



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pojízdného válečkového dopravníku

Design of Mobile Roller Conveyor

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Tomáš KARAS

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bez oborový

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Karas** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **483269**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh pojízdného válečkového dopravníku

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Mobile Roller Conveyor

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce vypracujte formou rešerše přehled způsobů řízení autonomních mobilních zařízení používaných ve výrobních linkách a logistických centrech. Proveďte návrh variant konstrukčního řešení vozíku - celková koncepce, umístění a řízení náprav. Vyberte a rozpracujte optimální variantu. Proveďte návrhové výpočty klíčových konstrukčních uzlů, návrh pohonu a mechanismu řízení. Vytvořte 3D model navrženého konstrukčního řešení, sestavý výkres celého zařízení, dílčí sestavy a vybraných dílů.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

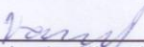
Ing. Josef Kamenický, ústav přístrojové a řídicí techniky FS

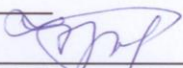
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

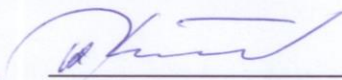
Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Ing. Josef Kamenický
podpis vedoucí(ho) práce

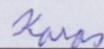

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2021
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pojízdného válečkového dopravníku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefa Kamenického, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 04. 06. 2021

Tomáš Karas

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování Ing. Josefu Kamenickému za jeho odborné vedení mé práce, za jeho čas, cenné poznámky a připomínky, a také za možnost častých osobních konzultací. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině, která mě při vytváření této práce maximálně podpořila.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Tomáš Karas

Název BP: Návrh pojízdného válečkového dopravníku

Anglický název: Design of Mobile Roller Conveyor

Rok: 2021

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Josef Kamenický

Bibliografické údaje: počet stran: 43

počet obrázků: 33

počet tabulek: 1

počet příloh: 4

Klíčová slova: Dopravník, Autonomní vozík, Válečkový dopravník

Keywords: Conveyor, Automatic Guided Vehicle, Roller Conveyor

Anotace:

Rešeršní část práce je zaměřená na nejčastěji používané typy dopravníků, ale také na důležité součásti pro konstrukci pojízdných vozíků. Praktická část je pak v první části zaměřena na konstrukční návrh válečkového dopravníku a jeho řetězového pohonu. Druhá část se zabývá konstrukčním návrhem mechanismu pohonu vozíku a způsobem zatáčení.

Abstract:

The theoretical part of the thesis is focused on the most used types of conveyors and important parts for construction of moving carts. The practical part is divided into two parts. The first part deals with construction design of roller conveyor and chain drive mechanism of the conveyor. The second part is focused on construction design of drive mechanism of the cart and mean of turning.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Popis</i>
D	[mm]	Průměr válečku
d	[mm]	Průměr čepu válečku
RL	[mm]	Délka funkční části válečku
AL	[mm]	Celková délka válečku
Q	[kg]	Nosnost válečku
m_p	[kg]	Hmotnost materiálu
k	[1]	Počet válečků
t	[mm]	Rozteč válečků
L	[mm]	Délka materiálu
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
e	[1]	Součinitel valivého tření
f	[1]	Součinitel čepového tření
r	[mm]	Poloměr čepu válečku
R_v	[mm]	Poloměr válečku
m_v	[kg]	Hmotnost vozíku
v	[m/s]	Dopravní rychlost materiálu
μ	[1]	Součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem
P	[W]	Dopravní výkon
P_1	[W]	Rozjezdový výkon
P_C	[W]	Celkový výkon
η	[1]	Účinnost převodů
t_s	[s]	Doba rozběhu
J	[kg m ²]	Setrvačný moment válečku
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení válečku
P_M	[W]	Výkon motoru
n_M	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_v	[min ⁻¹]	Otáčky válečků
M_t	[Nm]	Třecí moment
M_{zp}	[Nm]	Moment zrychlujících se sil
M_{vz}	[Nm]	Moment zrychlujících se válečků
M_o	[Nm]	Moment od setrvačnosti sil
M_{roz}	[Nm]	Rozběhový moment
i_c	[1]	Celkový převodový poměr pohonu dopravníku
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky pohonu dopravníku
M_2	[Nm]	Výstupní moment pohonu dopravníku
$i_{\dot{r}}$	[1]	Převodový poměr řetězového pohonu
z	[1]	Počet zubů řetězových kol
p	[mm]	Rozteč článků řetězu
F_p	[kN]	Minimální pevnost řetězu
$m_{\dot{r}}$	[kg]	Hmotnost řetězu
S	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
$v_{\dot{r}}$	[m · s ⁻¹]	Obvodová rychlost řetězu
$F_{\dot{r}}$	[N]	Výsledná síla v řetězu
p_v	[MPa]	Tlak v kloubu řetězu
p_D	[MPa]	Dovolený tabulkový tlak v kloubu řetězu
p_1	[MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu
λ	[1]	Součinitel tření řetězu
k_s	[1]	Statická pevnost
k_d	[1]	Dynamická pevnost



Y	[1]	Činitel rázů
X	[1]	Počet článků řetězu
a	[mm]	Skutečná osová vzdálenost řetězového pohonu
R	[N]	Valivý odpor
M	[kg]	Hmotnost vozíku
a	[$m \cdot s^{-2}$]	Zrychlení vozíku
t_a	[s]	Čas rozjezdu
v_v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost vozíku
f	[1]	Kompenzační součinitel
F_a	[N]	Akcelerační síla
F	[N]	Celková síla pohonu vozíku
M_k	[Nm]	Kroutící moment pohonu vozíku
r_k	[mm]	Poloměr kol
M_{k-p}	[Nm]	Maximální kroutící moment pohonu vozíku
M_{k-r}	[Nm]	Pracovní kroutící moment pohonu vozíku
n_s	[min^{-1}]	Otáčky servomotoru
U	[V]	Pracovní napětí servomotoru
M_b	[Nm]	Brzdný moment servomotoru
n_k	[min^{-1}]	Výstupní otáčky pohonu vozíku
D_k	[mm]	Průměr kol
i_p	[1]	Převodový poměr převodovky pohonu vozíku
F_k	[N]	Obvodová síla kola
F_r	[N]	Reakční síla
φ	[°]	Úhel nositelky reakční síly F_r
μ	[1]	Součinitel valivého tření
P	[N]	Přítlačná síla
x	[mm]	Stlačení pružiny
R	[N/mm]	Tuhost pružiny
J_t	[$kg \cdot m^{-2}$]	Moment setrvačnosti vozíku
ε	[s^{-2}]	Úhlové zrychlení vozíku v zatáčce
F_{max}	[N]	Maximální obvodová síla na kole pohonu vozíku

OBSAH

1. Úvod	1
2. Teoretická (metodická) část práce	2
2.1. Úvod do výrobní dopravy	2
2.2. Základní rozdělení dopravníků	2
2.3. Rozdělení dopravníků podle tažného elementu	3
2.3.1. S tažným elementem	3
2.3.2. Bez tažného elementu	6
2.4. Dopravní vozíky	7
2.5. Elektromotory	8
2.6. Akumulátory	9
2.7. Pružiny – změnit na dělení výkonů a poloměry zatáčení	10
2.8. Senzory	10
3. Analytická (praktická) část práce	12
3.1. Návrh válečkového dopravníku	12
3.1.1. Výběr válečků	12
3.1.2. Výpočet výkonu	13
3.1.3. Výpočet kroutícího momentu	14
3.1.4. Volba pohonu	15
3.1.5. Návrh řetězového pohonu válečků	16
3.1.6. Schéma rozložení řetězů	18
3.2. Návrh pohonu vozíku	19
3.2.1. Výpočet kroutícího momentu	19
3.2.2. Volba motoru	20
3.2.3. Volba převodovky	21
3.2.4. Výstupní parametry pohonu	22
3.2.5. Zamezení prokluzu kol	22
3.2.6. Zatáčení vozíku	24
3.3. Konstrukce vozíku	26
3.3.1. Dopravník	26
3.3.2. Rám vozíku	27
3.3.3. Pohony dopravníku a vozíku	28
3.3.4. Elektronika	31
3.3.5. Vozík	31
4. Závěr	32

1. Úvod

Upřesnění zadání

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh pojízdného válečkového dopravníku. Dopravník je určený pro převážení polotovarů, ze kterých jsou vyráběny dveře. Tyto polotovary je nutné převážet po výrobní hale mezi dvěma stroji. Od rozměrů těchto polotovarů se nadále odvíjí konstrukční návrh dopravníku. Rozměry desky pro výrobu dveří jsou 1500 x 2300 mm a dopravník jich bude převážet více najednou o celkové hmotnosti 800 kg.

Dále byly vzneseny požadavky na výšku dopravníku. Celková výška dopravníku by neměla překročit 500 mm kvůli snazšímu vykládání polotovarů, které je realizováno robotickým ramenem. Dopravník by také měl být schopný projíždět zatáčky o co nejmenším poloměru pro snazší pohyb po hale. Maximální rychlost jízdy dopravníku po hale byla stanovena na $1,5 \text{ ms}^{-1}$ a dopravní rychlost válečkového dopravníku byla stanovena na $0,3 \text{ ms}^{-1}$.

Pojízdné dopravníky a autonomní vozíky

Moderní firmy, které se zabývají výrobou jakéhokoliv typu výrobku se neobejdou bez dopravování materiálu. S modernizací výroby je také nutné modernizovat a případně automatizovat dopravu materiálu. Proto se čím dál častěji začínají používat autonomní vozíky nebo také AGV (Automatic Guided Vehicles – automaticky řízené vozíky).

Jejich výhodou je právě automatizace a možnost průběžné úpravy trasy nebo frekvence dovážení materiálu. Často jsou naváděné pomocí magnetické pásky nalepené na podlaze nebo pomocí optických senzorů. Nevyžadují tedy dopravní trasy nebo koleje.

Mezi nevýhody pak patří nutnost nabíjení baterií, vyšší pořizovací náklady a nejsou příliš vhodné pro převážení velmi těžkých výrobků.

2. Teoretická (metodická) část práce

2.1. Úvod do výrobní dopravy

Nejdůležitější a nezbytnou složkou moderní výroby a průmyslu je doprava a manipulace s materiálem. Touto problematikou se zabývá logistika, která patří mezi významné vědní obory. Cílem logistiky je efektivní distribuce materiálu, minimalizace nákladů a zkrácení časů mezi jednotlivými operacemi.

Dopravu materiálu můžeme rozdělit různými způsoby, mezi základní rozdělení patří například dělení dle vzdálenosti. Doprava na velké vzdálenosti (až několik set kilometrů) a doprava na kratší vzdálenosti nejčastěji v rámci jedné firmy.

