bez zásadních konstrukčních změn. [19]

5.2.5. Kontrola nosnosti válečku

Podmínka použitelnosti: Max. nosnost válečku > Vypočítané zatížení válečku

Maximální nosnost válečku: 5000 N

Vypočítané zatížení válečku: 1962 N

$$5000 > 1962 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Využití max. zatížení: $\frac{100 \cdot 1962}{5000} = 39,24 \%$

Koeficient bezpečnosti: $k = \frac{5000}{1962} = 2,55$

Z výsledků výpočtu se zdá, že tento váleček je předimenzovaný, ale přesto je vhodný pro použití. Bude-li zákazník vyžadovat provedení pro nízké teploty, lze využít stejný typ válečku bez konstrukčních změn rámu, či pohonného ústrojí.

Kontrola pro váleček pro nízké teploty: $2500 > 1962 \rightarrow \text{vyhovuje}$

5.2.6. Koncepce pohonu dopravníku a aplikace akumulární funkce

Pro pohon válečkové tratě můžeme vybírat z dvou základních konceptů:

- převodový motor (elektromotor + převodovka) umístěný na rámu
- integrovaný motor do těla válečku

Z hlediska implementace akumulární funkce můžeme vybírat z konceptů:

- akumulace pomocí nulového tlaku
 - pokud se přepravovaná EPAL dostane do stanovené pozice, kde má vyčkávat, je pod ní vypnut pohon, čímž je uvedena do klidu.
- tlaková akumulace
 - EPAL je donucena zastavit, pomocí ovládané zarážky, kterou umístíme ve směru jejího pohybu. V momentě, kdy EPAL narazí na zarážku, zastaví se její pohyb vpřed a mezi pevnými poháněnými válečky a EPAL začne docházet k prokluzu.

Nulový tlak

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> - Nedochází k opotřebování EPAL - Akumulace nespotebovává elektrickou energii - Není nutné konstruovat a řídit zarážku 	<ul style="list-style-type: none"> - Nutné použít několik nezávislých pohonů, které lze dle potřeby vypínat - Více kabeláže

Tlaková akumulace

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> - Lze použít jeden centrální pohon - Snazší montáž (ne oproti integrovanému pohonu) 	<ul style="list-style-type: none"> - Výkon pohonu musí být navýšen o hodnotu překonání odporu zastaveného předmětu - Při prokluzu dochází k opotřebování palety. - Nutné zkonstruovat a řídit zarážku

Libovolné způsoby akumulace a pohonů není vhodné, nebo nelze kombinovat.

	Beztlaková akumulace	Tlaková akumulace
Centrální převodový motor	-	•
Soustava převodových motorů	•	-
Integrovaný motor	•	-

Tab. 4 Kombinace pohonů a druhů akumulace

K samotné integraci akumulací sekce lze přistupovat v zásadě dvěma způsoby. Je-li požadována akumulací funkce po celé délce tratě, navrhujeme trať dle principů výše. Je-li požadována akumulací funkce pouze na určité části tratě (např. konec tratě), můžeme jednotlivé technologie kombinovat pro zajištění optimálního poměru cena/výkon.

Např.

PŘEPRAVNÍ SEKCE	AKUMULAČNÍ SEKCE
-----------------	------------------

Obr. 24 Náčrt tratě s přepravní a akumulací sekci

Dopravní trať o délce 1 km bude mít na svém konci akumulací část o délce 4,8 m. V takovém případě je pro nás vhodné kombinovat technologie takto:

Přepravní část = centrální převodový pohon

Akumulací část = 4 ks válečku s integrovaným pohonem nebo 4 ks samostatně ovladatelných převodových motorů (beztlaková akumulace). Případně 1 ks převodového motoru pro tlakovou akumulaci.

Pro návrh velikosti pohonného motoru postupujeme následovně:

5.2.7. Odpor tíhy předmětu

$$o_1 = \pm q \cdot \sin \beta$$

$$o_1 = \pm 1962 \cdot \sin 0 = 0 \text{ N}$$

Kde: $q = 1962 \text{ N}$

síla působící na jeden váleček

$$\beta = 0^\circ$$

úhel sklonu tratě

[2]

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

5.2.8. Odpor valivého tření

$$o_2 = q \cdot \cos \beta \cdot \frac{2f}{D}$$

$$o_2 = 1962 \cdot \cos 0 \cdot \frac{2 \cdot 0,0012}{0,089} = 52,91 \text{ N}$$

Kde: $f = 0,0012 \text{ m}$ rameno valivého odporu [20] $D = 0,089 \text{ m}$ průměr válečku

[2]

5.2.9. Odpor třením v ložisku zatíženého válečku

$$o_3 = q \cdot \cos \beta \cdot \frac{d_k}{D} \cdot \varphi_{\zeta}$$

$$o_3 = 1962 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,040}{0,089} \cdot 0,002 = 1,76 \text{ N}$$

Kde: $\varphi_{\zeta} = 0,002$ koeficient ložiskového tření [21] $d_k = 0,040 \text{ m}$ průměr roztečné kružnice kuliček ložiska [22] $D = 0,089 \text{ m}$ průměr válečku

[2]

5.2.10. Odpor výrobních a montážních nepřesností

„Tento odpor nelze vyjádřit matematicky a je nutno se spokojit opravným činitelem, podobně jako u gravitačních tratí, tj. 5 ‰ zatížení“ [2]

$$o_4 = q \cdot \cos \beta \cdot 0,005$$

$$o_4 = 1962 \cdot \cos 0 \cdot 0,005 = 9,81 \text{ N}$$

5.2.11. Stanovení hmotnosti válečku

Pro výpočet odporu třením pro nezatížený váleček budeme potřebovat znát hmotnost válečku. Jelikož není tato hmotnost uvedena v datovém listu výrobce, přibližnou hmotnost vypočteme.

Hmotnost trubky:

$$m_1 = V_v \cdot \rho$$

$$V_v = \pi \cdot RL \cdot (r_1^2 - r_2^2) = \pi \cdot 1 \cdot (0,0445^2 - 0,0415^2) = 0,001 \text{ m}^3$$

$$m_1 = 0,001 \cdot 7850 = 7,85 \text{ kg}$$

Kde: $V_v = 0,001 \text{ m}^3$ objem trubky válečku $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ hustota oceli [20] $RL = 1 \text{ m}$ délka trubky $r_1 = 0,0445 \text{ m}$ vnější poloměr trubky $r_2 = 0,0415 \text{ m}$ vnitřní poloměr trubky

Hmotnost ložisek:

$$m_2 = 2 \cdot m_L = 2 \cdot 0,13 = 0,26 \text{ kg}$$

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Kde: $m_L = 0,13 \text{ kg}$ hmotnost ložiska [22]

Hmotnost hřídele:

$$m_3 = \pi \cdot r_h^2 \cdot EL \cdot \rho = \pi \cdot 0,010^2 \cdot 1,062 \cdot 7850 = 2,62 \text{ kg}$$

Kde: $r_h = 0,01 \text{ m}$ průměr hřídele $EL = 1,062 \text{ m}$ délka hřídele $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ hustota oceli [20]

Hmotnost hnací hlavy:

 $m_4 = 1,2 \text{ kg}$ na základě výpočtu 3D modelu v programu Autodesk Inventor

Celková hmotnost válečku:

$$m_v = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 7,85 + 0,26 + 2,62 + 1,2 = 11,93 \text{ kg}$$

5.2.12. Odpor třením v ložisku nezatíženého válečku

$$o_5 = Q_s \cdot \frac{d_k}{D} \cdot \varphi_{\xi}$$

$$o_5 = 11,93 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,04}{0,089} \cdot 0,002 = 0,105 \text{ N}$$

Kde: $Q_s = m_v \cdot g$ zatížení od hmotnosti válečku $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tíhové zrychlení

[2]

5.2.13. Celkový odpor

$$o_c = o_1 + o_2 + o_3 + o_4 + o_5$$

$$o_c = 0 + 52,91 + 1,76 + 9,81 + 0,105 = 64,59 \text{ N}$$

5.2.14. Výpočet výkonu motoru (přeprava palet na modulu)

$$P_p = \left\{ n \cdot k_1 \cdot q \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{f + \varphi_{\xi} \cdot r_k}{R} + 0,005 \right) \right] + Q_s \cdot \frac{\varphi_{\xi} \cdot r_k}{R} \cdot i_c \right\} \frac{v}{1000 \cdot \eta}$$

Vztah vychází z literatury [23], značení je upraveno tak, aby odpovídalo značení použitému v této práci.

$$P_p = \left\{ 2 \cdot 6 \cdot 1962 \left[\sin 0 + \cos 0 \left(\frac{0,0012 + 0,002 \cdot 0,02}{0,0445} + 0,005 \right) \right] + 117,03 \cdot \frac{0,002 \cdot 0,02}{0,0445} \cdot 14 \right\} \frac{0,18}{1000 \cdot 0,95} = 0,147 \text{ kW}$$

Kde: $k_1 = 6$ počet válečků pod paletou $n = 2$ počet předmětů na trati $q = 1962 \text{ N}$ zatížení válečku od břemene $\beta = 0^\circ$ úhel sklonu tratě $f = 0,0012 \text{ m}$ rameno valivého odporu [20] $\varphi_{\xi} = 0,002$ koeficient ložiskového tření [21]

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

$r_k = 0,020 \text{ m}$	poloměr roztečné kružnice kuliček ložiska
$R = 0,0445 \text{ m}$	poloměr válečku
$Q_s = 117,3 \text{ N}$	zatížení vyvolané hmotností válečku
$z = 14 \text{ ks}$	počet válečků na trati/modulu
$v = 0,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost přepravy
$\eta = 95 \%$	účinnost převodů od válečků k motoru

Vypočítaný výkon se vztahuje pouze pro přepravu 2 ks EPAL na rovinném modulu bez akumulační funkce. Pro návrh centrálního přepravního pohonu konkrétní tratě bychom postupovali stejně, pouze je potřeba upřesnit počet předmětů n na trati a počet válečků z .

5.2.15. Počet poháněných válečků

V této práci uvažujeme všechny válečky pod předmětem jako poháněné.

$$k_1 = 6 \text{ ks}$$

5.2.16. Přídavný výkon při zastavení jednoho předmětu

$$P_1 = q \cdot k_1 \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta}$$

Vztah vychází z literatury [23], značení je upraveno tak, aby odpovídalo značení použitému v této práci.

$$P_1 = 1962 \cdot 6 \cdot \cos 0 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,18}{1000 \cdot 0,95} = 0,781 \text{ kW}$$

V případě potřeby zastavení více předmětů na trati postupujeme analogicky a přídavný výkon násobíme počtem zastavených předmětů.

Kde: $\mu = 0,35$ součinitel smykového tření mezi válečkem a paletou [20]

5.2.17. Potřebný výkon pro tlakovou akumulaci

Výkon pohonu pro dopravník s tlakovou akumulací vypočteme:

$$P_{ct} = P + P_1 = 0,147 + 0,781 = 0,928 \text{ kW}$$

Jak můžeme vidět, tlaková akumulace výrazně zvyšuje potřebný výkon pohonné jednotky. Z tohoto důvodu, přihlédnutí k nevýhodám tlakové akumulace a také k preferenci v zadání nebudeme dále tlakovou akumulaci uvažovat.