Další dělení je podle typu materiálu. Dpravovat můžeme sypký a kusový materiál. Je důležité zvolit správný typ dopravníku na základě velikosti a vlastností dopravovaného materiálu.[3]

2.2. Základní rozdělení dopravníků

Rozdělení dopravníků podle pohybu

- Přetržitý pohyb
- Dále dělený na oběžný (například u korečkového dopravníku) a kyvadlový (například výtah)
- Nepřetržitý pohyb

Rozdělení dopravníků podle pohyblivosti

- Stacionární
- Kolejový pojezd
- Bez kolejový pojezd

Rozdělení dopravníků podle pohonu

- Elektromotor
- Spalovací motor
- Ruční (posouvání po válečcích)
- Gravitační

Rozdělení dopravníků podle tažného elementu

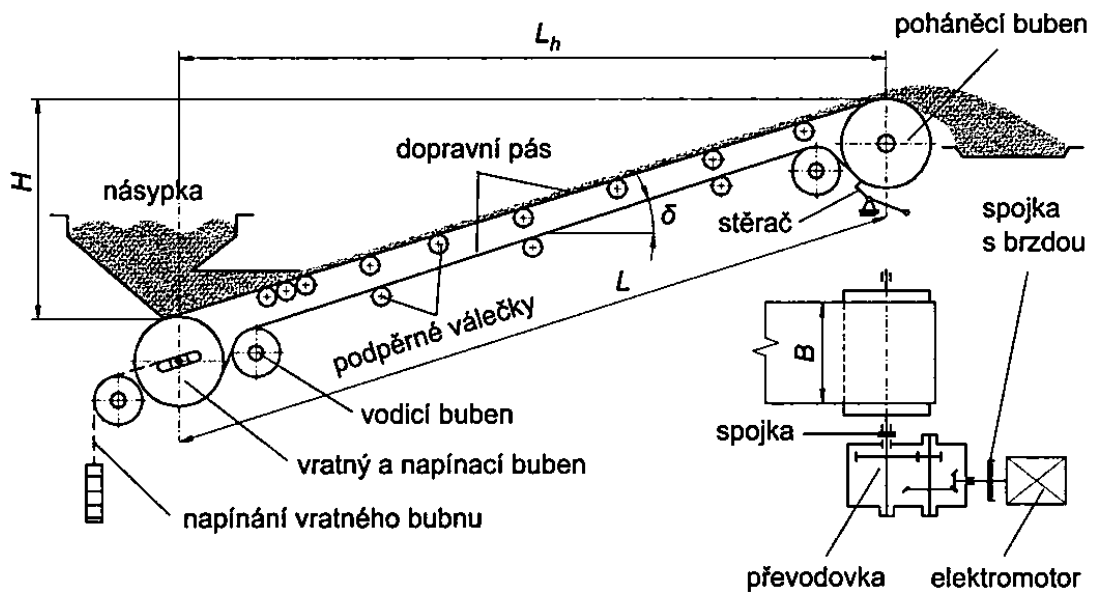
- S tažným elementem
- Bez tažného elementu

2.3. Rozdělení dopravníků podle tažného elementu

2.3.1. S tažným elementem

Pásový dopravník

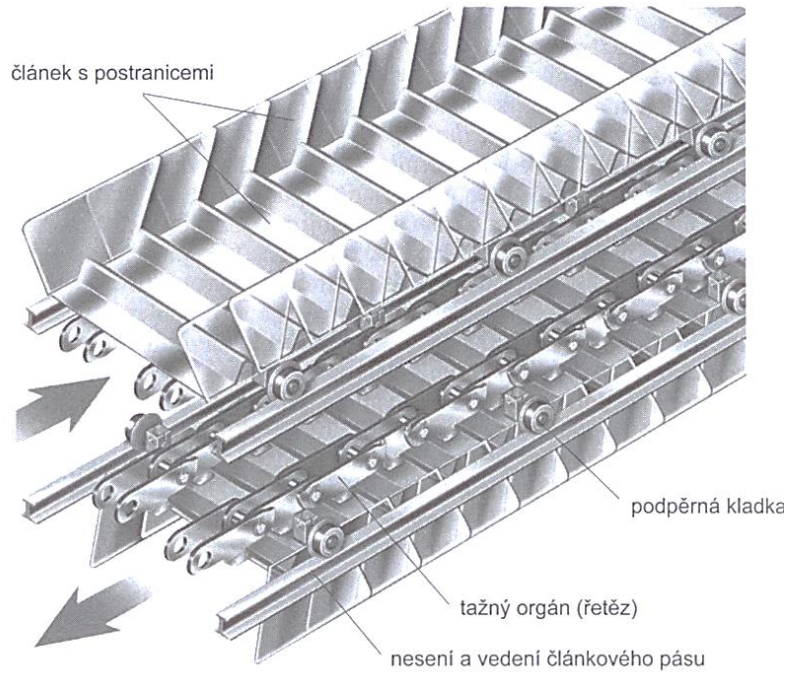
Tažným a zároveň i nosným elementem pásových dopravníků je nekonečný pás, který je podpíráný válečky nebo rovinnou plochou. Pás je poháněn a zároveň i vedený bubny. Nejčastěji se používají pro přepravu sypkých a kusových materiálů ve vodorovném nebo šikmém směru. Schéma pásového dopravníku je zobrazeno na Obr. 1[1]



Obr. 1.: Pásový dopravník [1]

Článekové dopravníky

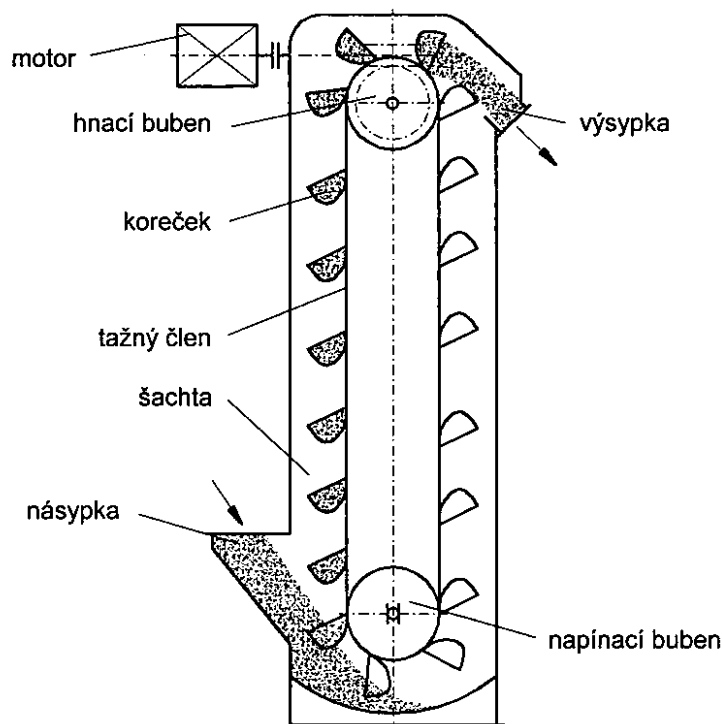
Dopravním prostředkem článekových dopravníků jsou oběžné řetězy s články. Tvar těchto článků se liší podle účelu použití a druhu dopravovaného materiálu. Používají se hlavně v případech, kdy není možné použít pásový dopravník. Například pro dopravu materiálu o vyšší teplotě (až 200 °C), vysoce adhezivního nebo chemicky agresivního materiálu. Při použití článků s příčnými žleby je možné zvýšit sklon dopravníku až na 60°. Schéma článekového dopravníku je zobrazeno na Obr. 2 [1]



Obr. 2.: Článkový dopravník [1]

Korečkové dopravníky (elevátory)

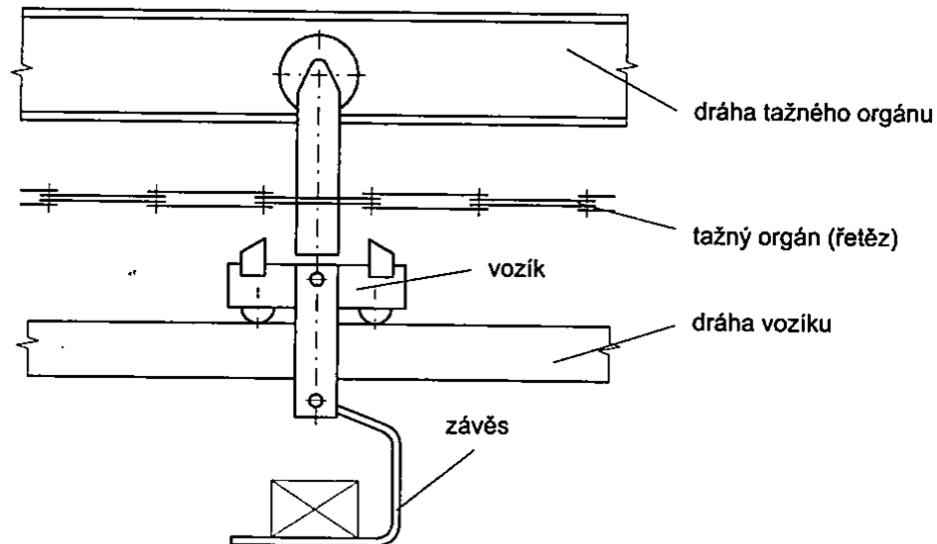
Používají se k dopravě sypkých a drobně kusovitých materiálů. Materiál je dopravován v korečcích, které jsou pevně upevněny na tažném členu. Tím může být pás, článkový řetěz nebo lano. Slouží převážně k vertikální dopravě, ale mohou být i šikmé se sklonem 60° nebo více. Schéma korečkového dopravníku je zobrazeno na Obr. 3 [1]



Obr. 3.: Korečkový dopravník [1]

Závěsné dopravníky

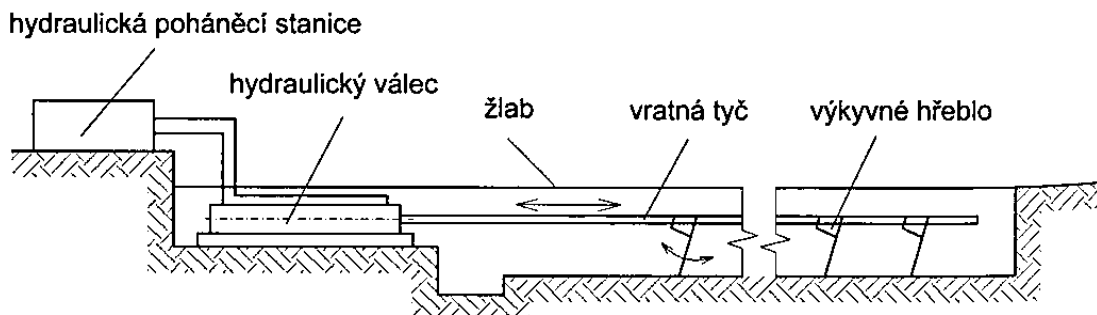
Závěsné dopravníky se používají zejména pro kontinuální dopravu kusového materiálu. Materiál dopravují nad úroveň podlahy, a tím využívají volný a jinak nevyužitý prostor. K dalším výhodám patří malá energetická náročnost, nízké pořizovací náklady a jednoduchá údržba. Využívají se i při výrobních operacích jako máčení, lakování nebo sušení. Schéma závěsného dopravníku je zobrazeno na Obr. 4 [1]



Obr. 4.: Závěsný dopravník [1]

Žlabové dopravníky

Žlabový dopravník je zařízení, jehož unášecí prostředek tvoří unáščece nebo hřebla, vlečená oběžným řetězem nebo nesená tyčí s postupně vratným pohybem. Unáščece nebo hřebla přemísťují dopravovaný materiál v otevřeném žlabu hrnutím nebo vlečením. Slouží k dopravě kusových, ale i sypkých materiálů. Schéma žlabového dopravníku je zobrazeno na Obr. 5 [1]



Obr. 5.: Žlabový dopravník [1]

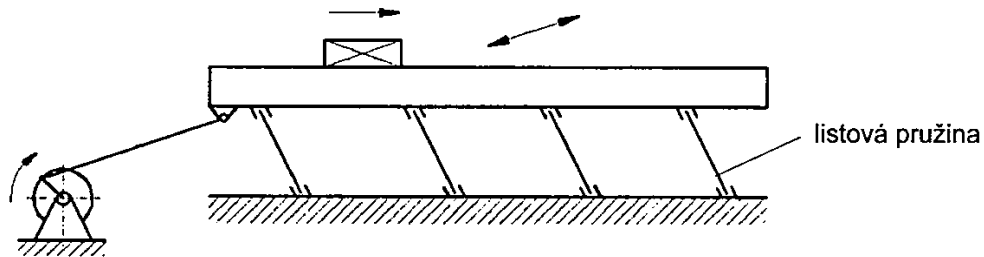
Redlery

Redler je mechanický dopravník, určený pro přepravu sypkých materiálů, které svým tažným prostředkem (řetězem s unášecí) dopravuje v uzavřeném žlabu.[1]

2.3.2. Bez tažného elementu

Vibrační dopravníky

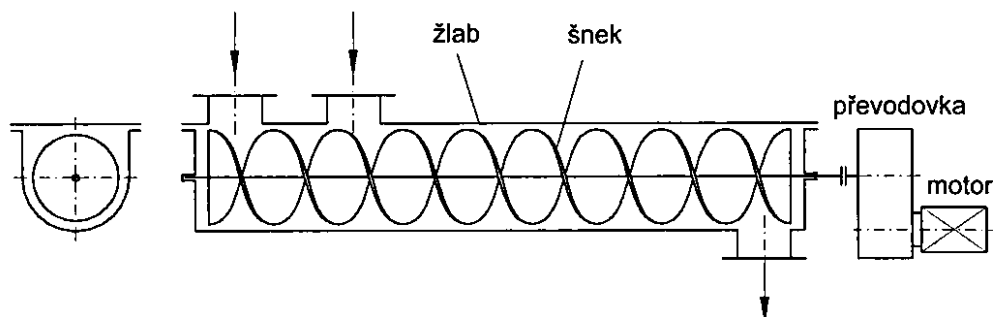
Jedná se o mechanický dopravník pro přepravu sypkých materiálů pomocí setrvačných sil, působících na částice přepravovaného materiálu. Dopravník je tvořen kruhovým žlabem nebo žlabem ve tvaru širokého U, který je pružně uložen na základnu. Pohon dopravníku dodává žlabu kmitavý pohyb. Schéma vibračního dopravníku je zobrazeno na Obr. 6 [1]



Obr. 6.: Vibrační dopravník [1]

Šnekové dopravníky

Přemísťují materiál pomocí šneku ve žlabu. Přepravuje se sypký materiál a je možné při dopravě zároveň vykonávat technické operace jako je míchání nebo ohřev (vstřikování plastů). Schéma šnekového dopravníku je zobrazeno na Obr. 7 [1]



Obr. 7.: Šnekový dopravník [1]

Válečkové dopravníky

Jsou to dopravní zařízení, skládající se z řady otočných válečků a rámu. Používají se pro přepravu kusového materiálu, který se pohybuje vlivem síly působící na předmět, nebo vlivem nucené rotace válečků. Proto rozlišujeme dopravníky poháněné a nepoháněné.