5.2.18. Výpočet výkonu motoru (beztlaká akumulace – motor/paleta)

Pro aplikaci beztlaké akumulace je potřeba každé paletě v akumulační sekci přiřadit vlastní pohon, který budeme moci vypnout dle potřeby. Pro výpočet výkonu pohonu vycházíme z výše uvedeného vztahu:

$$P_P = \left\{ n \cdot k_1 \cdot q \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{f + \varphi_{\check{c}} \cdot r_k}{R} + 0,005 \right) \right] + Q_s \cdot \frac{\varphi_{\check{c}} \cdot r_k}{R} \cdot i_c \right\} \frac{v}{1000 \cdot \eta}$$

Vlastní motor bude pohánět vždy pouze 7 ks válečků, které budou pod danou paletou a bude přepravovat vždy pouze 1 ks palety. Z toho důvodu musíme původní vzorec přizpůsobit novým podmínkám.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Upravujeme tedy: $n=1$ ks a člen $Q_s \cdot \frac{\varphi_{\check{c}} \cdot r_k}{R} \cdot i_c$ reprezentující odpor nezatížených válečků (zatížených pouze vlastní vahou) opomíjíme.

$$P_B = \left\{ n \cdot k_1 \cdot q \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{f + \varphi_{\check{c}} \cdot r_k}{R} + 0,005 \right) \right] \right\} \frac{v}{1000 \cdot \eta}$$

$$P_B = \left\{ 1 \cdot 6 \cdot 1962 \left[\sin 0 + \cos 0 \left(\frac{0,0012 + 0,002 \cdot 0,02}{0,0445} + 0,005 \right) \right] \right\} \frac{0,18}{1000 \cdot 0,95}$$

$$= 0,073 \text{ kW} = 73 \text{ W}$$

Pro integrovaný pohon můžeme počítat $\eta = 100\%$ jelikož výkon je přenášen na paletu přímo bez vloženého převodu. Účinnost můžeme opomenout a počítáme tedy:

$$P_{BI} = \left\{ n \cdot k_1 \cdot q \left[\sin \beta + \cos \beta \left(\frac{f + \varphi_{\check{c}} \cdot r_k}{R} + 0,005 \right) \right] \right\} \frac{v}{1000}$$

$$P_{BI} = \left\{ 1 \cdot 6 \cdot 1962 \left[\sin 0 + \cos 0 \left(\frac{0,0012 + 0,002 \cdot 0,02}{0,0445} + 0,005 \right) \right] \right\} \frac{0,18}{1000} = 0,070 \text{ kW}$$

$$= 70 \text{ W}$$

5.2.19. Potřebný kroutící moment

Potřebný kroutící moment jednoho válečku:

$$M_v = \left[\frac{2f}{D} + (1 + e_s)k_2 \cdot \varphi_{\check{c}} + 0,005 \right] \cdot \frac{QD}{2k_1}$$

$$M_v = \left[\frac{2 \cdot 0,0012}{0,089} + \left(1 + \frac{117,3}{1681,73} \right) \frac{0,04}{0,089} \cdot 0,002 + 0,005 \right] \cdot \frac{11772 \cdot 0,089}{2 \cdot 6} = 2,87 \text{ N} \cdot \text{m}$$

[2]

Kde: $f = 0,0012 \text{ m}$	rameno valivého odporu [20]
$D = 0,089 \text{ m}$	průměr válečku
$e_s = \frac{Q_s}{q}$	reduk. váha válečkové soupravy na jednotku zatížení
$Q_s = 117,3 \text{ N}$	zatížení vyvolané hmotností válečku
$q = 1681,73 \text{ N}$	síla působící na jeden váleček
$k_2 = \frac{d_k}{D}$	poměr průměrů
$d_k = 0,040 \text{ m}$	průměr roztečné kružnice kuliček ložiska [22]
$\varphi_{\check{c}} = 0,002$	koeficient ložiskového tření [21]
$k_1 = 6 \text{ ks}$	počet válečků pod paletou
$Q = 11772 \text{ N}$	zatížení od břemene

Celkový potřebný kroutící moment ($k_1 = 1$)

$$M_C = \left[\frac{2 \cdot 0,0012}{0,089} + \left(1 + \frac{117,3}{1681,73} \right) \frac{0,04}{0,089} \cdot 0,002 + 0,005 \right] \cdot \frac{11772 \cdot 0,089}{2 \cdot 1} = 17,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.2.20. Otáčky válečku

Otáčky válečku určíme ze znalosti přepravní rychlosti a průměru válečku.

$$n_v = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

$$n_v = \frac{0,18 \cdot 60}{\pi \cdot 0,089} = 38,63 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

5.2.21. Volba konceptu pohonu a pohonné jednotky dopravníku

S ohledem na zadání a zvážení výhod/nevýhod jednotlivých řešení volím přepravu s beztlakovou akumulací.

Jako pohonnou jednotku můžeme volit mezi:

Převodovým motorem:

- Výrobce: SEW
- Typ: R07DRN63MS4BE03/TF
- Výkon motoru: 0,12 kW
- Výstupní kroutící moment: 18 Nm
- Napětí: 230/400 V
- Jmenovitý proud: 0,7/0,405 A [24]

Druhou možností je volba válečku s integrovaným pohonem:

- Výrobce: Interroll
- Typ: Pallet Drive
- Výkon motoru: 70 W
- Výstupní kroutící moment: 22 Nm
- Napětí: 230/400 V
- Jmenovitý proud: 0,57/0,33 A
- Max. rychlost přepravy: 0,22 m.s⁻¹
- Max. přeprav. zatížení: 1250 Kg

[6; 25]

Volím použití válečku s integrovaným pohonem.

5.2.22. Kontrola vhodnosti zvoleného pohonu

Dle výrobce je váleček schopen transportovat břemeno (paletu) o maximální váze 1250 Kg.

Podmínka použitelnosti: $m_s \geq G$, $1250 > 1200 \rightarrow$ **Vyhovuje**

Kde: $m_s = 1250 \text{ Kg}$ Max. specifikované přepravitelné zatížení

$G = 1200 \text{ Kg}$ Uvažované max. zatížení palety

Kontrola kroutícího momentu:

Podmínka použitelnosti: $M_s \geq M_c$, $22 > 17,25 \rightarrow$ **Vyhovuje**

Kde: $M_s = 22 \text{ Nm}$ Specifikovaný moment

$M_c = 17,25 \text{ Nm}$ Vypočítaný moment

Kontrola rychlosti přepravy:

Podmínka použitelnosti: $v_s \geq v$, $0,22 > 0,2 \rightarrow$ **Vyhovuje**

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Kde: $v_s = 0,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Specifikovaná max. rychlost

 $v = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Zadaná rychlost přepravy

Kontrola výkonu motoru:

Podmínka použitelnosti: $P_s \geq P_{BI}$, $70 = 70 \rightarrow$ **Vyhovuje**Kde: $P_s = 70 \text{ W}$

Specifikovaný výkon

 $P_{BI} = 70 \text{ W}$

Vypočtený výkon

Váleček pro použití **VYHOVUJE**.

5.2.23. Návrh řetězu

Na základě specifikace použitého válečku a jeho řetězového kola volím řetěz **10B-1 (5/8"x3/8")** dle DIN 8187 (ČSN 02 3311, ISO 606).

Parametry řetězu:

 $p = 15,875 \text{ mm}$

Rozteč řetězu

 $S = 67,3 \text{ mm}^2$

Plocha kloubu

 $F_{Bmin} = 23310 \text{ N}$

Síla při přetržení

 $m_{\dot{\gamma}} = 0,9 \text{ Kg/m}$

Hmotnost 1 m řetězu

[26]

5.2.24. Rychlost řetězu

$$v_{\dot{\gamma}} = \frac{\pi \cdot D_r \cdot n_v}{60}$$

$$v_{\dot{\gamma}} = \frac{\pi \cdot 0,07636 \cdot 38,63}{60} = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde: $D_r = 0,07636 \text{ m}$

Průměr roztečné kružnice řetězového kola [19]

 $n_v = 38,63 \text{ ot/min}$

Otáčky válečku

5.2.25. Obvodová síla

$$F_o = \frac{2 \cdot M_s}{D_r}$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 22}{0,07636} = 576,22 \text{ N}$$

Kde: $M_s = 22 \text{ N} \cdot \text{m}$

Specifikovaný kroutící moment výrobcem [6]

5.2.26. Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly

$$F_{OC} = m_{\dot{\gamma}} \cdot v_{\dot{\gamma}}^2$$

$$F_{OC} = 0,9 \cdot 0,15^2 = 0,020 \text{ N}$$

5.2.27. Celková tahová síla

$$F_t = F_o + F_{OC} = 576,22 + 0,020 = 576,24 \text{ N}$$

5.2.28. Kontrola statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} \geq 7$$

$$k_s = \frac{23310}{576,24} = 40$$

40 > 7 → **Vyhovuje**

Kde: k_s Součinitel statické bezpečnosti

5.2.29. Kontrola dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_B}{F_t \cdot Y} \geq 5$$

$$k_D = \frac{23310}{576,24 \cdot 2} = 20$$

20 > 5 → **Vyhovuje**

Kde: k_D Součinitel dynamické bezpečnosti

$Y = 2$ Součinitel rázů (určeno dle tabulky ve zdroji [27])

5.2.30. Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F_t}{S}$$

$$p_p = \frac{576,24}{67,3} = 8,6 \text{ MPa}$$

5.2.31. Kontrola dovoleného tlaku v kloubu řetězu

$$p_d = p_1 \cdot \lambda$$

$$p_d = 30,21 \cdot 0,50 = 15,11 \text{ MPa}$$

Podmínka bezpečnosti: $p_d \geq p_p$

15,11 > 8,6 → **Vyhovuje**

Kde: $p_1 = 30,21 \text{ MPa}$ Směrný tlak v kloubu řetězu (určeno dle tabulky ve zdroji [27])

$\lambda = 0,50$ Součinitel tření

5.2.32. Počet článků řetězu

$$x = 2 \cdot \frac{t}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{t}$$

$$x = 2 \cdot \frac{185}{15,575} + \frac{15 + 15}{2} + \left(\frac{15 - 15}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{15,575}{185} = 38,76 \text{ článku}$$

[27]

Dle výpočtu výše volím sudý počet 38 článků řetězu. („Lichý počet článků volíme výjimečně, neboť je nutno použít redukční článek, který snižuje pevnost řetězu.“ [27])

Kde: $t = 185 \text{ mm}$ Předběžná rozteč válečků

$p = 15,575 \text{ mm}$ Rozteč řetězu

$z_1 = 15$ Počet zubů kola 1

$z_2 = 15$ Počet zubů kola 2

5.2.33. Výpočet výsledné rozteče válečků, odpovídající použitému řetězu

$$t = \frac{p}{8} \left[2x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2x - z_1 - z_2)^2 - F(z_2 - z_1)^2} \right]$$

[27]

Koeficient F zohledňuje převodový poměr mezi koly, pro jeho stanovení je potřeba znát poměr $\frac{x-z_1}{z_2-z_1}$, jelikož v našem případě je převodový poměr 1 tzn. počet zubů kola 1 a kola 2 se rovnají, je koeficient F roven 0.

$$t_f = \frac{15,575}{8} \left[2 \cdot 38 - 15 - 15 + \sqrt{(2 \cdot 38 - 15 - 15)^2 - 0 \cdot (15 - 15)^2} \right] = 179,11 \text{ mm}$$

5.2.34. Délka řetězové smyčky a životnost řetězu

Při provozování řetězového převodu dohází u řetězu k postupnému prodlužování, které je potřeba kompenzovat změnou rozteče ozubených kol, aby byla zaručena jednak účinnost převodu, ale také tichý a klidný chod celé soustavy. Hodnota maximálního prodloužení řetězu je dána normou a je stanovena tak, aby prodloužený řetěz zaručoval bezpečný přenos síly. [27]

Stanovení základní délky řetězu:

$$L_z = x \cdot p = 38 \cdot 15,575 = 591,85 \text{ mm}$$

Prodloužení řetězu zjistíme změřením délky L demontovaného řetězu a dosazením do vzorce níže, případně lze méně přesně měřit řetěz osazený na převodu. [27]

$$\Delta L = L - L_z$$

Maximální prodloužení ΔL řetězu pro všeobecné použití je:

- $\Delta L_{max} = 2\%L_z$ (dle ČSN)
- $\Delta L_{max} = 3\%L_z$ (dle DIN)

[27]

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Pro náš konkrétní případ je maximální prodloužení tedy:

$$\Delta L_{max} = 0,02 \cdot 591,85 = 11,84 \text{ mm}$$

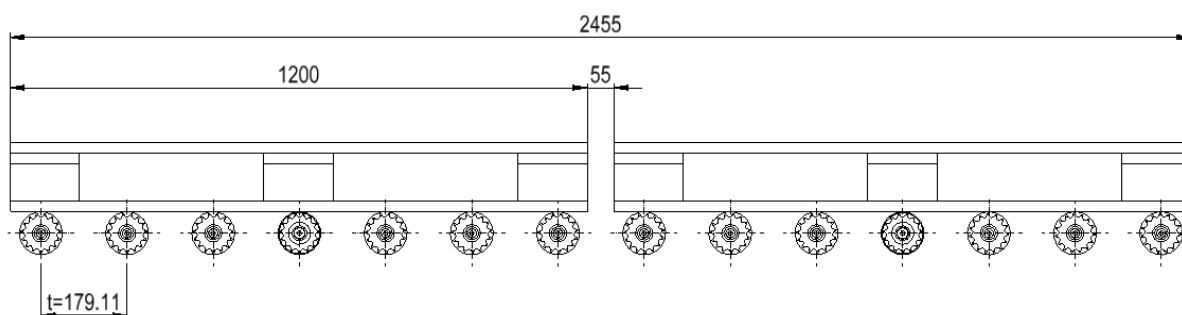
Maximální délka řetězu, při které je potřeba řetěz vyměnit tedy činí:

$$L_{servis} = L_z + \Delta L_{max} = 591,85 + 11,84 = 603,69 \text{ mm}$$

Jelikož jsme zvolili řetězový pohon opásáním, nebude tedy dopravník vybaven systémem napínání řetězů, který by kompenzoval prodloužení řetězu. Řetěz bude kontrolován v určených intervalech a v případě, že dojde k výše specifikovanému hraničnímu prodloužení či dojde k zvýšené hlučnosti soustrojí v souvislosti s prodloužením, musí být příslušná řetězová smyčka vyměněna.

5.2.35. Grafické shrnutí

Po zvážení změny rozteče válečků přistupuji k úpravě rozteče mezi paletami z průvodní $t_p = 100 \text{ mm}$ na $t_p = 55 \text{ mm}$. Touto úpravou dosáhneme lepšího rozložení válečků pod paletou při zastavení palety na konci trati či v akumulacní zóně.

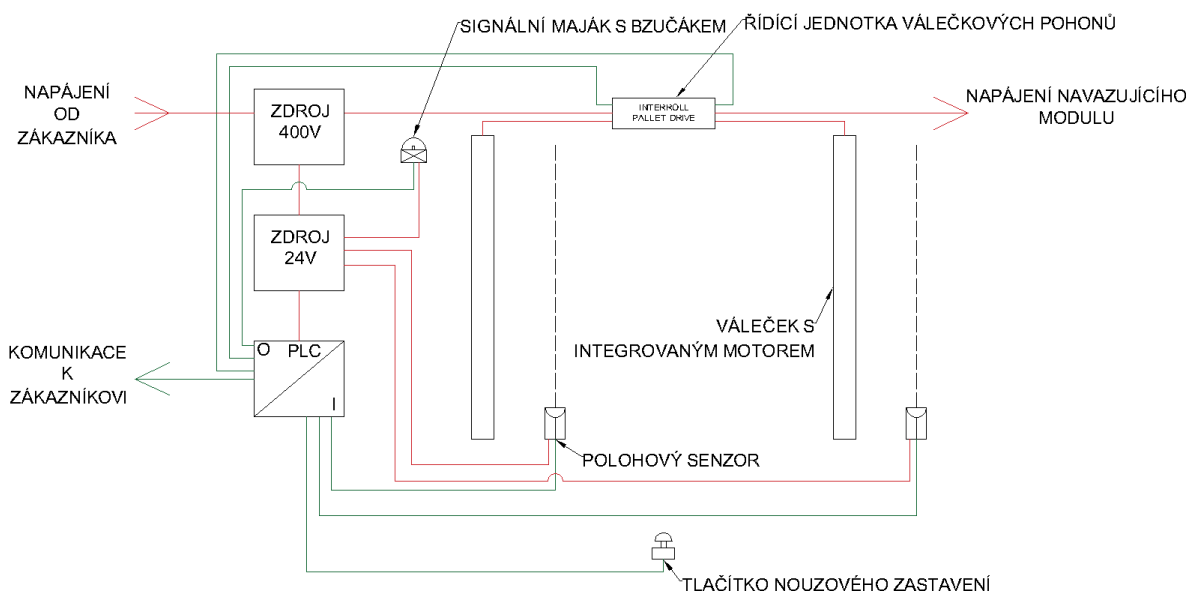


Obr. 25 Grafické shrnutí rozložení válečků pod paletami

6. Řízení paletového dopravníku

Pro spolehlivý a bezobslužný provoz dopravníku je jedním ze zásadních kroků kvalitní návrh řízení a komponent k tomu potřebných. Konečná logika řízení celé dopravníkové tratě a použité komponenty přímo závisí na požadavcích koncového zákazníka. V této části se budu věnovat základním principům a funkcím, které musí dopravník zajišťovat v jakékoli konfiguraci.

Základní schéma napájení a řízení dopravníkového modulu:



Obr. 26 Schéma napájení a řízení dopravníku

6.1. Zdroj

Pro úspěšné provozování válečkového dopravníku poháněného elektromotorem je bezpochyby naprosto zásadní zajistit vhodný zdroj napájení. Jak můžeme vidět na obrázku 26, pro napájení našeho dopravníku potřebujeme zajistit dva napěťové zdroje: 400 V a 24 V.

Napájení 400 V je poskytnuto zákazníkem z jeho rozvodné sítě. V rozvaděči zdroje je pak nutné osadit vhodné jištění a síťové ochrany odpovídající národním standardům. Okruh napětí 400 V slouží k napájení samotných pohonů integrovaných ve válečcích a také napájení napěťového transformátoru, pomocí kterého převedeme napětí 400 V na 24 V. Hlavní napájecí rozvaděč musí také obsahovat centrální vypínač.

Okruh 24 V zajišťuje napájení všech podpůrných systémů a komponent jako jsou: čidla, tlačítko nouzového zastavení, maják a v neposlední řadě také PLC.

6.2. PLC

PLC neboli Programmable Logic Controller (programovatelný logický automat) je mozkiem celého systému dopravníkové trati. PLC slouží k řízení dopravníku dle naprogramované logiky, vyhodnocování údajů z čidel, ovládacích prvků a v neposlední řadě také zajišťuje obousměrnou komunikaci do nadřazeného systému zákazníka.

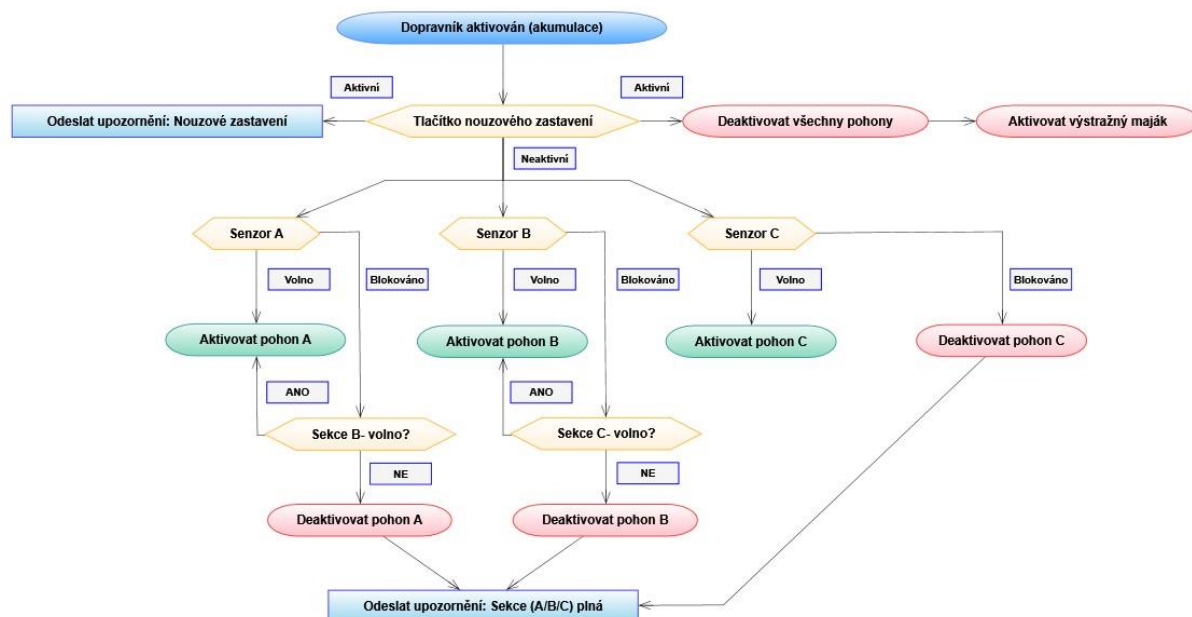
Z obrázku 26 vyplývá, že do PLC jsou zapojeny: fotoelektrické senzory, tlačítko nouzového zastavení, signální maják a řídicí jednotka válečkových pohonů.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Jelikož PLC je univerzální řídicí automat, je zcela nezbytné naprogramovat logické funkce, dle kterých bude systém řízen. Pro rychlou orientaci a zadání je vhodné zaznamenat si zjednodušenou funkci nejdříve do vývojového diagramu a poté tuto logiku naprogramovat do PLC pomocí příslušných programů a nástrojů dle typu a výrobce.

Na obrázku 27 jsme uvedli příklad logiky ovládání pohonů pro dopravník o třech sekcích, kde sekce A je místo nakládky a sekce C je místo určení. Takto specifikovaný dopravník obsahuje akumulační funkci v celé své délce. V momentě, kdy první paleta dorazí do poslední sekce, je tato sekce zastavena a následující paleta bude dopravena pouze do předcházející volné sekce. Zároveň můžeme vidět nadřazenou logiku tlačítka nouzového zastavení. Při programování do PLC by bylo zapotřebí zahrnout i další pokročilé podmínky a parametry, například chování při aktivaci tepelné ochrany pohonu, chyby pohonu, zpoždění aktivace či deaktivace pohonu, předávání informací o stavu pohonů a čidel do nadřazeného zákaznického systému atd.



Obr. 27 Vývojový diagram logiky ovládání dopravníku o třech sekcích s funkcí akumulace

6.3. Řídicí jednotka poháněných válečků

Řídicí jednotka (dále jen ŘJ) Interroll Pallet Control slouží jako komunikační brána mezi PLC a samotnými pohony, a také jako svorkovnice napájení. Jedna jednotka může obsluhovat až dva poháněné válečky.

PLC je zapojeno do ŘJ a dává příkazy pro aktivaci či deaktivaci pohonů. ŘJ je následně zpracovává, předává na pohony a zajišťuje zpětnou komunikaci těchto parametrů:

- Aktivace tepelné ochrany
- Kontrola přepětí
- Chybové kódy
- Počítadlo provozních hodin

Pomocí ŘJ lze nastavit také parametry jako:

- Soft start a soft stop – rozjetí / zastavení válečku pomocí sníženého krouťacího momentu
- Délka dráhy zastavení palety
- Aktivace elektromagnetické brzdy

[28]

6.4. Senzor polohy

Pro řízení dopravníku je klíčové znát polohu přepravované palety. Pro zjištění polohy palety v průběhu přepravy můžeme využít některé z dostupných čidel na trhu.

6.4.1. RFID

Z anglického Radio Frequency IDentification (Identifikace na rádiové frekvenci). RFID systém se sestává z čtečky a štítku tzv. tagu. Štítek z pravidla obsahuje čip nesoucí informaci a anténu pro komunikaci se čtečkou. [29] Štítky se provádí ve dvou základních provedeních:

- a) Aktivní
- b) Pasivní

Aktivní štítek obsahuje baterii, která štítek napájí a ten může aktivně vysílat signál. Díky tomu dosahují aktivní štítky dlouhé čtecí vzdálenosti a také lze do štítku integrovat snímače okolí jako např. snímač teploty, otřesů atd. [30]

Pasivní štítek je napájen energií elektromagnetického pole vysílaného čtečkou. Čtecí vzdálenost je podstatně kratší a štítek může vysílat pouze při styku s čtečkou. [29]

Pomocí RFID technologie lze identifikovat zcela konkrétní palety a získat tak přehled o tom, jaké zboží je přepravováno či při jakých podmínkách. Proto je tato technologie vhodná pro přepravu a třídění různých materiálů či výrobků. Je však nutné, aby byla každá jednotlivá paleta označena vlastním štítkem.