Nepoháněné válečkové dopravníky mohou být vodorovné, po kterých se materiál pohybuje ručním, mechanickým nebo pneumatickým postrkem. Dalším typem je gravitační dopravník, po kterém se materiál pohybuje vlivem složky vlastní tíhy. Velikost sklonu gravitačního dopravníku závisí na hmotnosti a typu přepravovaného materiálu.

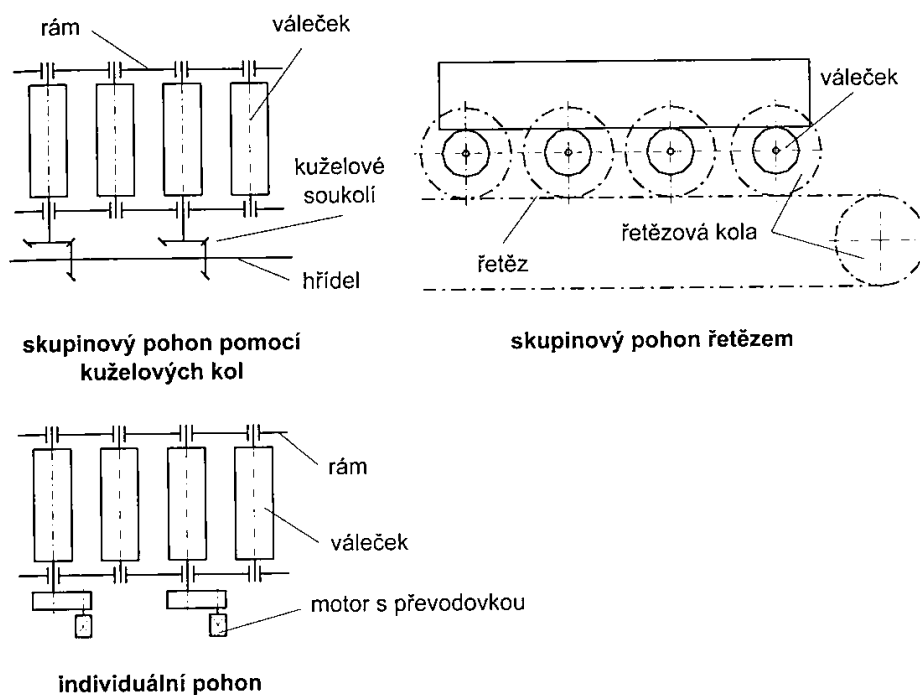
Poháněné válečkové dopravníky. Válečky mohou být poháněny individuálně, ale častěji bývají poháněny skupinově. Není nutné, aby byly poháněné všechny válečky dopravníku, například pokud přepravujeme předměty větších rozměrů. Schéma různých typů poháněných válečkových dopravníků je zobrazeno na Obr. 8.

Řetězový pohon se využívá pro přepravu těžkých předmětů a součástí z důvodu vysoké únosnosti. Mezi jeho nevýhody však patří vysoká hlučnost a nutnost mazání.

Řemenový pohon se naopak používá pro přepravu lehčích předmětů v prostředí, kde je vyžadovaná nízká hlučnost. Mezi další výhody patří nízká pořizovací cena a pohon také nevyžaduje mazání.

Pohon kuželovým soukolím je vhodný pro přepravu těžších součástí. Hlavní nevýhodou je vyšší pořizovací cena.

Válečky s vlastním pohonem. Uvnitř válečku je umístěn stejnosměrný elektromotor. Tato varianta je velmi drahá na pořízení, ale mohou být vybaveny brzdou nebo i rekuperací energie. Mají také nižší spotřebu energie a možnost řízení jednotlivých válečků.[1][2]



Obr. 8.: Pohony válečkových dopravníků [1]

2.4. Dopravní vozíky

Dopravní vozíky slouží k přetržité dopravě kusového materiálu ve vodorovném směru nebo kombinovaném směru (vodorovně se zvedáním). Můžeme je tedy rozdělit na vozíky s nepohyblivou nebo zdvižnou plošinou. Pro vodorovnou dopravu se nejčastěji používají vozíky pro dopravu palet, které mají ruční nebo elektrický pohon. Pro kombinovanou dopravu využíváme zdvihací vozíky se spalovacím nebo elektrickým motorem.

V moderní dopravě se využívají automaticky řízené multifunkční vozíky (AGC/V – automatic guided cart/vehicle), které mohou sledovat trasu vyznačenou magnetickou páskou nebo pomocí laserové navigace. Příklad takového vozíku je na obr. 9.[5]



Obr. 9.: Automaticky řízený vozík s přidaným válečkovým dopravníkem [4]

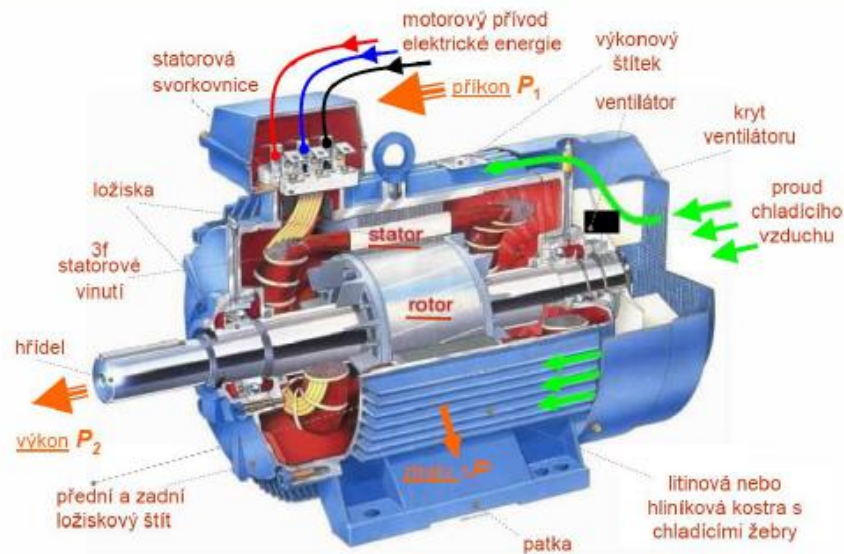
Tyto vozíky se skládají ze dvou hlavních částí, tažného a zároveň řídicího vozíku a nosné konstrukce uzpůsobené pro ideální přepravu materiálu. Mohou být vybaveny například válečkovým dopravníkem, vysokozdvíhým zařízením, ale také speciálně tvarovanými držáky pro dopravu válcových součástí nebo částí automobilů.

Mezi hlavní výhody těchto vozíků patří snadná programovatelnost tras, samostatné řízení, multifunkčnost a bezpečnost. Hlavní nevýhodou může být omezená kapacita baterie, ale při správné optimalizaci výroby je možné tento problém odstranit. AGC je schopný využít volný čas, kdy nemá materiál pro přepravu, odjet do nabíjecí stanice, kde čeká na další úkol.[3][5]

2.5. Elektromotory

Elektromotory jsou nezbytnou součástí dopravníků a automatických dopravních vozíků. Využívají se z důvodu vysoké účinnosti, možnosti ovládní, opakovatelného spouštění a vypínání, také neprodukuje spaliny a jsou méně hlučné než spalovací motory.

Hlavní rozdělení je podle napětí, které elektromotor využívá. Elektromotor může být napájen stejnosměrným i střídavým napětím a může pracovat při nízkém i vysokém napětí. Dále elektromotory dělíme podle tvaru, typu krytí a dle způsobu chlazení. Schéma třífázového asynchronního elektromotoru je zobrazeno na Obr. 10.



Obr. 10.: Třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko [6]

Elektromotor napájený stejnosměrným napětím může fungovat i jako generátor (dynamo). Má snadno regulovatelné otáčky a vysokou přetížitelnost. Stejnosměrný motor je nutné častěji udržívat. Má také nižší účinnost a hustotu výkonů než motor napájený střídavým proudem. Je možné jej napájet přímo z akumulátoru, díky tomu se využívá v pojízdných zařízeních a vozících. [7]

Asynchronní elektromotor je napájený střídavým napětím. Je nejběžnějším elektromotorem díky své jednoduchosti, malé náročnosti na údržbu a nízké ceně. Není možné ho přímo připojit na akumulátor. Nejprve je nutné transformovat stejnosměrný proud akumulátoru na střídavý. Proto se častěji používá jako stacionární pohon, napájený přímo ze sítě střídavého napětí. [7]

2.6. Akumulátory

Akumulátor je nezbytnou součástí mobilních vozíků, ve kterých slouží jako zdroj elektrické energie. Při volbě akumulátoru je důležité zohlednit výkonnou a energetickou hustotu (výkon a obsah energie vztažený na jednotku hmotnosti baterie), rychlost nabíjení, životnost a cenu. S těmito parametry úzce souvisí výkon motoru připojeného na akumulátor, délka pracovního a nabíjecího cyklu. Nejčastěji se využívají následující druhy akumulátorů. [7]

- **Li-Ion** – lithium iontový akumulátor
- **Li-Pol** – lithium polymerový akumulátor
- **Olověný galvanický člunek**

2.7. Pružiny – změnit na dělení výkonů a poloměry zatáčení

Pružiny se řadí mezi strojní součásti určené pro akumulaci energie, dále také slouží k zachycování a tlumení rázů, zajišťují vratné pohyby a rovnováhu sil. Používají se u dopravních prostředků, tvářecích nástrojů, přípravků, měřících přístrojů a dalších strojů a zařízení. Důležitým parametrem pružiny je její tuhost, která udává sílu potřebnou pro prodloužení nebo stlačení pružiny o jednotku délky nebo moment potřebný pro jednotkové natočení. [8]

Tlačné pružiny využíváme pro zachycení nebo tlumení rázů, ale také k zajištění vratné polohy součástí. Například odpružení nebo přitlačení kol vozíku. Pro tuto funkci využíváme převážně válcové nebo kuželové vinuté pružiny. Ty mívají koncové závity upraveny tak, aby byly kolmé na osu pružiny. Příklady tlačných pružin zobrazeny na Obr. 11.



Obr. 11.: Příklady tlačných pružin [9]

2.8. Senzory

Nejvyužívanějším druhem senzorů jsou **optické senzory**. Využívají se téměř ve všech odvětvích průmyslu. Díky svému širokému použití, je můžeme najít na dopravních linkách jako detektory předmětů a bezpečnostní prvky nebo se využívají k počítání dílů, kontrole kvality a kontrole velikosti. Optické senzory fungují na principu fotoelektrického jevu. Příklad optického senzoru na Obr. 12.[10]



Obr. 12.: Optický proximní senzor [11]

Indukční senzory slouží k detekci předmětů. Oproti optickým sensorům mají omezené použití, jelikož detekují předměty pomocí elektromagnetické indukce. Proto mohou detekovat pouze elektricky vodivé předměty.

Kapacitní senzory se používají k detekci přítomnosti a vzdálenosti předmětů. Na rozdíl od indukčních sensorů jsou schopné detekovat i nevodivé materiály, a to díky způsobu detekce. Senzor s detekovaným předmětem vytváří kondenzátor a jeho kapacita se mění na základě vzdálenosti předmětu od senzoru.

Magnetické senzory se využívají k měření otáček, ale i detekci předmětů. Zjevnou nevýhodou je schopnost detekce pouze magnetického materiálu. Tuto nevýhodu však vyvažuje schopnost detekovat předměty i přes vrstvu nemagnetického materiálu nebo fungování při zvýšených teplotách. Fungují pomocí vychýlení směru toku elektrického proudu, a tím dochází ke změně napětí, kterou senzor detekuje.

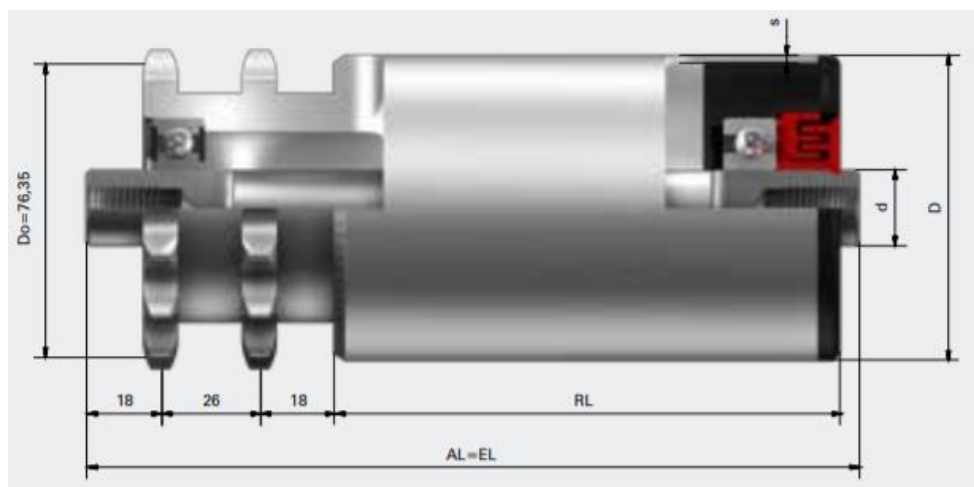
Ultrazvukové senzory se používají jako náhrada optických sensorů v případech, kdy je není možné použít. Tím je detekce průhledných předmětů nebo detekce předmětů v prašném prostředí. Mohou snímat přítomnost i vzdálenost předmětů pomocí porovnání vyslaných a přijatých ultrazvukových vln.[10]

3. Analytická (praktická) část práce

3.1. Návrh válečkového dopravníku

3.1.1. Výběr válečků

Vybraný typ válečků závisí především na požadované nosnosti a způsobu pohánění válečků. Pro tento vozík je nutné volit válečky s vyšší únosností, nejen kvůli požadované nosnosti ($m_p = 800 \text{ kg}$), ale také délce válečků ($RL = 1500 \text{ mm}$). Pro toto zatížení je ideální použít pohon pomocí řetězu. Proto součástí zvoleného typu válečků musí být řetězové kolo. Zvolený váleček od firmy ROS RollenTechnik s označením 04.02.2200 schéma válečku zobrazeno na Obr. 13 a parametry uvedeny v tabulce 1.[12, str. 98]



Obr. 13.: Dopravníkový váleček [12, str. 98]

Tabulka 1 : Parametry válečků [12 str. 98]

Průměr válečku	D	80	[mm]
Průměr čepu	d	20	[mm]
Vnitřní závit		M 12	
Délka funkční části	RL	1500	[mm]
Celková délka	AL	1567	[mm]
Nosnost válečku	Q	80	[kg]
Řetězové kolo	Pro řetěz typu 10B ; 15 zubů ; roztečná kružnice $D_t=76,36$		

Potřebný počet válečků

Minimální počet válečků se určí z nosnosti jednoho válečku Q a hmotnosti převáženého materiálu m_p .

$$(1) k = \frac{m_p}{Q} = \frac{800}{80} = 10 \rightarrow \text{z důvodu bezpečnosti volím 11 válečků}$$

k [1] ... počet válečků

m_p [kg] ... hmotnost materiálu

Q [g] ... nosnost jednoho válečku

Rozteč válečků

Rozteč válečků závisí především na velikosti dopravovaného předmětu. Předmět musí vždy ležet na dostatečném počtu válečků, aby nebyla překročena jejich nosnost. V tomto

případě odpovídá délka předmětu délce dopravníku L , která se pravidelně rozdělí počtem mezer mezi válečky. Tato rozteč je předběžná a bude se měnit tak, aby poháněcí řetěz měl celý počet článků.

$$(2) t = \frac{L}{k-1} = \frac{2300}{11-1} = 230 \text{ mm}$$

t [mm] ... rozteč válečků

L [mm] ... délka dopravníku

k [1] ... počet válečků

Následující výpočty vycházejí z literatury [13] a [14]

3.1.2. Výpočet výkonu

Dopravní výkon

Výpočet dopravního výkonu závisí na čepovém tření ve válečcích f a valivém tření e mezi dopravovaným materiálem a válečky. Vzorec je zjednodušený pro variantu rovinného dopravníku (úhel sklonu $\beta = 0^\circ$).

$$(3) P = \left(m_p \cdot g \cdot \left(\frac{e+fr}{R_v} + 0,005 \right) + m_v \cdot g \cdot \frac{fr}{R_v} \cdot k \right) \cdot \frac{v}{1000} =$$

$$\left(800 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,0006+0,06 \cdot 0,01}{0,04} + 0,005 \right) + 10,8 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,01}{0,04} \cdot 11 \right) \cdot \frac{0,3}{1000}$$

$$P = 0,0876 \text{ kW} = 87,6 \text{ W}$$

m_p [kg] ... hmotnost materiálu

g [ms^{-2}] ... tíhové zrychlení

e [1] ... součinitel valivého tření

f [1] ... součinitel čepového tření

r [m] ... poloměr čepu válečku

R_v [m] ... poloměr válečku

m_v [kg] ... hmotnost válečku

k [1] ... počet válečků

v [m/s] ... dopravní rychlost materiálu

Potřebný výkon pro rozjetí dopravníku

Při rozjíždění dopravníku by mohlo docházet k prokluzování mezi nákladem a válečky. Potřebný výkon je tedy navržen tak, aby k prokluzu nedocházelo. Vychází ze součinitele smykového tření μ a dopravní rychlosti v .

$$(4) P_1 = m_p \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{v}{1000} = 800 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot \frac{0,3}{1000} = 0,353 \text{ kW} = 353 \text{ W}$$

m_p [kg] ... hmotnost materiálu

g [ms^{-2}] ... tíhové zrychlení

μ [1] ... součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem

v [m/s] ... dopravní rychlost materiálu

Celkový výkon

Do celkového výkonu je nutné uvažovat také účinnost převodovky elektromotoru a řetězových převodů η .

$$(5) P_C = \frac{P+P_1}{\eta} = \frac{87,6+353}{0,9} = 489,6 \text{ W}$$

P [W] ... dopravní výkon

P_1 [W] ... rozjezdový výkon

η [1] ... účinnost převodů

3.1.3. Výpočet kroutícího momentu

Třecí moment

Třecí moment je první složkou výsledného rozběhového momentu a stejně jako rozběhový výkon závisí na součiniteli smykového tření μ .

$$(6) M_t = m_p \cdot g \cdot \mu \cdot R_v = 800 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 0,04 = 47,1 \text{ Nm}$$

m_p [kg] ... hmotnost materiálu

g [ms^{-2}] ... tíhové zrychlení

μ [1] ... součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem

R_v [m] ... poloměr válečku

Čas smyku / doba rozběhu motoru

Pro další výpočty je nutné zjistit dobu, po kterou dochází k rozběhu dopravníku.

$$(7) t_s = \frac{v}{g \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{d} \right)} = \frac{0,3}{9,81 \cdot \left(0,15 - \frac{2 \cdot 0,0006}{0,02} \right)} = 0,34 \text{ s}$$

μ [1] ... součinitel smykového tření mezi předmětem a válečkem

v [m/s] ... dopravní rychlost materiálu

e [1] ... součinitel valivého tření

d [m] ... průměr čepu válečku

Moment zrychlujících se sil

$$(8) M_{zp} = \frac{v \cdot R_v}{t_s} = \frac{0,3 \cdot 0,04}{0,34} = 0,035 \text{ Nm}$$

v [m/s] ... dopravní rychlost materiálu

R_v [m] ... poloměr válečku

t_s [s] ... doba rozběhu

Moment zrychlujících se válečků

Je také nutné počítat s momentem potřebným pro roztočení samotných válečků, jelikož jejich hmotnost, resp. moment setrvačnosti není zanedbatelný.

$$(9) M_{vz} = k \cdot J \cdot \varepsilon = k \cdot m_v \cdot R_v^2 \cdot \frac{2 \cdot v}{t_s \cdot D} = 11 \cdot 10,8 \cdot 0,04^2 \cdot \frac{2 \cdot 0,3}{0,34 \cdot 0,08} = 4,19 \text{ Nm}$$

k [1] ... počet válečků

J [kg m^2] ... setrvačný moment válečku

ε [s^{-2}] ... úhlové zrychlení válečku

R_v [m] ... poloměr válečku

v [m/s] ... dopravní rychlost materiálu

t_s [s] ... doba rozběhu

D [m] ... průměr válečku

Předběžný návrh motoru

Předběžné zvolení motoru s otáčkami $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$ a výkonem $P_M = 500 \text{ W}$ je nutné pro další výpočty.

Moment od setrvačnosti sil

$$(10) M_o = \frac{60 \cdot P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{60 \cdot 500}{2 \cdot \pi \cdot 3000} = 1,59 \text{ Nm}$$

P_M [W] ... výkon motoru
 n_M [min^{-1}] ... otáčky motoru

Otáčky válečků

Z požadované dopravní rychlosti v se určí otáčky válečků potřebné pro výpočet převodového poměru převodovky.

$$(11) n_v = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,08} = 71,6 \text{ min}^{-1}$$

v [m/s] ... dopravní rychlost materiálu
 D [m] ... průměr válečku

Celkový převodový poměr

Nezbytný výpočet pro volbu převodovky a návrh řetězového pohonu válečků.

$$(12) i_c = \frac{n_M}{n_v} = \frac{3000}{71,6} = 41,9$$

n_M [min^{-1}] ... otáčky motoru
 n_v [min^{-1}] ... otáčky válečků

Rozběhový moment

Celkový rozběhový moment je součtem dílčích momentů, zvětšeným o účinnost převodů. Moment od setrvačných sil závisí na výkonu a otáčkách motoru, proto se na něj účinnost převodů nevztahuje.

$$(13) M_{roz} = \frac{M_t + M_{zp} + M_{zv}}{\eta} + M_o = \frac{47,1 + 0,035 + 4,19}{0,9} + 1,59 = 58,62 \text{ Nm}$$

η [1] ... účinnost převodů
 M_t [Nm] ... třecí moment
 M_{zp} [Nm] ... moment zrychlujících se sil
 M_{zv} [Nm] ... moment zrychlujících se válečků
 M_o [Nm] ... moment od setrvačnosti sil

3.1.4. Volba pohonu

Pohon je volen jako motor s kuželočelní převodovkou (Obr. 14) od firmy Transtecno.



Obr. 14.: Motor s převodovkou pro pohon válečkového dopravníku [15]

Parametry pohonu

Označení: ECMB 350/402 U 42,75 D18 SZSX 240 [16]

Parametry:

- Výkon $P_M = 500 \text{ W}$
- Otáčky motoru $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$
- Převodový poměr $i_c = 42,75$
- Výstupní otáčky $n_2 = 70 \text{ min}^{-1}$
- Výstupní krouticí moment $M_2 = 64 \text{ Nm}$

Splňuje podmínku pro rozběhový moment $M_{roz} = 58,62 \text{ Nm} < M_2 = 64 \text{ Nm}$

3.1.5. Návrh řetězového pohonu válečků

Parametry řetězového pohonu [17]:

- Převodový poměr $i_f = 1$
- Typ řetězu - 10B
- Počet zubů kol $z = 15$
- Rozteč článků $p = 15,875 \text{ mm}$
- Minimální pevnost $F_p = 22,2 \text{ kN}$
- Hmotnost řetězu $m_r = 0,95 \text{ kg/m}$
- Plocha kloubu $S = 67 \text{ mm}^2$

Obvodová rychlost řetězu

Obvodová rychlost řetězu by neměla překročit $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Na obvodové rychlosti také závisí tažná síla přenášená řetězem.

$$(14) \quad v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot D_t \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 76,36 \cdot 10^{-3} \cdot 70}{60} = 0,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

n_2 [min^{-1}] ... otáčky na výstupu motoru

D_t [m] ... průměr roztečné kružnice řetězového kola

Výpočet výsledné síly

Výsledná síla, přenášená řetězem, je součtem tažné síly přenášené z výkonu motoru P_M a odstředivé síly, způsobené hmotností řetězu. V následujících krocích je nutné řetěz na tuto sílu zkontrolovat.

$$(15) \quad F_{\dot{r}} = \frac{1000 \cdot P_M \cdot \eta}{v_{\dot{r}}} + m_r \cdot v_{\dot{r}}^2 = \frac{1000 \cdot 0,5 \cdot 0,9}{0,28} + 0,95 \cdot 0,28^2 = 1607,2 \text{ N}$$

P_M [kW] ... výkon motoru

$v_{\dot{r}}$ [ms^{-1}] ... obvodová rychlost řetězu

m_r [kg/m] ... hmotnost řetězu

Kontrola tlaku v kloubu řetězu

Řetěz i řetězové kolo jsou nejvíce namáhány na tlak v místech dotyku válečků řetězu a zubů kola. Dovolený tlak se odečítá z tabulek výrobce a je snížený o součinitel tření λ , který je závislý na množství rázů v převodovém poměru a osově vzdálenosti.