6.4.2. Optický (Fotoelektrický)

Optická čidla využívají principů šíření a odrazu světla. Z pohledu principu měření vzdálenosti rozlišujeme tři základní typy:

- a) Reflexní
- b) Jednocestná závora
- c) Difuzní

Reflexní sensor obsahuje vysílač i přijímač. Paprsek světla vyslaný od vysílače se odráží pomocí určené odrazky a odražený paprsek je zachycen přijímačem. Pokud mezi snímač a odrazku vložíme přepravovaný předmět, paprsek nedorazí k přijímači a čidlo detekuje objekt. [31]

Jednocestná závora má vysílač i přijímač oddělený a instalují se proti sobě. V tomto případě detekujeme přerušeni paprsku projíždějícím předmětem. [32]

Difuzní čidlo obsahuje také přijímač a vysílač, ale na rozdíl od reflexního snímače není zapotřebí instalovat odrazku, jelikož čidlo detekuje paprsek odražený přímo od předmětu. Nevýhodou je detekce na kratší vzdálenosti, která je také ovlivněna vlastní odrazivostí detekovaného povrchu. [33]

Jako vysílače se v dnešní době používají buď LED diody nebo laserové diody. Jako přijímače pak slouží fotodiody, fototranzistory nebo liniový optoelektronický prvek – PSD. [34]

6.4.3. Ultrazvukový

Detekce pomocí ultra zvuku je principiálně podobná optickým čidlům. Na místo vlastností světelných paprsků využíváme vlastnosti a odrazivost zvukových vln, konkrétně ultrazvuku.

Samotné čidlo tvoří piezokeramický měnič s budíci a přijímacími obvody. Přivedením napětí generujeme ultrazvuk, který se po odražení od sledovaného předmětu vrátí k čidlu, které ho detekuje. Detekovaný předmět musí být k čidlu vždy kolmo. [34]

6.4.4. Indukční

Pomocí indukčního snímače můžeme identifikovat přítomnost a vzdálenost objektu od snímače. Cívka s oscilátorem vysílá do okolí el. magnetické vlny. Při přiblížení objektu k čidlu dojde k utlumení oscilací, které následně čidlo vyhodnotí a předá informaci dále do ŘS. [35]

Zásadní nevýhodou v našem případě je, že se musí jednat o elektricky vodivý materiál, což paleta není. Museli bychom tak každou paletu osadit např. kovovým štítkem, který by byl již pomocí indukčního snímače identifikovatelný.

6.4.5. Kapacitní

Kapacitní snímače jsou podobné snímačům indukčním, avšak detekce se neomezuje pouze na vodivé materiály, ale i materiály nevodivé.

Principiálně se jedná o dvojici elektrod, které vytvářejí otevřený kondenzátor. Dostane-li se měřený předmět do oblasti elektrostatického pole snímače dojde ke snížení kapacity, což vyhodnotí obvody ve snímači, který pak následně předá informace dál do řídicího systému. [36; 37]

Jako senzory polohy palet volím **optický difuzní sensor XUK8TAKSMM12** od výrobce Telemecanique Sensors.

6.5. Tlačítko nouzového zastavení

Tlačítko nouzového zastavení slouží k rychlému kompletnímu zastavení dopravníku v případě potencionálně nebezpečné situace. Tlačítko musí být umístěno na přístupném a přehledném místě. Pokud obsluha dopravníku vyhodnotí nějakou situaci jako nebezpečnou a vyžadující zastavení dopravníku, stlačí tlačítko nouzového zastavení, tím zastaví provoz a pak může podniknout potřebné kroky k odstranění příčiny nebezpečí. Deaktivací (vrácení tlačítka do původní polohy) dojde k opětovnému rozběhnutí dopravníku.

Abychom předešli nebo minimalizovali škody na zdraví i majetku, umístíme tlačítka nouzového zastavení pokud možno rovnoměrně a hustě rozmístěné po celé délce trati tak, aby potřebná vzdálenost, kterou musí obsluha překonat pro aktivaci nouzového zastavení byla co nejmenší a reakční čas tedy mohl být co nejkratší.

Pro dopravník volím nouzové tlačítko XALK188E od firmy Schneider Electric. Toto tlačítko lze odblokovat pouze klíčem pro odblokování. Pokud tedy dojde k sepnutí tlačítka, nemůže dojít k tomu, že by ho například jiný pracovník nevědomky odblokoval i přes to, že hrozba ještě nebyla zcela odstraněna. Odblokovací klíč by měla mít pouze zodpovědná osoba, která bude mít za povinnost před odblokováním řádně prověřit bezpečnost situace.



Obr. 28 Nouzové tlačítko XALK188E [38]

6.6. Signální maják

Dle výše zmíněné logiky řízení má signální maják za účel upozornit obsluhu na problém či závadu na trati. Maják musí být umístěn na viditelném místě. Pro zvýšenou bezpečnost je vhodné osadit maják s integrovaným bzučákem, který kromě vizuálního upozornění zajistí i upozornění akustické.

Volím rotační maják XVR12B04S s integrovaným bzučákem a červenou barvou od firmy Schneider Electric.



Obr. 29 Maják XVR12B04S [39]

7. Konstrukce rámu rovinného modulu válečkového dopravníku EPAL

Jak již bylo zmíněno v teoretické části práce, jeden ze základních a nejdůležitějších konstrukčních celků válečkového dopravníku je jeho rám. V této kapitole se budu věnovat jednotlivým prvkům rámu dopravníku a jejich funkčním vlastnostem.

7.1. Tvar a materiál hlavního nosníku

Hlavní nosníky válečkové tratě lze realizovat buď ze standardizovaných válcových profilů, stavebnicových systémů či výrobou individuálního plechového profilu.

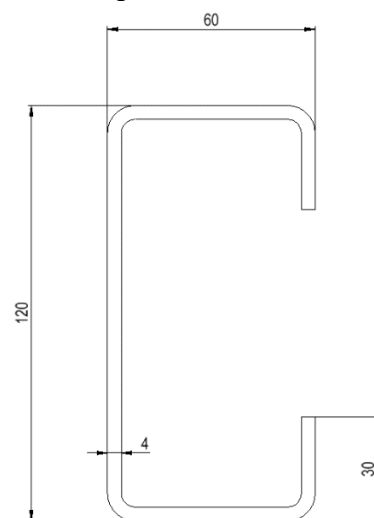
Po zvážení varianty s válcovaným profilem jsme přistoupili k řešení pomocí výroby plechového ohýbaného nosníku vlastní konstrukce. Nosník je vyhotoven v tvaru průřezu „C“ a rozměru 120 x 60 mm s tloušťkou stěny 4 mm. Oproti válcovanému profilu má toto řešení několik výhod:

7.1.1. Váha

Ohýbaný profil je oproti válcovanému profilu „U“ lehčí zhruba o 35 %.

7.1.2. Výroba a montáž

Ohýbaný profil bude vyroben pomocí laserového vypalování z plechu a následně ohýbán pro získání finálního tvaru. Výkres nosníku tedy můžeme opatřit prakticky veškerými otvory potřebnými pro montáž a vyhotovit je při vypalování rozvinu z tabule plechu. Celou výrobu nosníku tak můžeme outsourcovat do kooperace a zaměřit se pouze na sestavení samotné tratě.



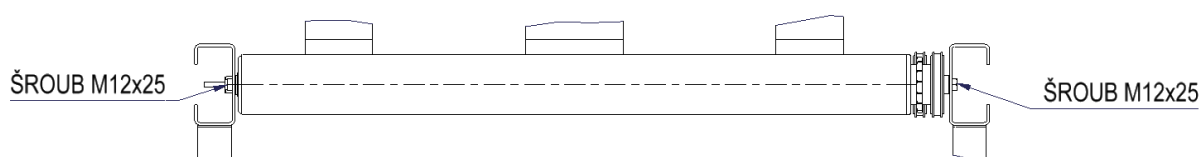
Obr. 30 Průřez nosníku

7.1.3. Vedení kabeláže

Díky zvolenému tvaru „C“ můžeme uvnitř nosníku vést kabeláž od čidel, pohonů atd. bez nutnosti osazení dalších přídavných kabelových žlabů atd. Skrze otevřenou bočnici profilu máme prostor pro instalaci kabelů, které poté můžeme vést v kabelových svorkách instalovaných na dno profilu. Otevřený konec poté můžeme pro ochranu vodičů či zvýšení estetické hodnoty zakrýt pomocí odnímatelné plechové či plastové krytky.

7.1.4. Instalace válečků

Pro instalaci jednotlivých válečků bez integrovaného pohonu jsou do nosníku vyhotoveny díry s roztečí t_f a tolerancí výroby 0/-0,7 mm. Válečky jsou poté s nosníkem spojeny z obou stran pomocí šroubů M12x25 (8.8).



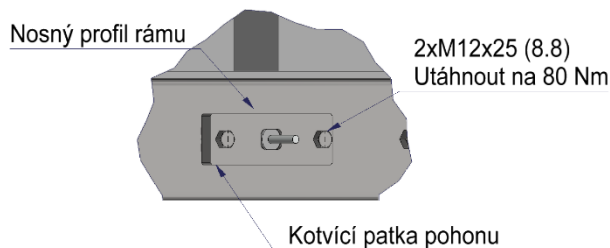
Obr. 31 Instalace poháněných válečků

Válečky s integrovaným pohonem jsou instalovány obdobně. Strana s pohonnou hlavou je připevněna taktéž pomocí šroubu M12x25 (8.8), ale opačná strana (kabelová) je připevněna

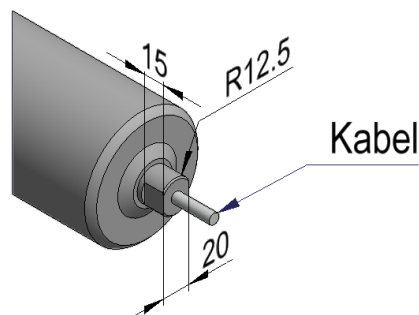
Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

pomocí kotvící patky a tvarového styku mezi patkou a ukončením válečku dle pokynů výrobce. Uložení mezi patkou a oválnou kabelovou koncovkou je zapotřebí vyhotovit s přesností na setiny milimetru. [25] Pro výrobu kotvící patky je tedy zapotřebí zvolit vhodnou technologii, např. výrobu na CNC frézce.



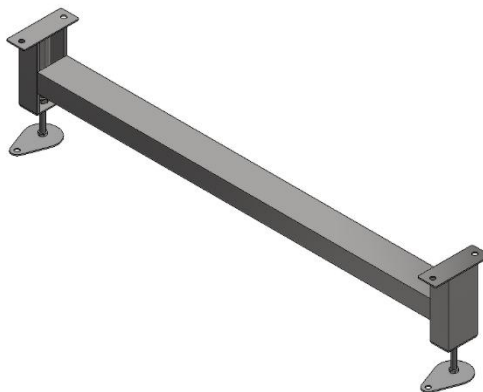
Obr. 32 kotvící patka a instalace pohonu



Obr. 33 Detail zakončení pohonného válečku

7.2. Podpěry rám

Hlavní rám podpěr je zhotoven z válcovaného profilu UPE 80, dle DIN1026-2. Jedná se o dvojici levé a pravé nohy navzájem propojené příčnickem z téhož profilu, pro zvýšení tuhosti a stability dopravníku. Podpěry jsou k nosníkům připevněny pomocí šroubových spojů M12. Na jeden modul (2,5 m) připadají 3 ks podpěr.