Dovolený tabulkový tlak $p_D = \lambda \cdot p_1 = 0,8 \cdot 30,21 = 24,17 \text{ MPa}$ pro obvodovou rychlost $0,28 \text{ ms}^{-1}$. [18]

$$(16) \quad p_v = \frac{F_f}{S} = \frac{1607,2}{67} = 23,99 \text{ Mpa} < p_D = 24,17 \text{ MPa}$$

λ [1] ... součinitel tření
 p_1 [MPa] ... dovolený tlak v kloubu řetězu
 F_f [N] ... síla v řetězu
 S [mm²] ... plocha kloubu
 p_D [MPa] ... dovolený tlak

Kontrola statické pevnosti v tahu

Dále je důležité zkontrolovat statickou pevnost v tahu. Stačí provést porovnání síly v řetězu s minimální pevností udávanou normou nebo výrobcem.

$$(17) \quad k_s = \frac{F_p}{F_f} = \frac{22,2 \cdot 10^3}{1785,8} = 12,4 > k_{s \text{ min}} = 7$$

F_f [N] ... síla v řetězu
 F_p [kN] ... minimální pevnost
 $k_{s \text{ min}}$ [1] ... minimální statická pevnost

Kontrola dynamické pevnosti v tahu

Dynamická kontrola je podobná té statické, je pouze doplněná o snížení bezpečnosti činitelem rázů Y .

$$(18) \quad k_d = \frac{F_p}{Y \cdot F_f} = \frac{22,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 1785,8} = 6,2 > k_{d \text{ min}} = 5$$

F [N] ... síla v řetězu
 F_p [kN] ... minimální pevnost
 Y [1] ... činitel rázů
 $k_{d \text{ min}}$ [1] ... minimální dynamická pevnost

Počet článků řetězu

Je důležité, aby počet článků vycházel jako celé číslo. Výchozími hodnotami jsou předběžná osová vzdálenost a počty zubů řetězových kol. Počet článků pak vychází z délky řetězu podělené roztečí článků.

$$(19) \quad X^* = 2 \cdot \frac{t}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{t} =$$

$$= 2 \cdot \frac{230}{15,875} + \frac{15 + 15}{2} + \left(\frac{15 - 15}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{230} = 43,98 \Rightarrow X = 44 \text{ článků}$$

t [mm] ... rozteč válečků
 p [mm] ... rozteč článků
 z [1] ... počet zubů kol ($z_1 = z_2$)

Skutečná osová vzdálenost

Protože není možné dělit články, musíme upravovat osovou vzdálenost tak, aby odpovídala počtu článků řetězu.

$$\begin{aligned}
 (20) \quad a &= \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2} \right] = \\
 &= \frac{15,875}{8} \cdot \left[2 \cdot 44 - 15 - 15 + \sqrt{(2 \cdot 44 - 15 - 15)^2} \right] = 230,2 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

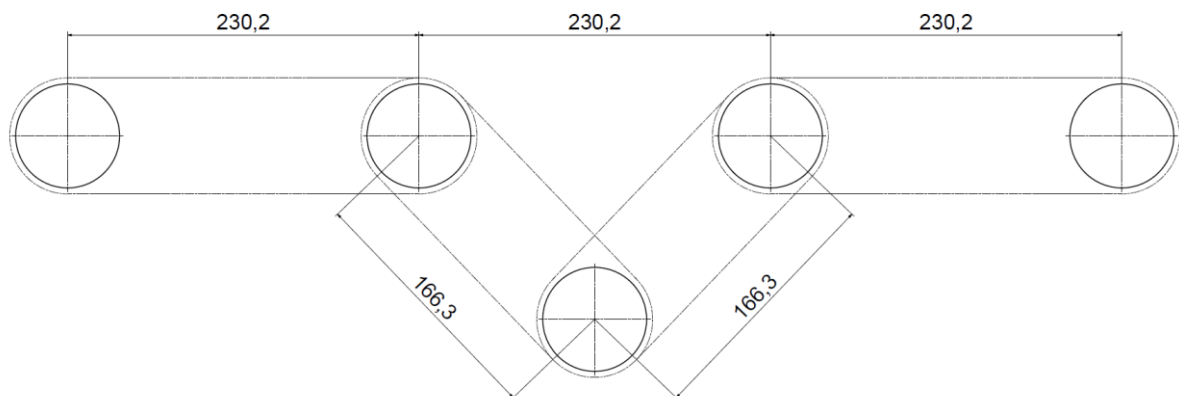
p [mm] ... rozteč článků

X [1] ... počet článků řetězu

z [1] ... počet zubů kol ($z_1=z_2$)

3.1.6. Schéma rozložení řetězů

Existuje několik konstrukčních variant řetězových pohonů, kvůli značné délce dopravníku je však vhodné zvolit variantu s krátkými řetězy. Tato varianta je výhodná díky velkému úhlu opásání a krátké délce řetězu, proto není nutné podpírání řetězu. Podpírání řetězu snižuje účinnost pohonu a zvyšuje opotřebení řetězu. Tato varianta ale vyžaduje válečky se dvěma řetězovými koly. Schéma rozložení řetězů je zobrazeno na Obr. 15.



Obr. 15.: Schéma rozložení řetězového pohonu válečků

3.2. Návrh pohonu vozíku

3.2.1. Výpočet kroutícího momentu

Valivý odpor

Jedná se o sílu, kterou je nutné překonat pro rozjetí vozíku. Vychází ze součinitele tření mezi koly a podlahou μ a hmotností vozíku M .

$$(21) \quad R = M \cdot g \cdot \mu = 1600 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 235,44 \text{ N}$$

M [kg] ... hmotnost vozíku
 g [ms^{-2}] ... tíhové zrychlení
 μ [1] ... součinitel tření

Zrychlení vozíku

Pro výpočet akcelerační síly je nutné určit zrychlení vozíku. V tomto případě zrychlí vozík na požadovanou maximální rychlost a za čas $t_a = 10$ s.

$$(22) \quad a = \frac{v_v}{t_a} = \frac{1,5}{10} = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

v_v [m/s] ... rychlost vozíku
 t_a [s] ... čas rozjezdu

Akcelerační síla

Tato síla je nutná k uvedení vozíku do požadované dopravní rychlosti.

$$(23) \quad F_a = M \cdot a = 1600 \cdot 0,15 = 240 \text{ N}$$

M [kg] ... hmotnost vozíku
 a [ms^{-2}] ... zrychlení vozíku

Celková síla

Celková síla nutná pro uvedení vozíku do pohybu a následně na požadovanou rychlost.

$$(24) \quad F = R + F_a = 235,44 + 240 = 475,44 \text{ N}$$

R [N] ... valivý odpor
 F_a [N] ... akcelerační síla

Kroutící moment

Výsledný kroutící moment závisí na poloměru kol r_k a je nutné ho navýšit o součinitel f . Tento součinitel kompenzuje moment, který se ztratí kvůli tření v ložiscích.

$$(25) \quad M_k = f \cdot F \cdot r_k = 1,15 \cdot 475,44 \cdot 0,125 = 68,34 \text{ Nm}$$

f [1] ... kompenzační součinitel
 F [N] ... celková síla
 r_k [m] ... poloměr kol

Tento kroutící moment se rovnoměrně rozdělí mezi dvě poháněná kola. Takže potřebný maximální krátkodobý moment pro rozjetí musí být rovný nebo vyšší než $34,17 \text{ Nm}$.

3.2.2. Volba motoru

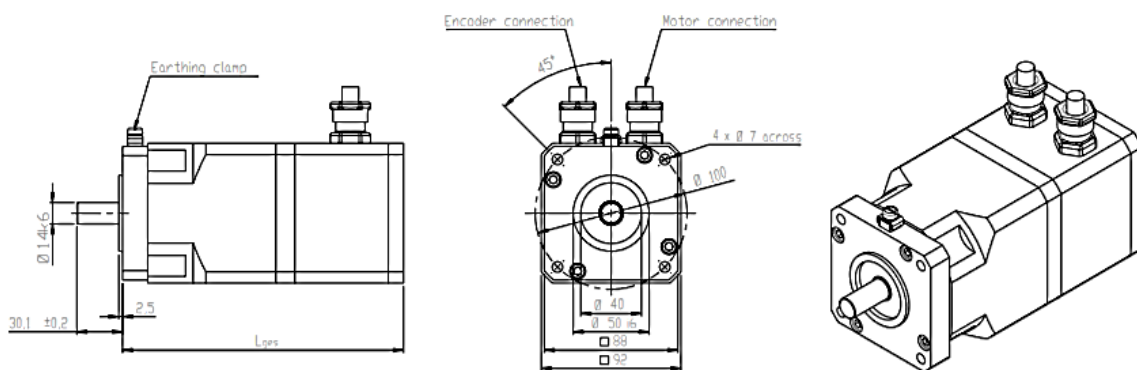
Důležitým krokem je volba správného typu motoru. Jelikož je motor napájený z baterií, je výhodnější použít motory napájené stejnosměrným proudem (DC motory), použití motorů na střídavý proud (AC motory) je však také možné. AC motory se používají například u elektromobilů. Je však nutné použít přídavné zařízení – Alternátor, který mění stejnosměrný proud z baterií na střídavý.

Protože zatáčení vozíků bude realizováno rozdílem momentů na kolech, a nikoliv natáčením kol, je třeba, aby bylo možné řídit otáčky těchto elektromotorů. Pro tuto aplikaci jsou výhodné servomotory, u kterých je možné přesné řízení otáček.

Použitý servomotor (Obr. 16) je od firmy JAT – Jenaer Antriebstechnik GmbH. Schéma servomotoru zobrazeno na obr. 17.



Obr. 16.: Servomotor pro hlavní pohon vozíku [19]



Obr. 17.: Schéma servomotoru [19]

Označení motoru: 80B323 – 8710 – 908M9 – 114D [19]

Parametry motoru:

- Maximální kroutící moment $M_{k-p} = 4,7 \text{ Nm}$
- Pracovní kroutící moment $M_{k-r} = 2,2 \text{ Nm}$
- Otáčky servomotoru $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$
- Pracovní napětí $U = 60 \text{ V (DC)}$
- Součástí servomotoru je brzda s brzdým momentem $M_b = 4,5 \text{ Nm}$

3.2.3. Volba převodovky

Otáčky servomotoru jsou příliš vysoké, přidáním převodovky zredukujeme otáčky a zároveň znásobíme kroutící moment.

Výstupní otáčky

Výpočet potřebných otáček pro dosažení potřebné rychlosti vozíku v .

$$(26) \quad n_k = \frac{60 \cdot v_v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,25} = 114,59 \text{ min}^{-1}$$

v_v [m/s] ... rychlost vozíku

D [m] ... průměr kol

Převodový poměr

Předběžný výpočet převodového poměru pro výběr převodovky.

$$(27) \quad i_p' = \frac{n_s}{n_k} = \frac{1500}{114,59} = 13,09$$

n_s [min⁻¹] ... otáčky servomotoru

n_k [min⁻¹] ... otáčky kol

Převodovka

Pro efektivní převod kroutícího momentu je výhodné zvolit kuželovou převodovku. Další výhodou je také natočení výstupního hřídele o 90°. To je výhodné z konstrukčního hlediska, a navíc použití těchto převodovek ušetří místo, jelikož poháněcí motory nemusí být umístěny do jedné osy, ale mohou být umístěny vedle sebe.

Použitá převodovka (Obr. 18) je od firmy SEW-EURODRIVE [20]

Označení převodovky: K19AQA100/1

Parametry převodovky:

- Převodový poměr $i_p = 12,7$
- Výstupní hřídel ($D \times L$) = 20 x 40 mm
- Průměr vstupní hřídele $d = 14$ mm
- Zatížení výstupní hřídele $R_a = 2930N$



Obr. 18.: Převodovka s adaptérem pro servomotor (vlevo) a tabulka s parametry převodovky (vpravo) [22]

Technické údaje		
K19AQA100/1		
Charakteristika	Hodnota	Jednotka
Otáčky	1400 / 110	1/min
Převodový poměr celkově	12,70	
Max. výstupní moment	80	Nm
Typ konstrukce	M1A	
Vrchní nátěr dle RAL	9005 Jet Black (51890050)	
Výstupní hřídel	20x40	mm
Adaptér středící průměr (B5)	80	mm
Adaptér průměr roztečné kružnice (E5)	100	mm
Adaptér otvor spojky (D1)	14	mm
Množství maziva 1. převodovka	0,4	Litr
Moment setrvačnosti (vztahený na vstupní stranu)	1,56	10 ⁻⁴ kgm ²
Hmotnost netto	9,5	Kg
Možnosti 1. převodovka		
CLP PG 460 (-20 / +60 °C):	0,4	Litr
Výstupní hřídel:	20x40	mm

3.2.4. Výstupní parametry pohonu

Kroutící moment

Výpočet kroutících momentů na výstupním hřídeli z převodovky po připojení k servomotoru. Maximální kroutící moment zvládne motor vyvíjet pouze po krátkou dobu. Využívá se tedy při rozjezdu vozíku.

- Maximální kroutící moment $M_{k-p} \cdot i_p = 4,7 \cdot 12,7 = 59,69 \text{ Nm}$
- Pracovní kroutící moment $M_{k-r} \cdot i_p = 2,2 \cdot 12,7 = 27,94 \text{ Nm}$

Otáčky kol a rychlost vozíku

Výsledná maximální rychlost vozíku závisí na otáčkách výstupní hřídele převodovky a průměru kol. Požadovaná rychlost je $1,5 \text{ m/s}$.

$$(28) \quad n_k = \frac{n_s}{i_p} = \frac{1500}{12,7} = 118,11 \text{ min}^{-1}$$

$$(29) \quad v_v = \frac{n_k \cdot \pi \cdot D}{60} = \frac{118,11 \cdot \pi \cdot 0,25}{60} = 1,55 \text{ m/s}$$

n_s [min^{-1}] ... otáčky servomotoru

n_k [min^{-1}] ... otáčky kol

i_p [1] ... převodový poměr převodovky

D [m] ... průměr kol

v_v [m/s] ... rychlost vozíku

Servomotor s převodovkou dodají dostatečné otáčky pro dosažení požadované rychlosti vozíku. Dodají také dostatečný kroutící moment pro rozjetí vozíku.

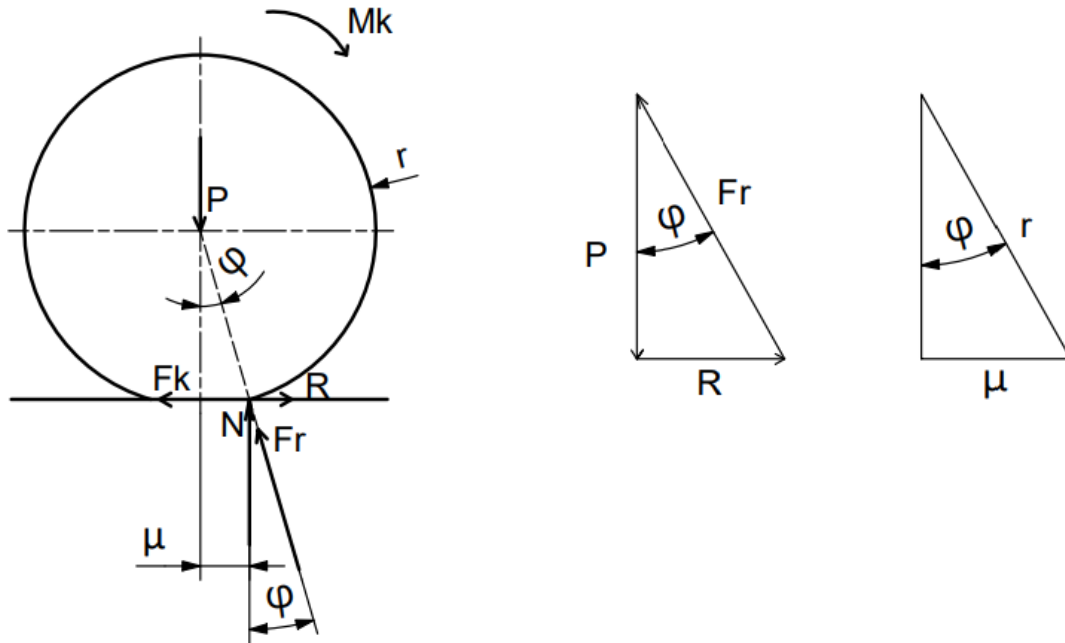
3.2.5. Zamezení prokluzu kol

Přítlačná síla

Nutná přítlačná síla vychází z valivého odporu na poháněných kolech. Valivý odpor musí být minimálně stejně velký jako síla vyvozená kroutícím momentem. Nejvyšší kroutící moment nastává při rozjíždění, během jízdy bude tedy vždy potřebná menší přítlačná síla. Valivý odpor nejvíce ovlivňuje hmotnost m působící na kolo, resp. síla touto hmotností vyvolaná. Proto je nutné tuto sílu navrhnout.

$$(30) \quad R \geq F_k = \frac{M_k}{r}$$

Za M_k se v tomto případě dosadí polovina potřebného momentu pro rozjetí vozíku, jelikož následující výpočty se vztahují pouze k jednomu ze dvou poháněných kol.



Obr. 19.: Schéma rozložení sil na kole

Z podobnosti trojúhelníků na Obr. 19 vyplývá následující vztah pro výpočet valivého odporu z výsledné reakce působení kola na podlahu.

Pro malé hodnoty úhlu φ platí $\sin \varphi \approx \tan \varphi$ a také $\sin \varphi \approx \varphi$.

$$(31) \quad R = F_r \cdot \sin \varphi \approx F_r \cdot \tan \varphi \approx \frac{F_r \cdot \varphi r}{r} = \frac{F_r \cdot \mu}{r} \rightarrow R \cdot r = F_r \cdot \mu$$

Dále také platí vztah pro výslednou reakci F

$$(32) \quad F_r^2 = P^2 + R^2$$

Jelikož výsledná reakce F_r není známá, je nutné spojit rovnice (30) a (31) pro získání výsledného vztahu pro valivý odpor.

$$R^2 \cdot r^2 = F_r^2 \cdot \mu^2$$

$$R^2 \cdot r^2 = (P^2 + R^2) \cdot \mu^2$$

$$R^2 \cdot (r^2 - \mu^2) = P^2 \cdot \mu^2$$

$$(33) \quad R = \frac{P \cdot \mu}{\sqrt{r^2 - \mu^2}}$$

Po dosazení za R ze vztahu (29) je možné vypočítat mezní sílu G , při které nebude docházet k prokluzu kol.

$$\frac{M_k}{r} = \frac{P \cdot \mu}{\sqrt{r^2 - \mu^2}}$$

$$(34) \quad P = \frac{M_k \cdot \sqrt{r^2 - \mu^2}}{r \cdot \mu} = \frac{34,2 \cdot \sqrt{0,125^2 - 0,02^2}}{0,125 \cdot 0,02} = 1687,3 \text{ N}$$

M_k [Nm] ... kroutící moment na jednom poháněném kole

r [m] ... poloměr kola

μ [m] ... součinitel valivého tření

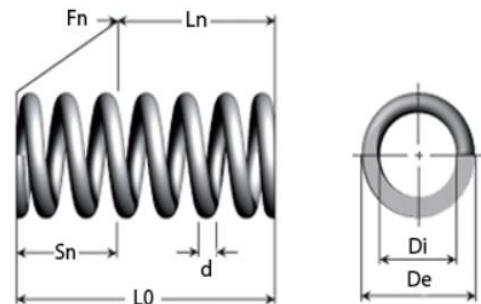
P [N] ... přítláčná síla

Síla P pro přitlačení kola bude z části tvořena tíhou elektromotoru (přibližně 300 N), zbylá síla bude vyvozena pružinou. Použití pružiny také umožňuje zdvih kola v případě, že by došlo k najetí na nerovnost podlahy nebo malý předmět.

Návrh pružiny

Vybraná pružina (Obr. 20) od firmy Sodemann [21]

Materiál	Nerezová ocel 302
d - Průměr drátu (mm)	6,30
De - Vnější průměr (mm)	38,30
Di - Vnitřní průměr (mm)	25,70
L0 - Délka bez zatížení (mm)	75,00
Ln - Max. délka při zatížení (mm)	49,00
Sn - Maximální zdvih (mm)	26,00
Fn - Maximální zatížení při Ln (N)	1927,00
R - Tuhost pružiny (N/mm)	74,12



Obr. 20.: Schéma pružiny a tabulka parametrů [21]

Zbylá přitlačná síla, kterou musí pružina vyvinout 1387,3 N.

Z tuhosti pružiny vychází potřebné stlačení, které vytvoří přitlačnou sílu P .

$$(35) \quad P = x \cdot R \rightarrow x = \frac{P}{R} = \frac{1387,3}{74,12} = 18,72 \text{ mm} \rightarrow 19 \text{ mm}$$

P [N] ... přitlačná síla

R [N/mm] ... tuhost pružiny

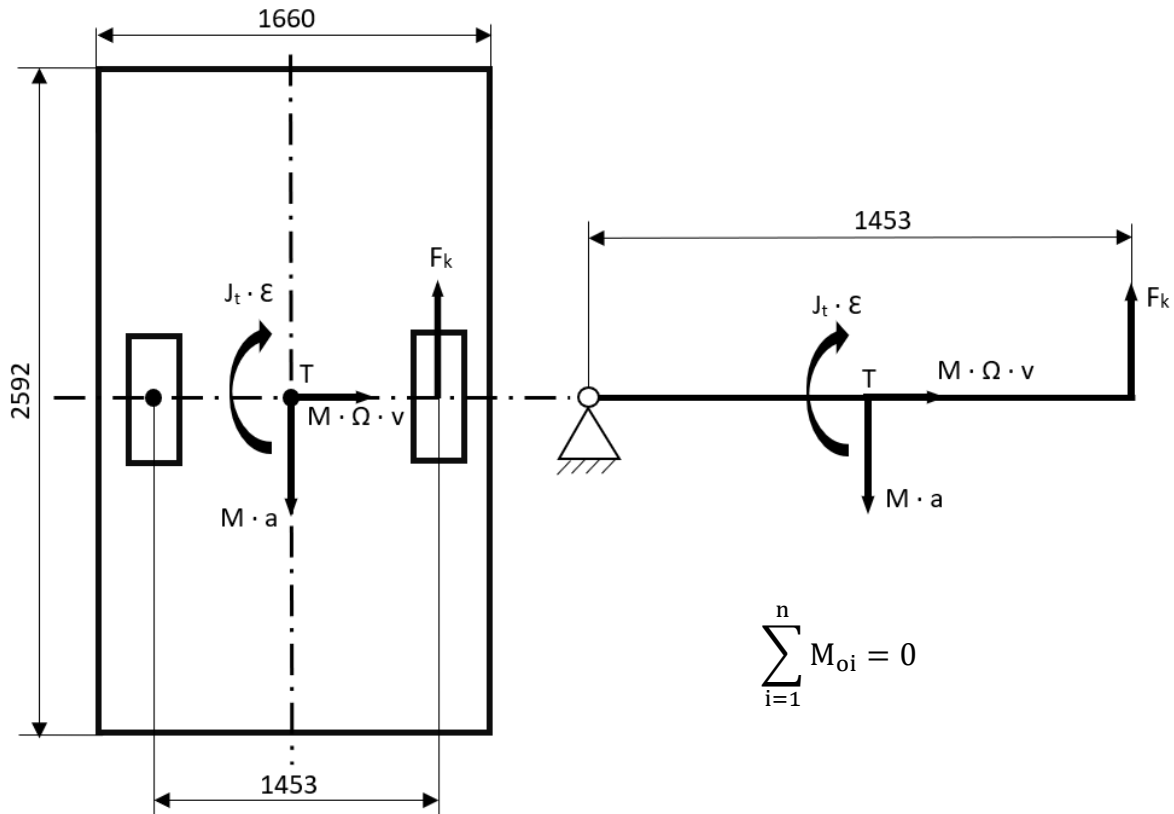
x [mm] ... stlačení pružiny

Při stlačení pružiny o 19 mm nebude při rozjezdu vozíku docházet k prokluzu kol. Maximální možné stlačení pružiny je 26 mm. To znamená dostatečnou vůli, pokud dojde k naklonění vozíku.