Obr. 34 Podpěra rámu

7.2.1. Stavitelnost výšky

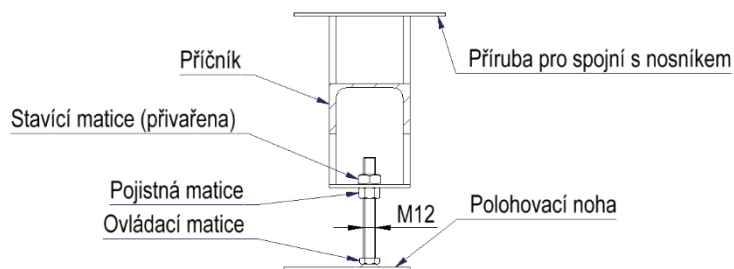
Podpěry jsou zakončeny polohovacími nohama, GN 45-80-M12-100-D0-SK od výrobce ELESA+GANter. Základna nohy je kapkovitého tvaru a umožňuje kotvení do podlahy. Polohovací nohy slouží jednak k nastavení ideální výšky dle preferencí zákazníka a jednak k vyrovnání nerovností podlahy, pro zajištění vodorovné instalace dopravníku.

Výška rámu je nastavitelná v intervalu: 300 až 377 mm.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

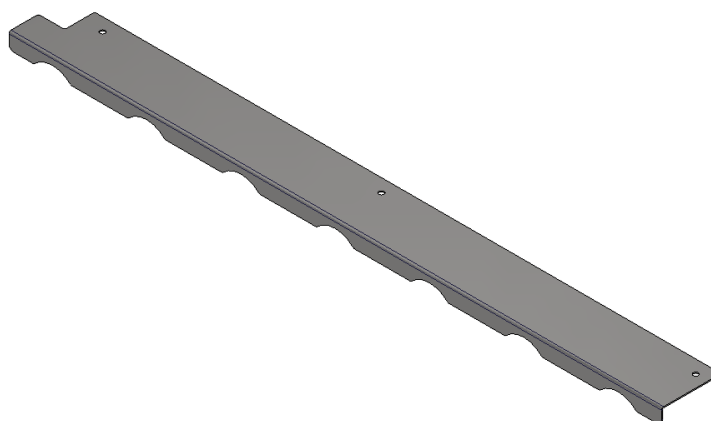
Při požadavku na jiný interval lze snadno upravit délku UPE či zvolit jinou výšku polohovací nohy.



Obr. 35 Detail stavitelné nohy

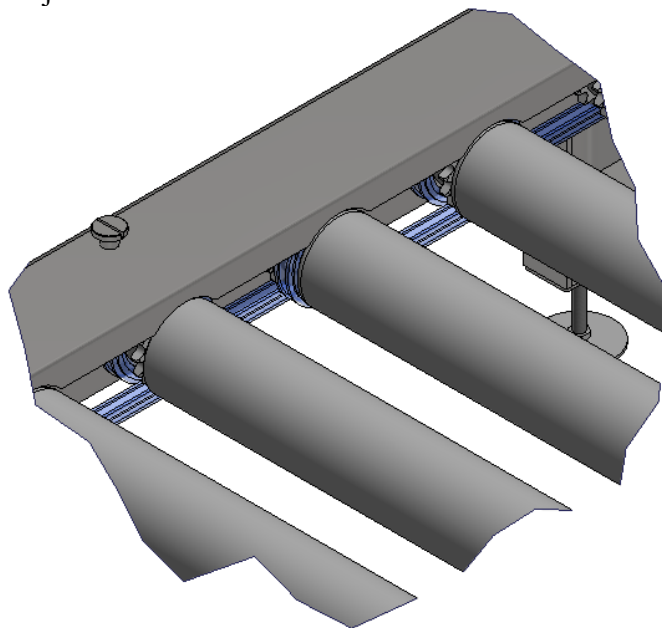
7.3. Zakrytování řetězových převodů

Při provozu je pohonné ústrojí válečků potenciálně nebezpečné a při nechtěném styku soustrojí by mohlo dojít ke zranění obsluhy. Taktéž by mohlo dojít k vniknutí cizího předmětu, což by mohlo vést jednak k poškození dopravníků a také ke zranění osob nacházejících se v blízkosti dopravníku. Z těchto důvodů je vhodné toto pohonné ústrojí vybavit ochranným krytem, který potenciální riziko eliminuje.



Obr. 36 Kryt řetězu

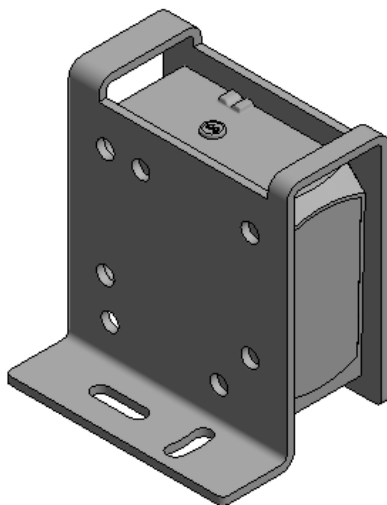
Kryt zakrývá jak horní část řetězového ústrojí, tak i boční část válečků. Montáž je zajištěna pomocí trojice šroubů. Pro usnadnění demontáže při servisním úkonu můžeme využít speciální šrouby, které lze povolit/utáhnout bez nutnosti dalších nástrojů (např. šroub s rýhovanou hlavou dle DIN 464). Délka krytu odpovídá jedné sekci tratě, tj. 7 válečků. Na konci krytu je vyhotoveno vyříznutí pro fotoelektrické čidlo, aby bylo možné provést servisní úkon bez nutnosti demontáže čidla. Všechny hrany krytu jsou zaobleny, abychom předešli možnému úrazu při manipulaci.



Obr. 37 Detail osazeného krytu řetězu

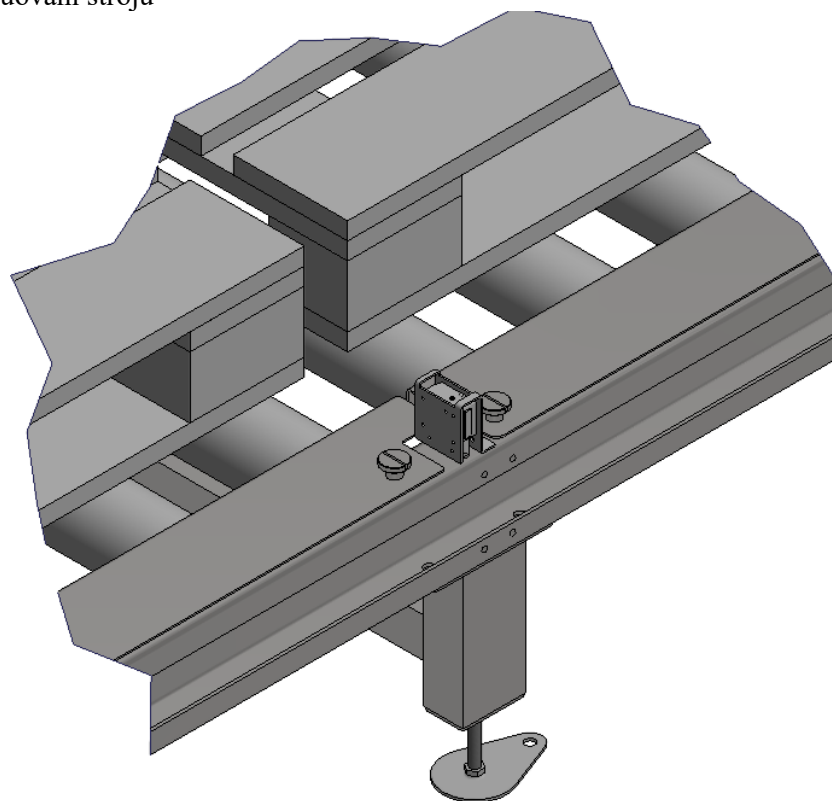
7.4. Fotoelektrická čidla

Pro montáž čidel využijeme originálního příslušenství, a to ochranného montážního držáku XUZASK001. Čidla jsou osazena na koncových polohách zastavených palet. Přesný bod detekce projíždějící palety lze upravit pomocí povolení držáku a natočení polohy čidla.



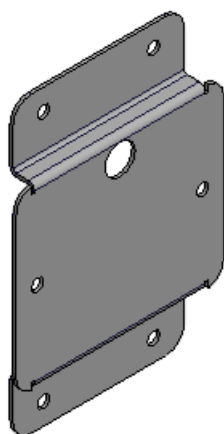
Obr. 38 Fotoelektrické čidlo v ochranném držáku

Pro montáž čidla jsou v nosníku vyhotoveny jak otvory pro instalaci samotného držáku čidla, tak otvor pro protažení kabeláže čidlo do vnitřku nosníku.

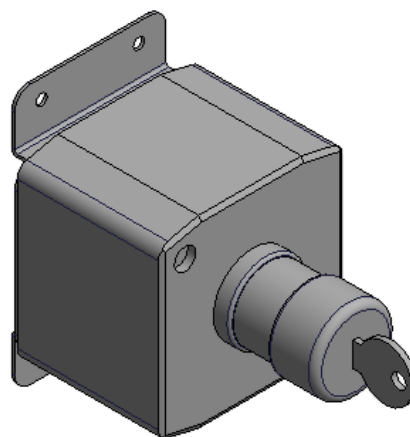


7.5. Tlačítko nouzového zastavení

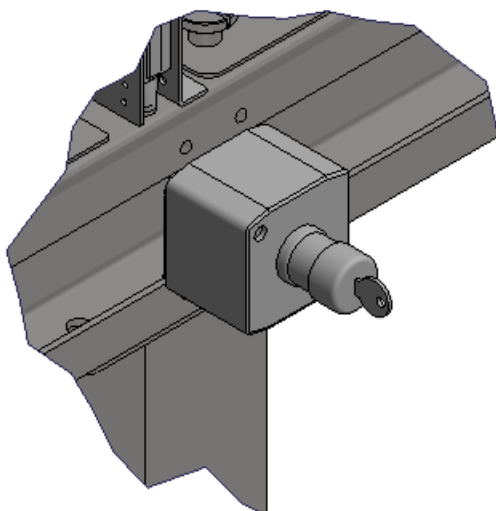
Tlačítko nouzového zastavení je nainstalováno uprostřed modulu dopravníku. Jeho poloha a četnost na jednotlivých modulech může být snadno upravena na přání zákazníka. Tlačítko je na modul nainstalováno pomocí speciálního plechového držáku, na který si nejdříve nainstalujeme samotné tlačítko s kabelem a následně vložíme na určenou pozici na nosníku. Držák je následně přinýtován k nosníku.



Obr. 39 Držák tlačítka nouzového zastavení



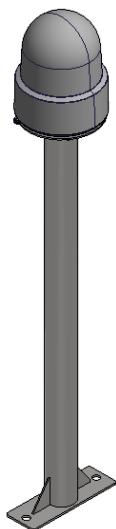
Obr. 40 Tlačítko nouzového zastavení instalované na držáku



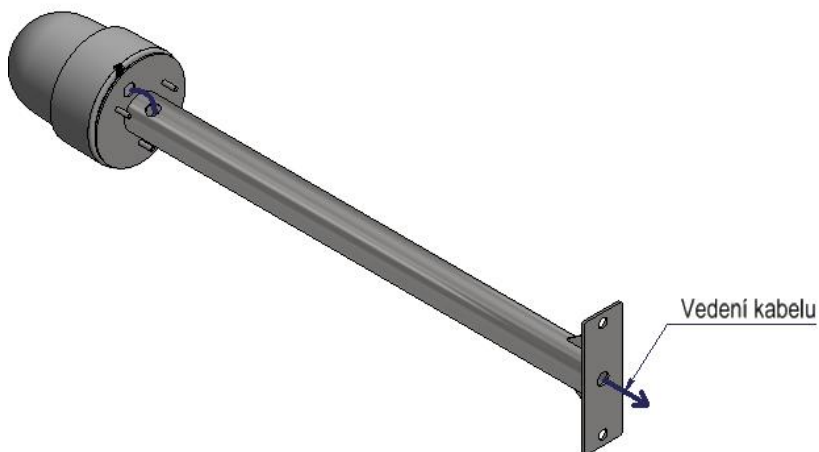
Obr. 41 Tlačítko nouzového zastavení osazené na dopravníku

7.6. Výstražný maják

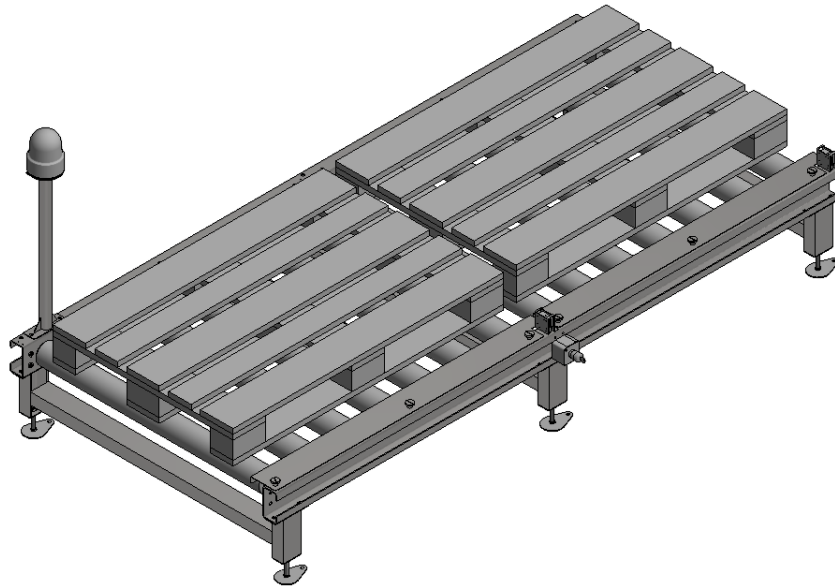
Maják indikující poruchu nebo nouzovou situaci je umístěn na podstavci, který jej podpírá a vynáší nad přepravovaný materiál tak, aby byl zřetelně viditelný. Napájecí a ovládací kabeláž je vedena vnitřkem prodlužovací trubky a ústí uvnitř nosníku. Umístění a počet na modulu lze upravit dle konkrétní situace. Je důležité, aby byl maják viditelný ze všech míst, kde se nachází pracovníci.



Obr. 42 Výstražný maják



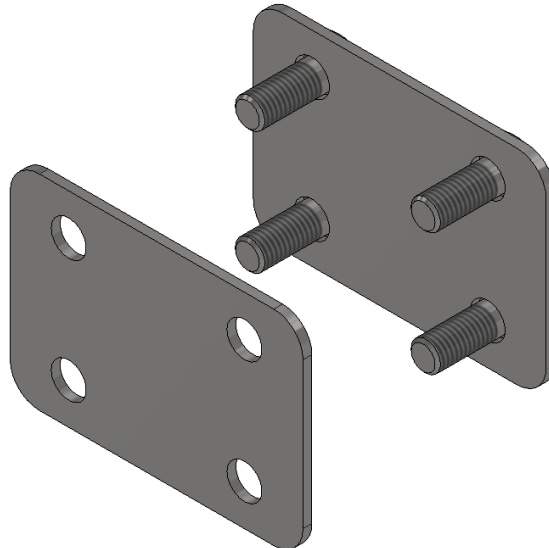
Obr. 43 Vedení kabeláže od výstražného majáku



Obr. 44 Umístění majáku na modulu dopravníku

7.7. Spojování modulů/ nosníků

Spojka modulů slouží pro spojení dvou a více modulů navazujících na sebe. Pro napojení potřebujeme dvě spojky (levý a pravý nosník). Spojka je realizována jako sestava základového plechu a plechu přitlačného. Základový plech je osazen čtyřmi přivařenými šrouby M10, což zajišťuje jednoduchost spoje a krátký čas potřebný pro instalaci. Hlavní nosník dopravníku je vybaven dvojicí otvorů na obou koncích, skrz které spojku aplikujeme.



Obr. 45 Spojka modulů

7.8. Pevnostní analýza rámu

Pro ověření statické tuhosti a vhodnosti návrhu jsem provedl pevnostní analýzu metodou MKP (metoda konečných prvků) na 3D modelu modulu v programu Autodesk Inventor.

Pro urychlení a zjednodušení prováděných výpočtů je nejdříve vhodné co nejvíce zjednodušit 3D model, na kterém budeme zatížení simulovat. Jde zejména o odstranění všech přebytečných dílů a tvarových prvků, které nemají na samotný výsledek vliv, případně mají vliv minimální.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

Pro zefektivnění simulace jsem si vytvořil samostatnou odvozenou sestavu, kterou jsem upravil následujícím způsobem:

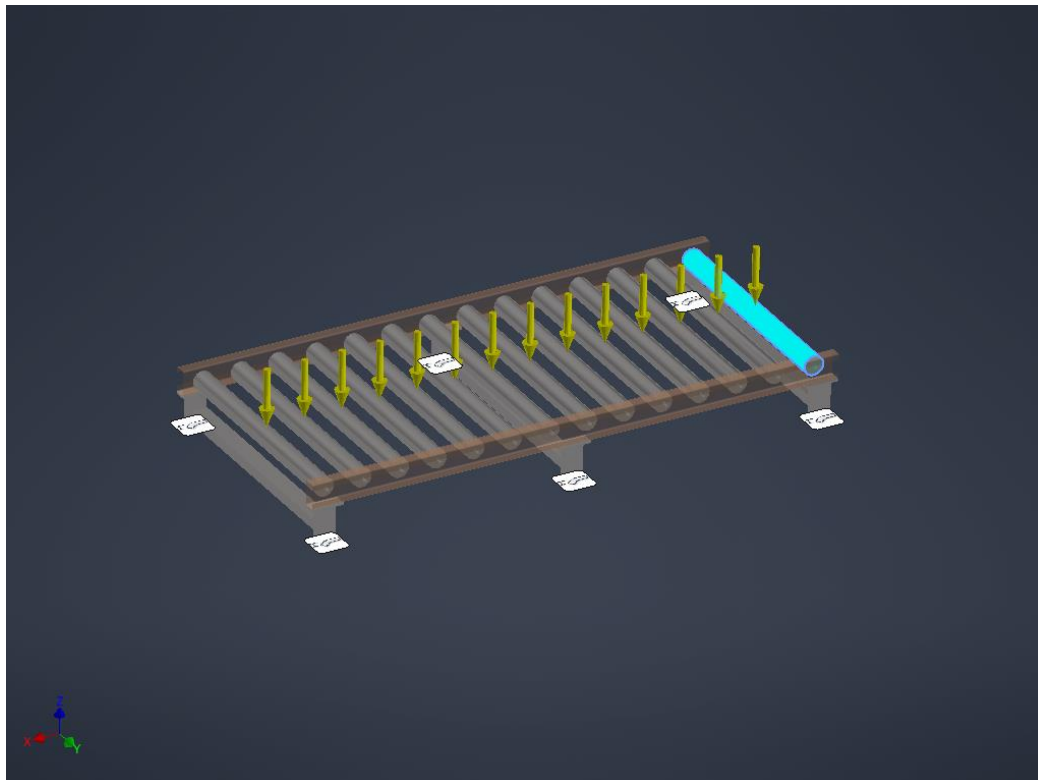
7.8.1. Úprava modelu před simulací

- Odstranění krytů, čidel, tlačítek, majáku a přidruženého spojovacího materiálu ze sestavy
- Odstranění stavitelných noh podpěr
- Vytvoření zjednodušeného modelu válečku (bez řetězových kol s čepy reprezentujícími šroubové spoje) a nahrazení původních válečků
- Odstranění přebytečných otvorů v nosníku. (Ponechány pouze otvory pro aplikaci válečků)

V momentě, kdy máme model zjednodušený, přecházíme k nastavení počátečních podmínek samotné simulace.

7.8.2. Nastavení simulace

- Zkontrolovat a případně dodefinovat materiály použitých dílů
- Nastavení vazeb modelu
 - o Pevná vazba aplikována na spodní plochy podpěr
- Definování zatížení modelu:
 - o Zatížení od palet nahrazují osamělými silami působícími samostatně na každý váleček modulu
 - o Velikost zatěžovacích sil stanovena na 1682 N (maximální zadané zatížení palety rovnoměrně rozděleno na jednotlivé válečky)
- Vytvoření a kontrola automatických doteků jednotlivých součástí modelu
 - o Případná ruční oprava
- Vygenerování sítě
- Spuštění simulace

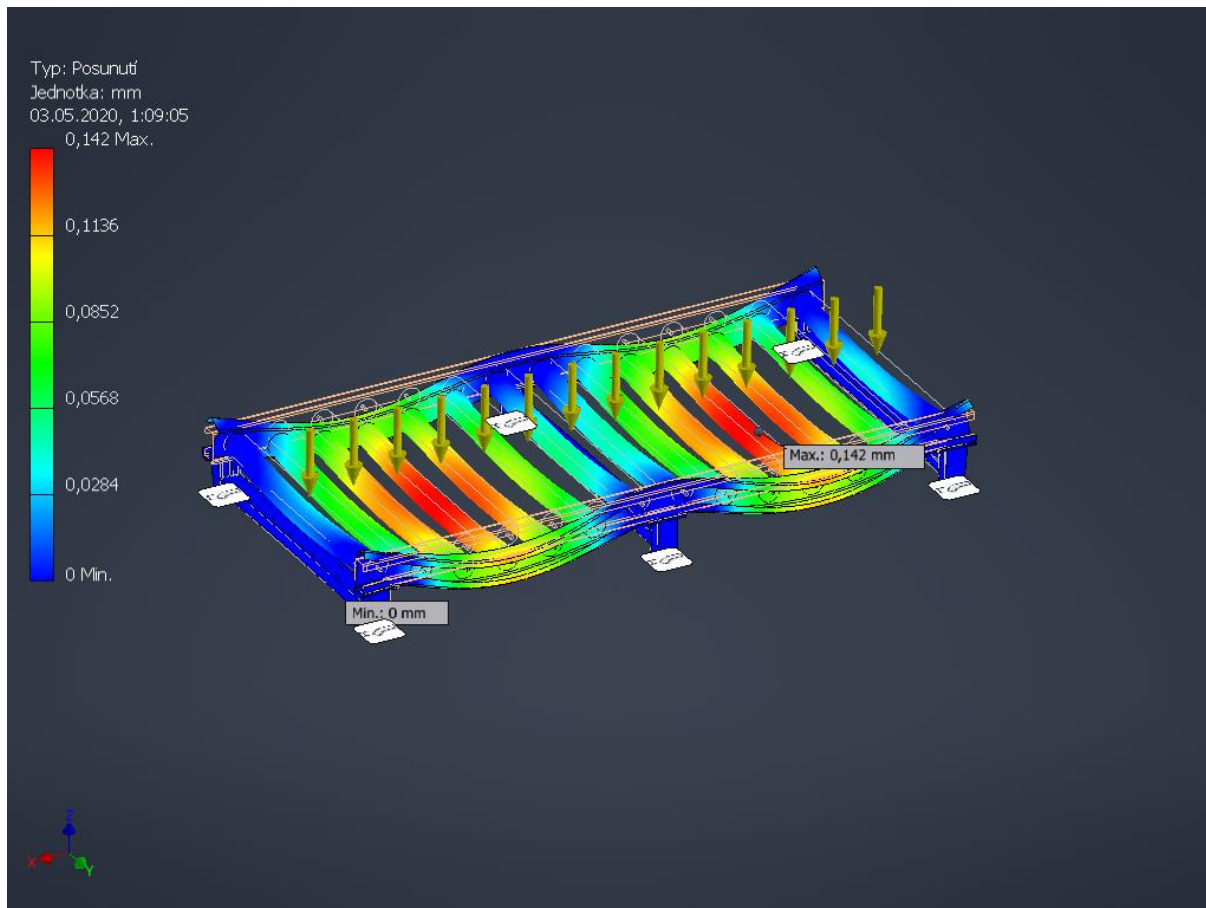


Obr. 46 MKP analýza – zatížení a vazby

7.8.3. Výsledek analýzy

Při kontrole výsledků se zaměřujeme na tři hlavní parametry: Posunutí, Napětí von Mises a součinitel bezpečnosti.