3.2.6. Zatáčení vozíku

Zatáčení bude realizováno pomocí rozdílu otáček na poháněných kolech. V ideálním případě bude jedno kolo zastavené pomocí vestavěné brzdy servomotoru a vozík bude otočen pomocí pohonu druhého kola. V tomto případě je poloměr zatáčení minimální, a tak se vozík může pohybovat i v relativně malých prostorách haly.

Výpočet síly potřebné k zatočení vozíku



Obr. 21.: Schéma pro výpočet zatáčecí síly

Výpočet je analogický s výpočtem pro nosník s jedním stupněm volnosti. Pod kolo na vnitřním poloměru zatáčky umístíme rotační podporu. Výsledná síla pro otočení vozíku musí překonat moment setrvačnosti a sílu od zrychlení vozíku. Výpočet vychází z momentové rovnice k rotační podpoře.

$$(36) J_t = \frac{1}{12} \cdot M \cdot (a^2 + b^2) = \frac{1}{12} \cdot 1600 \cdot (2,592^2 + 1,660^2) = 1263,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$(37) M_o: F_k \cdot 1453 - J_t \cdot \varepsilon - M \cdot a \cdot \frac{1,453}{2} = 0$$

Výpočty byly provedeny pro zrychlení $a = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a úhlové zrychlení $\varepsilon = 0,275 \text{ s}^{-2}$

$$(38) M_o: F_k = \frac{J_t \cdot \varepsilon + M \cdot a \cdot 726,5}{1,453} = \frac{1263,2 \cdot 0,275 + 1600 \cdot 0,2 \cdot 726,5}{1,453} = 399 \text{ N}$$

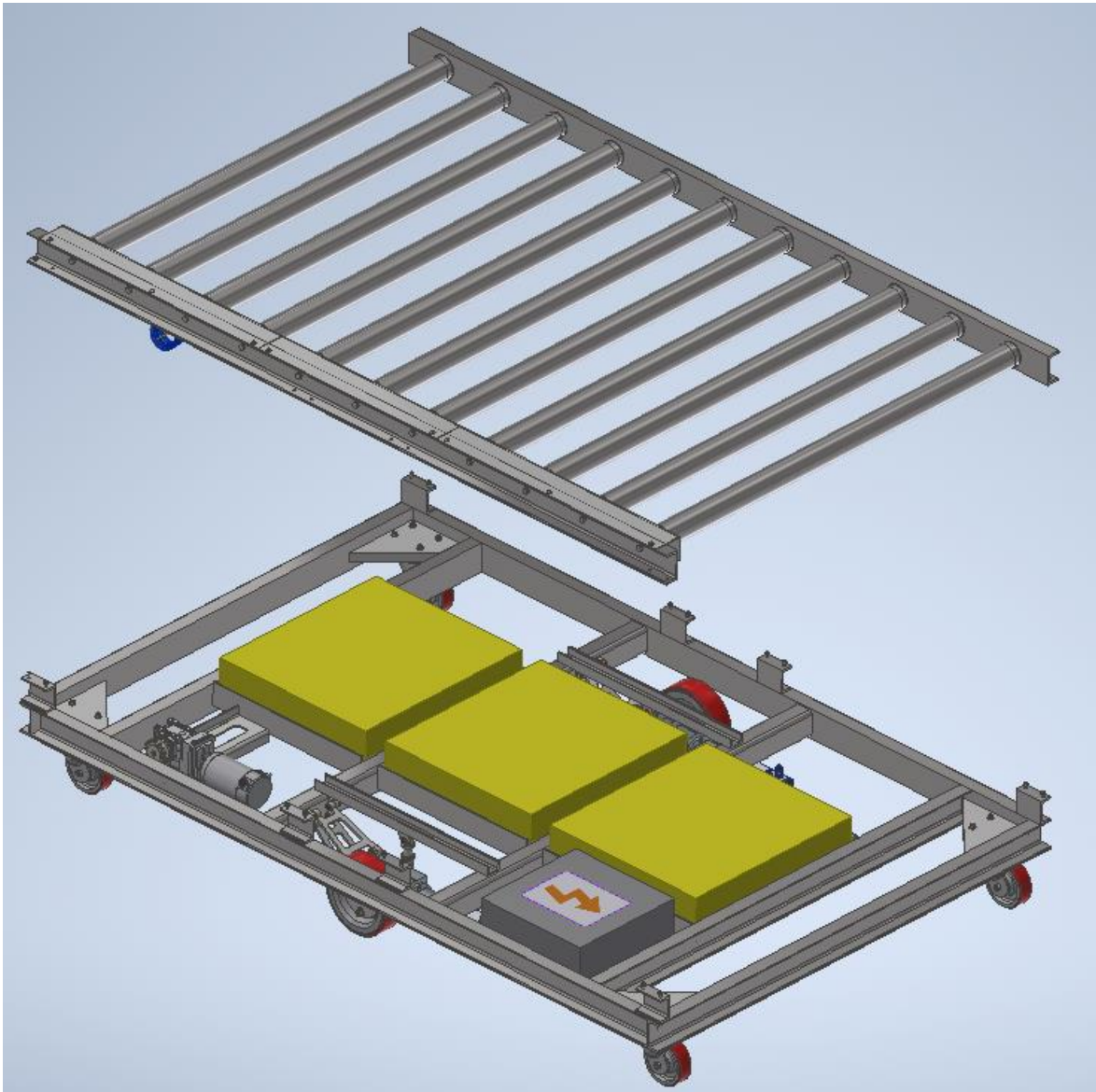
Maximální zatáčecí síla, kterou je motor schopný vyvinout je:

$$(39) F_{\max} = \frac{M_{k-p}}{r_k} = \frac{59,69}{0,125} = 447,5 \text{ N} \rightarrow F_k < F_{\max}$$

Síla potřebná k zatočení je menší než maximální síla, kterou je motor schopný vyvinout. Vozík je tedy schopný zatočit i v tomto ideálním případě. V běžném provozu budou využity oba motory, a tak bude potřebná síla menší.

3.3. Konstrukce vozíku

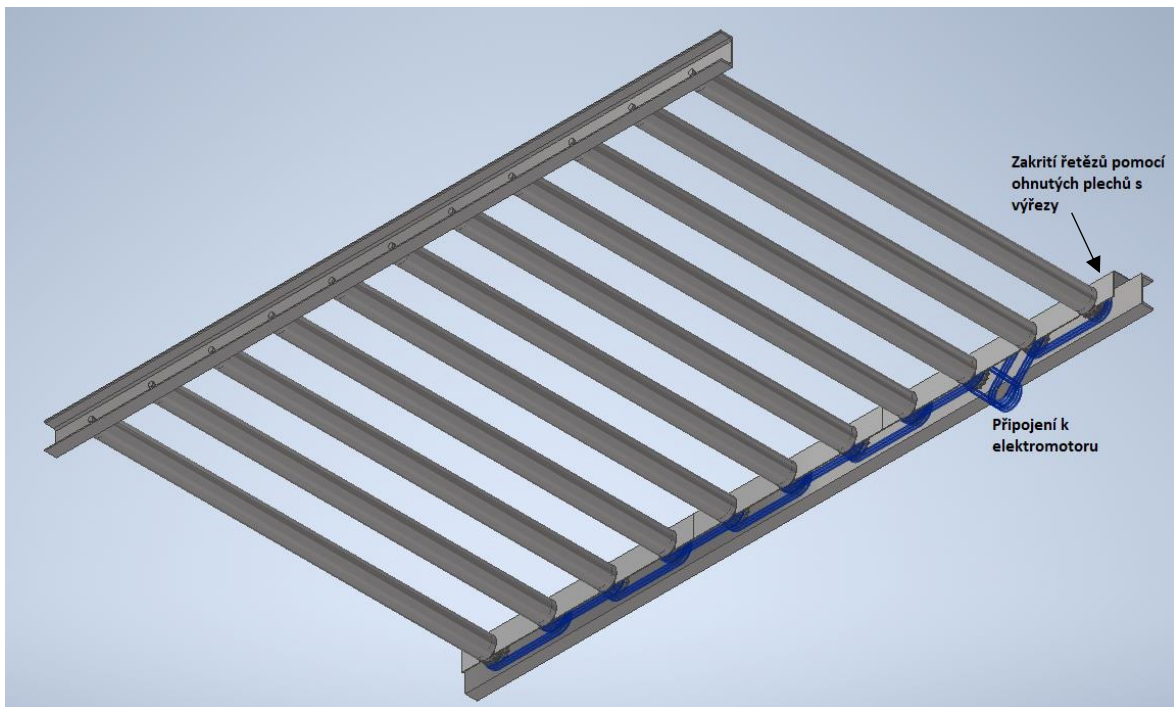
Na Obr. 22 lze vidět finální návrh vozíku, který se skládá ze dvou hlavních částí, a to rámu s pohony a bateriemi a válečkového dopravníku.



Obr. 22.: Model rozloženého vozíku

3.3.1. Dopravník

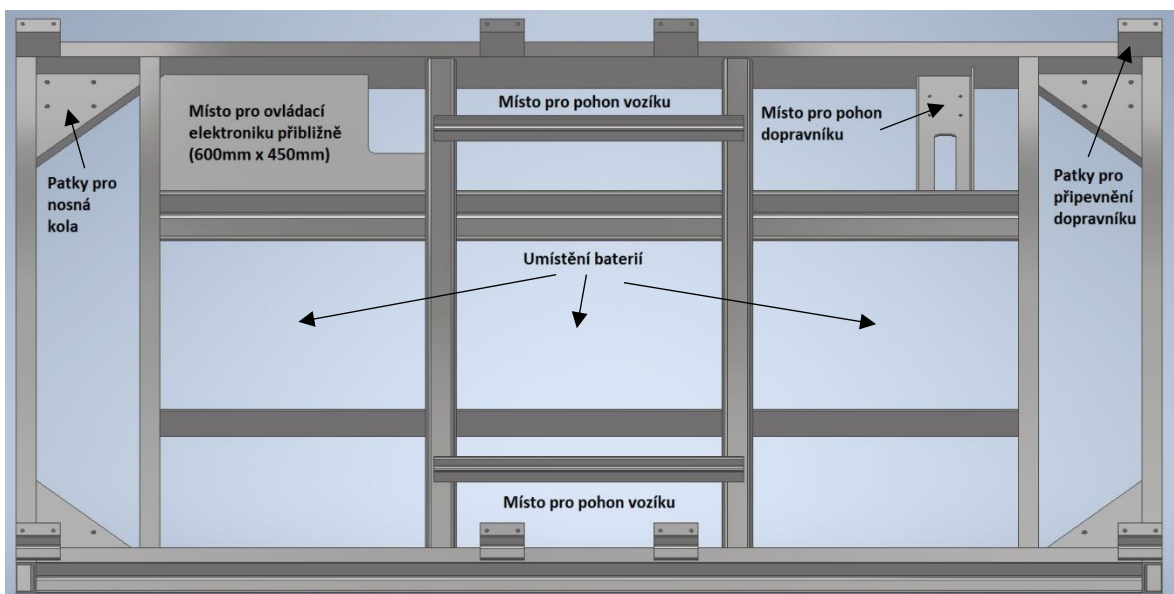
Dopravník tvoří válečky upevněné do U profilů na obou koncích a poháněcí řetězy. Tuto konstrukci je možné vidět na Obr. 23. Zvolené dopravníkové válečky obsahují osu s ložisky a řetězová kola, proto stačí osy válečků pouze přišroubovat profilům a pospojovat jednotlivé válečky poháněcími řetězy. Mezi koncovými válečky je umístěn elektromotor s hnacím řetězovým kolem.