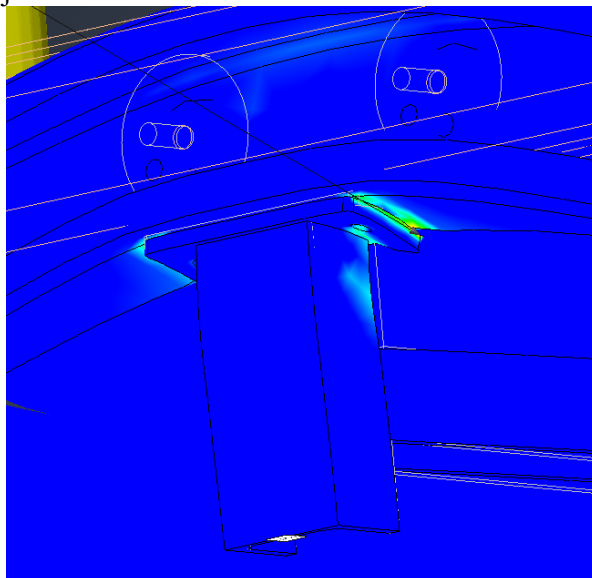
Posunutí: maximální hodnota posunutí je 0,142 mm což značí, že průhyb konstrukce od zatížení je minimální a konstrukci tedy můžeme považovat za tuhou.



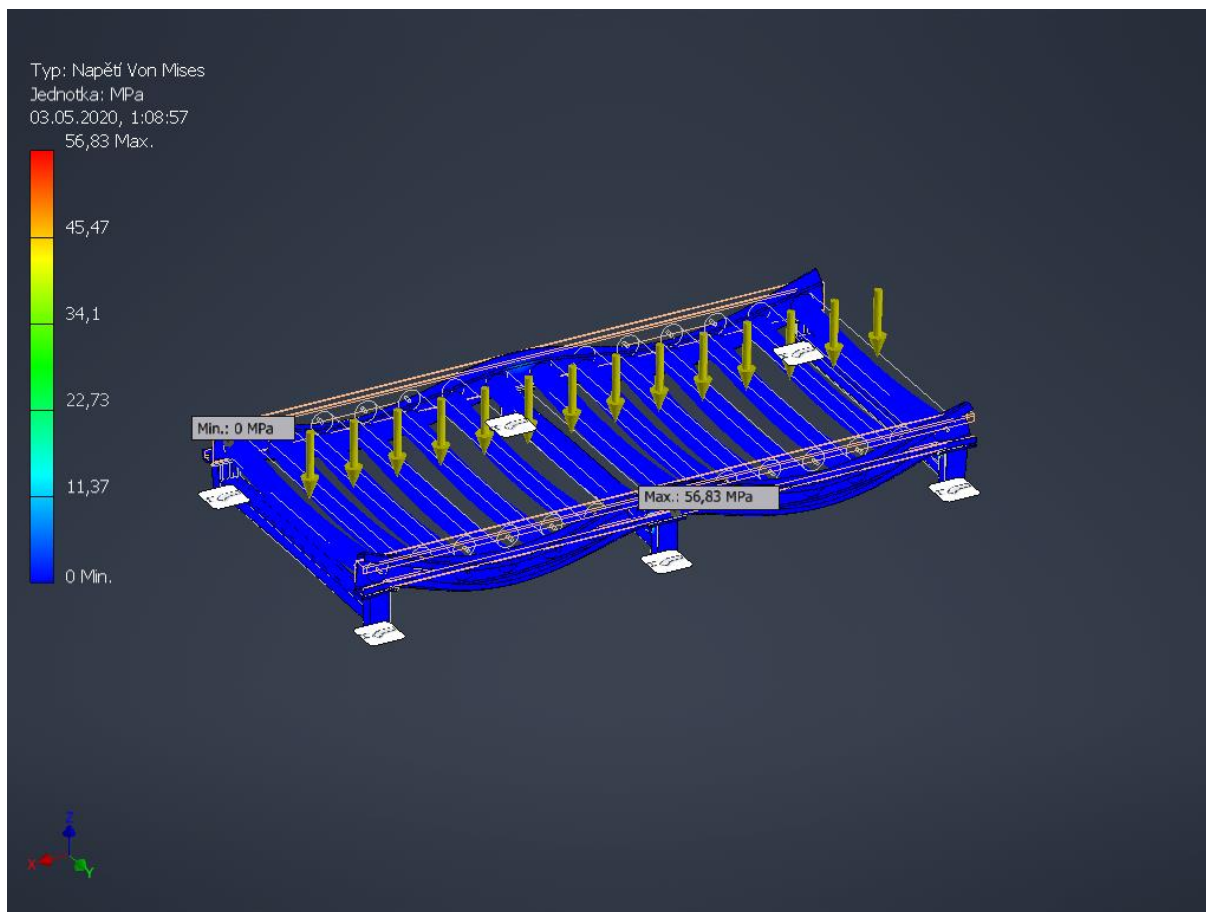
Obr. 47 Pevnostní analýza – posunutí

Napětí von Mises:

Maximální hodnota napětí vyskytující se v konstrukci je na úrovni 56,83 MPa. Největší napětí vzniká na dotykové ploše nosníku a podpěr, zejména u podpěry ve střední části modulu.



Obr. 48 Detail napětí von Mises na střední podpěře



Obr. 49 Napětí von Mises na modulu

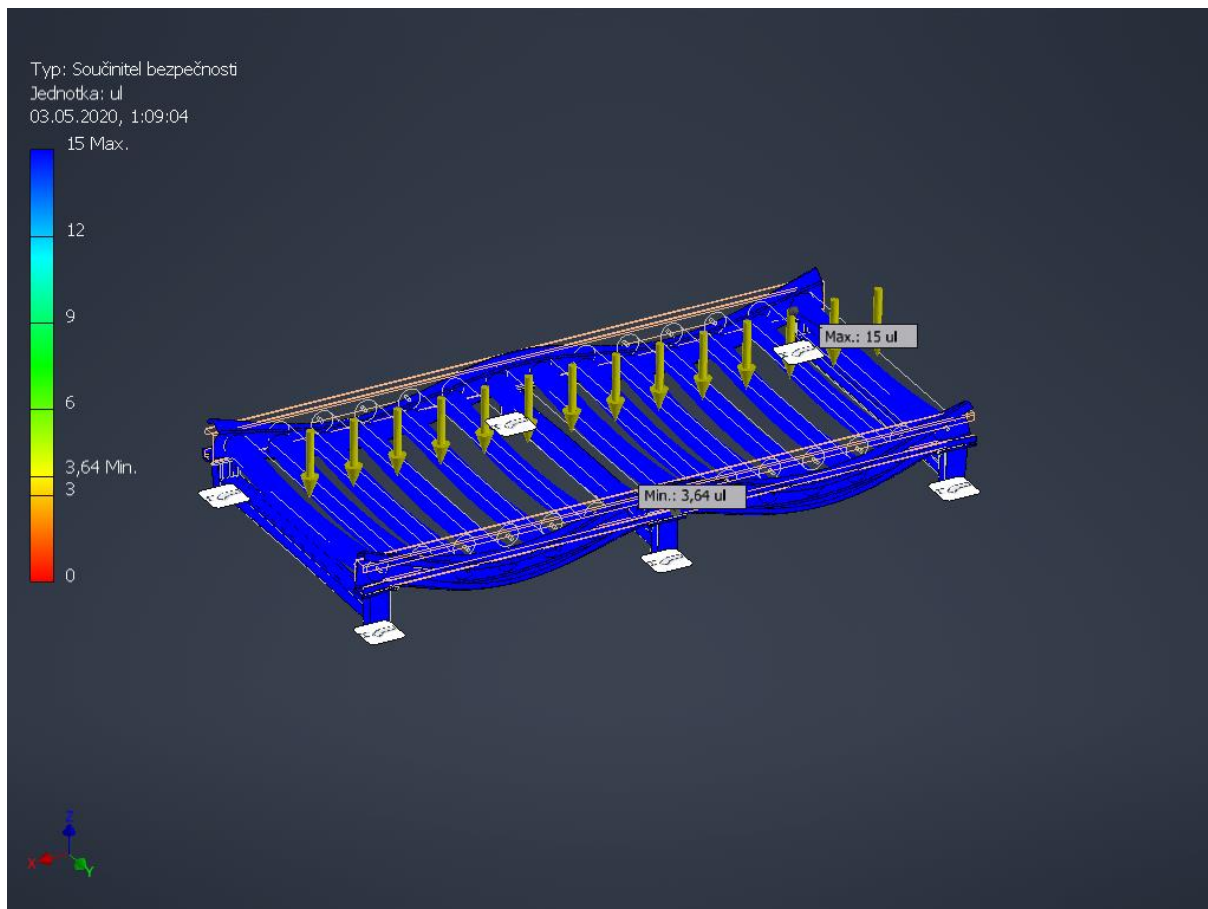
Součinitel bezpečnosti:

Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti vztahující se k pevnostním parametrům materiálu definovaného při nastavování simulace je 3,64. Což lze považovat za bezpečné, a tedy napětí vzniklé zatížením modulu je v bezpečných mezích. Pro případné zlepšení minimálního koef. bezpečnosti bychom mohli zesílit spojovací patku mezi nosníkem a podpěrou, čímž bychom

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

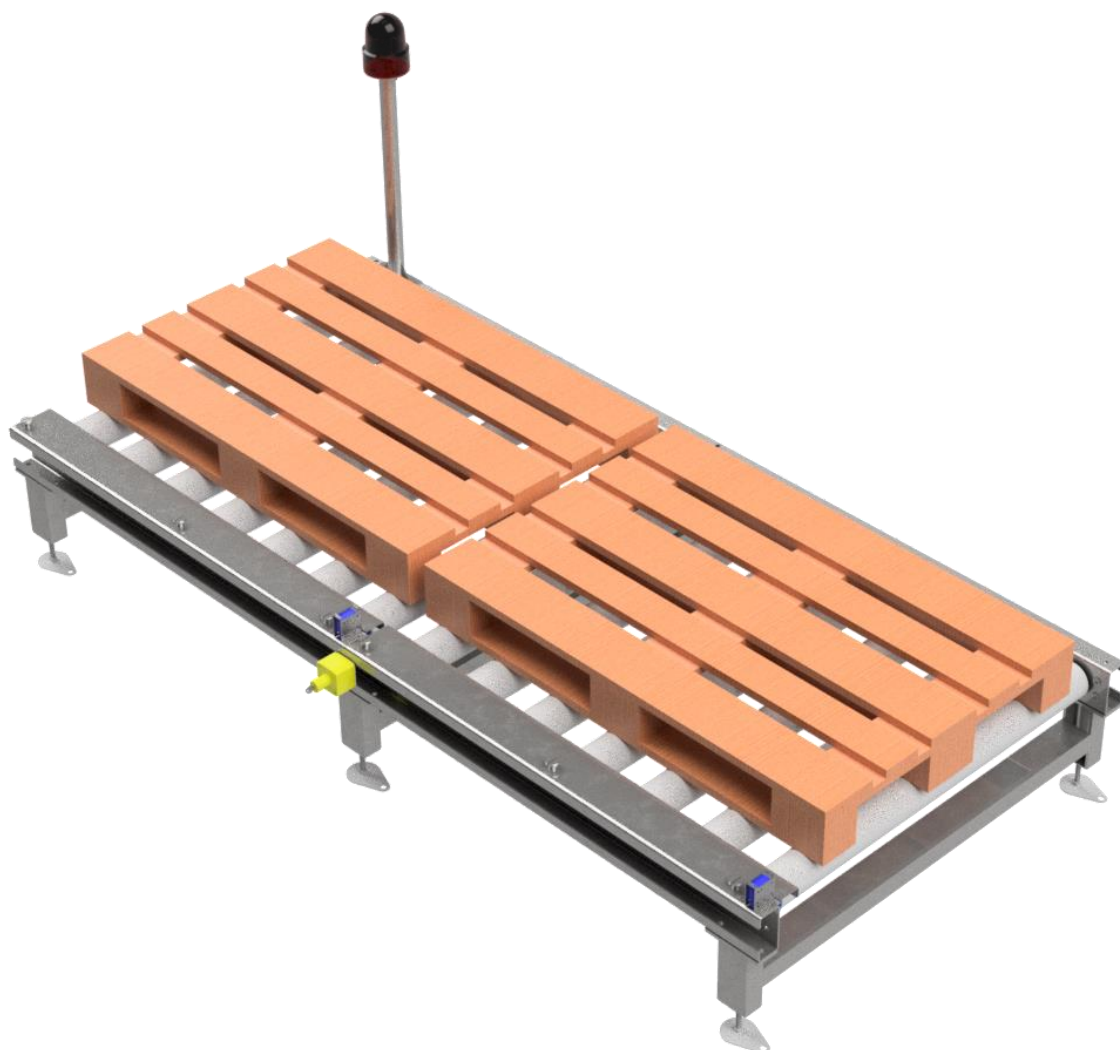
zvýšili tuhost, popřípadě bychom mohli osadit trojúhelníková žebra, která by také tuhost podpořili.



Obr. 50 Pevnostní analýza – koeficient bezpečnosti

Z pevnostního hlediska rám modulu **vyhovuje**.

8. 3D model rovinného modulu válečkového dopravníku



Obr. 51 Vizualizace rovinného modulu válečkového dopravníku palet

Přílohou této práce je 3D model ve formátu 3D PDF. Viz příloha 1.

9. Závěr

Hlavním cílem této práce bylo vytvořit návrh rovinného modulu dopravníku Euro palet, včetně vytvoření 3D modelu a návrhu logiky řízení, při přihlédnutí k požadavkům trhu a využitelnosti v praxi.

V úvodní části práce jsme se věnovali charakteristice válečkových dopravníků a jejich rozdělení, jednotlivými konstrukčními prvky a možnostmi technických řešení, které při samotném návrhu máme. Poté jsme provedli krátkou rešerši využitelnosti v praxi, která nám dále nastínila, jaké využití a zacházení můžeme očekávat u navrhovaného modulu.

Při návrhu jsme si nejdříve stanovili zadání a podmínky pro které jej provádíme. Následně jsme se zabývali návrhem základních rozměrů, zhodnocením a zvolením varianty přenosu krouťícího momentu z pohonu na jednotlivé válečky, geometrického uspořádání válečků, kontrolou zatížení válečků, stanovením odporů při provozu, výpočtu parametrů pohonu, výběrem pohonu na trhu a také návrhem a kontrolou použitého řetězu. Po vyřešení konceptu pohonu jsme se dále zaměřili na řízení dopravníku a návrhu komponent k tomuto účelu potřebné.

Závěrem práce jsme se zabývali návrhem rámu dopravníku, do kterého jsou jednotlivé komponenty osazovány. Provedli jsme také pevnostní kontrolu pomocí analýzy statického zatížení metodou konečných prvků v softwaru Autodesk Inventor, dle které námi navrhnutý rám vyhověl. V souvislosti s tímto návrhem jsme také vytvořili 3D model rovinného modulu dopravníku pomocí softwaru Autodesk Inventor, viz příloha 1.

Pro další rozšíření této práce by bylo vhodné zaměřit se na detail vedení elektroinstalace, a systém uspořádání jednotlivých kabelů. Dále bych tuto koncepci rozšířil o modul pohonu pomocí převodového motoru, pro případ, že by byli požadovány buď vyšší dopravní rychlosti, nebo doprava těžších předmětů. A v neposlední řadě se také nabízí možnosti vytvoření modulu jiného úseku tratě než rovinného, například oblouku nebo točny. V takovém případě by došlo k rozšíření portfolia modulů a možnosti skládat členité tratě.

Citovaná literatura

- [1] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1979.
- [2] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963.
- [3] CHAIN DRIVE CONVEYOR ROLLER / STEEL / FOR HEAVY LOADS. In: *Direct Industry* [online]. Itálie: Rulmeca Group, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/rulli-rulmeca/product-15064-1643800.html>
- [4] INTERROLL GROUP. Catalog conveyor rollers, rollerdrive, controls. <https://www.interroll.com/>. 2018.
- [5] Válečkové dopravníky. In: *ALUTEC KK* [online]. Česká Republika: ALUTEC KK s.r.o., 2018 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/valeckove-dopravniky>
- [6] *Interroll Pallet Drive: Compact Drive for Pallet Conveyors* [online]. Švýcarsko: Interroll Group, 2018 [cit. 2020-03-28]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199695897099.pdf
- [7] Válečkový dopravník přímý poháněný. In: *Habekorn* [online]. Česká Republika: Habekorn, 2015 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.habekorn.cz/valeckove-dopravniky/>
- [8] WINTER, Jaroslav. *MODULÁRNÍ DOPRAVNÍK*. Brno, 2016.. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.
- [9] Bosch Rexroth. *TS5 Transfer system* [online]. Německo: Bosch Rexroth, c2014-2020 [cit. 2020-03-19]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/produkty/skupiny-produktu/montazni-technika/transfer-systems/ts-5-transfer-system>
- [10] BOSCH REXROTH, . Transfersystem TS5 [de]. In: *YouTube* [online]. [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://youtu.be/-X3CqJzcPc>
- [11] *Catalog Conveyor Modules* [online]. Švýcarsko: Interroll Group, 2019 [cit. 2020-03-19]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/Conveyors__Sorters/MCP_Catalogue/Catalog_Modules_EN.pdf
- [12] *Interroll Turntable PM9735* [online]. Švýcarsko: Interroll Group, 2019 [cit. 2020-03-21]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/MPP/PM9735_EN.pdf
- [13] *Catalog Pallet Conveyor Modules* [online]. Švýcarsko: Interroll Group, 2019 [cit. 2020-03-21]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/MPP/MPP_Catalogue_EN.pdf
- [14] *Jak dynamické sklady trvale snižují provozní náklady paletových skladů* [online]. 1. vyd. Švýcarsko: Interroll Group, 2013 [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/PDF/Interroll_DynamicStorage_CZ-1113-UM-LFT-PF-12_web.pdf

- [15] Dopravníkový systém pro palety. *Mecalux* [online]. Česká Republika: Mecalux, 2020 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/dopravniky>
- [16] TIMBERWOLF, White. Technická specifikace Europalet. In: *Wikimedia Commons* [online]. San Francisco: Wikimedia Foundation, 2010 [cit. 2020-04-04]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Plan_palette-europe.svg
- [17] ČSN 26 9110. *Evropská dřevěná čtyřcestná prostá paleta s rozměry 800 x 1200 mm*. 1. vyd. Česká Republika: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1997.
- [18] *Dobrá Voda, Produktový katalog* [online]. Česká Republika: Poděbradka, 2015 [cit. 2020-03-28]. Dostupné z: <https://www.dobra-voda.cz/media/download/748>
- [19] *Rollers Series 3950: Heavy-duty conveyor roller* [online]. 1. vyd. Švýcarsko: Interroll Group, 2018 [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199597394187.pdf
- [20] MIKULČÁK, Jiří, Bohdan KLIMEŠ, Václav ŠŮLA, Jaromír ŠIROKÝ a František ZEMÁNEK. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy: pomocná kniha pro studijní obory středních škol*. 1. vyd. Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1988. Pomocné knihy pro žáky (Státní pedagogické nakladatelství).
- [21] KNOTEK, Jiří. *VALIVÁ LOŽISKA V KONSTRUKCI ČTYŘDOBÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ*. Brno, 2011.. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Lubomír Drápal.
- [22] W 6205-2RS1. *SKF* [online]. Švédsko: SKF [cit. 2020-04-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%206205-2RS1>
- [23] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení (řešené příklady)*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1993. ISBN 80-7078-165-3.
- [24] *Informace o výrobku: Čelní převodovka R + Třífázové motory DRN.. (IE3)* [online]. 1. vyd. Německo: SEW EURODRIVE, 2020 [cit. 2020-04-14]. Dostupné z: <https://docufinder.drivagate.biz/StorageService/api/Download?documentid=bfb1d315-9968-4fd6-8bf8-6f0ae36994f4&documenttype=technischedatenreport&mimetype=text/pdf>
- [25] *User manual: Interroll Pallet Drive DP 0080 DP 0089* [online]. 1. vyd. Švýcarsko: Interroll Group, 2020 [cit. 2020-04-14]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/User_Manuals/Pallet_Drive_Control/Pallet_Drive_DP0080_DP0089_V1.0_en-us.pdf
- [26] *Válečkové řetězy- jednořadé: Evropská konstrukce dle ČSN 02 3311, DIN 8187 a ISO 606* [online]. 1. vyd. Česká Republika: ČZ Řetězy, 2015 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: http://www.czretezy.cz/docs/sp_1/V%C3%A1le%C4%8Dkov%C3%A9%20C5%99et%C4%9Bzy%20-%20evropsk%C3%BD%20standard.pdf

- [27] *Výpočet řetězových převodů* [online]. 1. vyd. Česká Republika: ČZ Řetězy, 2015 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [28] *User Manual: Interroll Pallet Control PC6000* [online]. 1. vyd. Švýcarsko: Interroll Group, 2017 [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/User_Manuals/Pallet_Drive_Control/Interroll_Pallet_Control_V1_en.pdf
- [29] *RFID Selection Guide* [online]. 1. vyd. Německo: EBV Elektronik, 2010 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: https://web.archive.org/web/20150406234518/http://elec Freaks.com/store/download/datasheet/NFC/rfid_guide.pdf
- [30] VOLF, Jakub. *Možnosti využití technologie RFID ve stavebním průmyslu* [online]. Praha, 2019 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/81122/F1-DP-2019-Volf-Jakub-DP_Volf_RFID_Text.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Michal Kovářik.
- [31] Photoelectric Sensors - Retro-Reflective - Part 2 - Datalogic. In: *YouTube* [online]. Flexible Assembly Systems, 2018 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=QE25-TV1Nm0>
- [32] Photoelectric Sensors - Thru-beam - Part 1 - Datalogic. In: *YouTube* [online]. Flexible Assembly Systems, 2017 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=Jwsz6Sz_f0&t=66s
- [33] Photoelectric Sensors - Diffused Proximity and Fixed Focus - Part 3 - Datalogic. In: *YouTube* [online]. Flexible Assembly Systems, 2018 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=wDAK6JS8NEs>
- [34] *Využití senzorů v průmyslových aplikacích* [online]. Brno, 2018 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=173935. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Radim Blecha.
- [35] VOJÁČEK, Antonín. Bezkontaktní indukční snímače přiblížení - obecný popis. *Automatizace.hw.cz: Rady a poslední novinky z oboru* [online]. 2014 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/komponenty-mereni-a-regulace/indukcni-snimace-priblizeni-obecny-popis.html>
- [36] VOJÁČEK, Antonín. Bezkontaktní kapacitní snímače přiblížení - obecný popis. *Automatizace.hw.cz: Rady a poslední novinky z oboru* [online]. 2014 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/komponenty-mereni-a-regulace/bezkontaktni-kapacitni-senzory-priblizeni-obecny-popis.html>
- [37] *Kapacitní snímače: Definice, princip snímače, vliv materiálu* [online]. 1. vyd. Německo: Balluff, 2013 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <http://www.s-da.sk/balluff/pdf/kapacitne/bcs-principy.pdf>
- [38] Žlutá skříňka - 1 červené hříbové tlač. nouz. zastav. Ø40 uvolnění klíčem 1Z+1V. In: *Schneider Electric- Czech Republic* [online]. Francie: Schneider Electric, 2020 [cit.

Katedra konstruování strojů

Lukáš Křížek

- 2020-05-08]. Dostupné z: https://download.schneider-electric.com/files?p_Doc_Ref=XALD-K_660_CPODA2016035&p_File_Type=rendition_1500_jpg
- [39] Ø 120 mm předzapojený rotační maják s bzučák - červená - 24 V. In: *Schneider Electric-Czech Republic* [online]. Francie: Schneider Electric, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: https://download.schneider-electric.com/files?p_Doc_Ref=XVR_2103_CPODA2016006&p_File_Type=rendition_1500_jpg
- [40] *Pohonné elementy: Hlavní katalog* [online]. Mokrý Lazce: Habekorn Ulmer, 2013 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.habekorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/se-pohonne_elementy_2013/se-pohony-katalog.pdf

Seznam příloh

Příloha č.1: 3D PDF modelu rovinného modulu válečkového dopravníku