Obr. 23.: Pohled na dopravník zespodu

3.3.2. Rám vozíku

Rám vozíku je základní nosnou konstrukcí, ke které se připojují ostatní části jako například dopravník, pohonný mechanismus nebo baterie a řídicí elektronika. Rám zobrazený na Obr. 24 je tvořený převážně z normalizovaných U a L profilů, ty jsou pak spojeny svary. K rámu jsou také přivařené nosné prvky pohonů, baterií a elektroniky vyrobených z ohýbaných plechů.

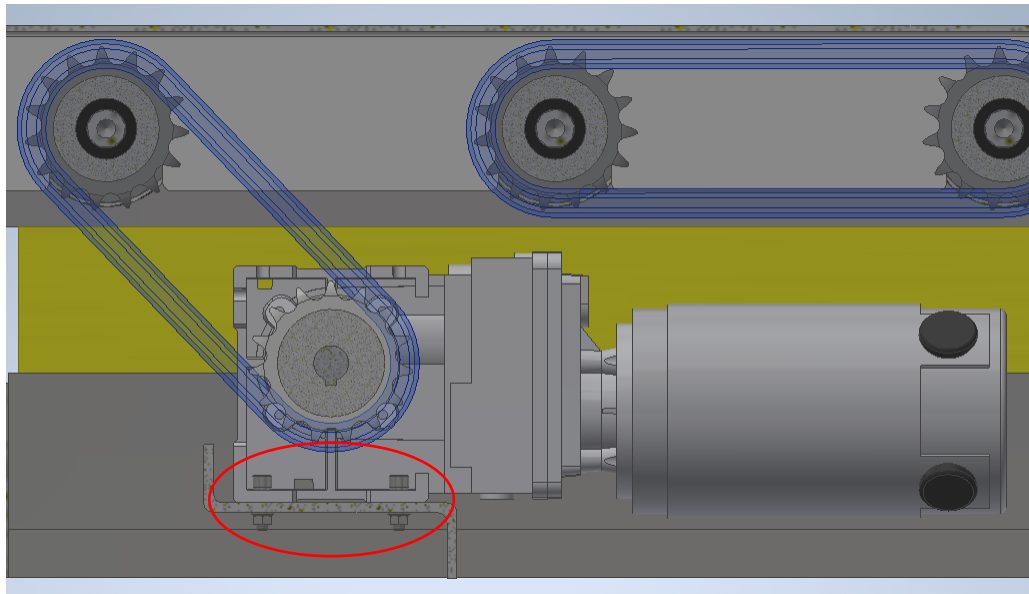


Obr. 24.: Svařovaný rám vozíku

3.3.3. Pohony dopravníku a vozíku

Pohon dopravníku

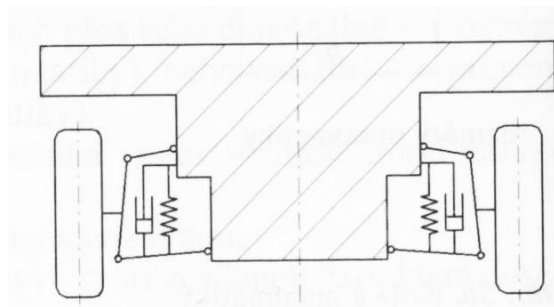
Z prostorových důvodů je pohon dopravníku umístěn na jednom z konců dopravníku a pomocí šroubů je připevněn k rámu vozíku. Aby bylo umožněné napínání řetězu, jsou šrouby umístěny na spodní straně motoru. Toto umístění a upevnění motoru je vyznačeno na Obr. 25.



Obr. 25.: Uchycení pohonu dopravníku

Pohon vozíku

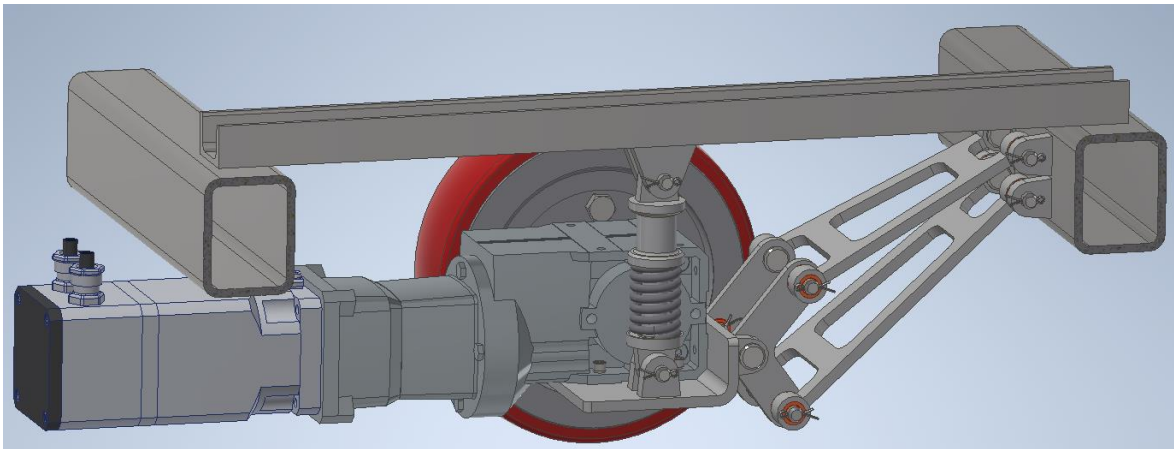
Aby byl umožněný mírný vertikální pohyb kol při najetí na nerovnost v podlaze, využívá se zavěšení kol s pohyblivým ramenem a přítlačnou pružinou. Díky řešení pohonu pomocí elektromotoru, je také možné využít nezávislého zavěšení kol schematicky zobrazené na Obr. 26. Takové zavěšení má výhodu v tom, že se kola navzájem neovlivňují, takže se mohou pohybovat nezávisle na sobě. Je tím také zajištěný stálý kontakt kola s podlahou.



Obr. 26.: Nezávislé zavěšení kol [1]

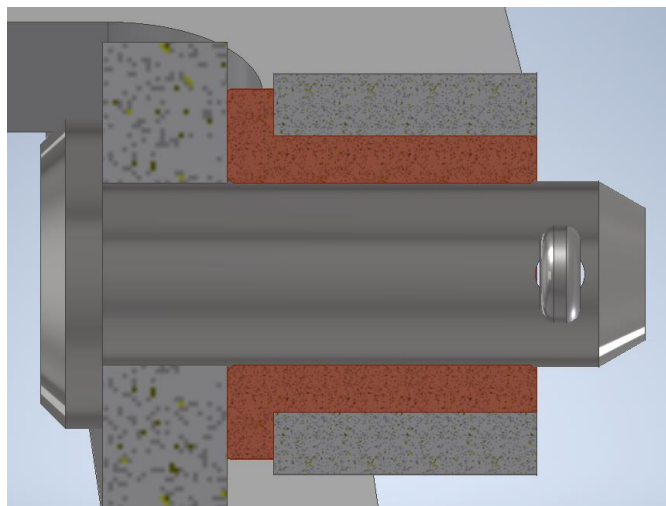
Dále také při tomto konstrukčním řešení nenesou pohonný mechanismus váhu vozíku, protože se může rozložit do nosných otočných koleček v rozích vozíku. Tím se sníží ohybové

zatížení výstupního hřídele převodovky, na kterém je umístěno hnací kolo. Finální mechanismus je možné vidět na Obr. 27.



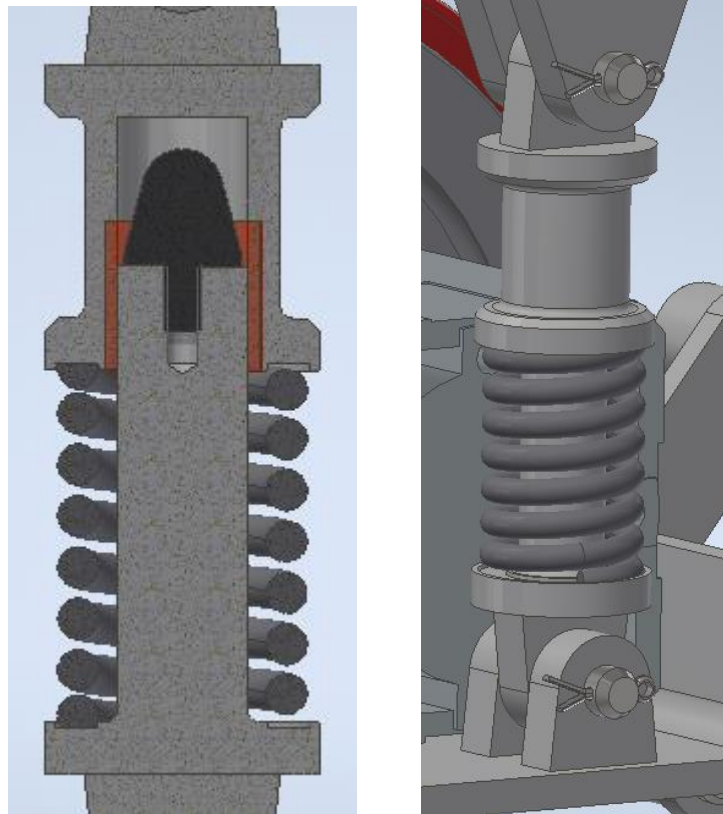
Obr. 27.: Zavěšení pohonu vozíku

V kloubech ramene jsou umístěna bronzová pouzdra pro snížení tření při pohybu. Osy v kloubech jsou tvořeny čepy s hlavou a otvorem pro závlačku, která čep axiálně zajišťuje. Řez kloubem je zobrazen na Obr. 28.



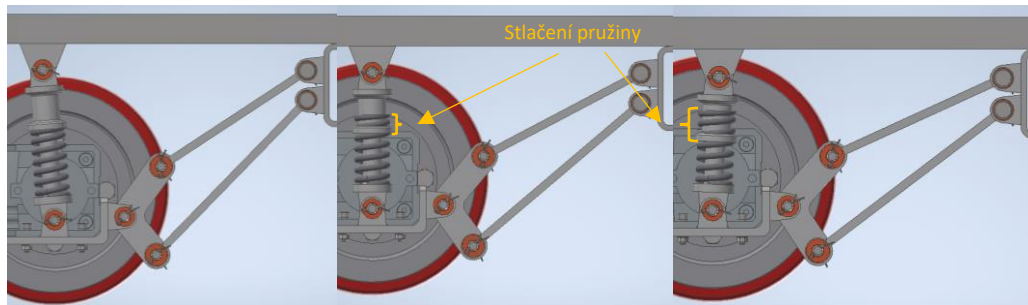
Obr. 28.: Řez kloubem zavěšení

Přítlačná pružina plní zároveň také funkci tlumiče. Tento tlumič má jednoduchou konstrukci. Bronzové pouzdro usnadňuje pohyb osy tlumiče, objímky zamezují radiální posunutí pružiny a pryžový doraz zabraňuje nárazu kov na kov při úplném zmáčknutí pružiny. Konstrukci je možné vidět na Obr. 29.



Obr. 29.: Pohled a řez tlumiče

Celý mechanismus je připevněn otočnými klouby, které jsou přivařeny k rámu. To umožňuje již zmíněný pohyb celého mechanismu. Na následujícím obrázku (Obr. 30) je vidět pohyb mechanismu při různém stlačení pružiny (nestlačená, pracovní a maximální)



Obr. 30.: Pohyb mechanismu pohonu

Kola

Vozík má dva typy kol – zaprvé hnací (Obr. 32), která se přišroubují k přírubě na výstupní hřídeli převodovky. Přenos kroutícího momentu z hřídele na přírubu je realizován těsným perem. Kolo se skládá z litinového středu a polyuretanového běhounu.

Druhým typem jsou nosná kolečka (Obr. 31) s otočnou vidlicí, ta však nepřenáší kroutící moment, slouží pouze jako podpory v rozích vozíku.



Obr. 31.: Nosné kolečko [22]



Obr. 32.: Hnací kolo [23]

3.3.4. Elektronika

Baterie

Baterie jsou řešeny pomocí sériového zapojení tří 24 V baterií pro dosažení potřebného napětí k napájení servomotoru. Použité baterie od firmy Jungheinrich mají přívětivé rozměry (660x145x590 mm), především malou výšku a kapacitu 2,8 kWh. Baterie jsou v modelu vyznačeny žlutým kvádrem.[24]

Řídící elektronika

Návrh řídicí elektroniky nebyl součástí náplně bakalářské práce. Předpokládaný způsob řízení je pomocí PLC automatu. Na tento automat a další potřebná zařízení je vymezený prostor označený v modelu šedým kvádrem.

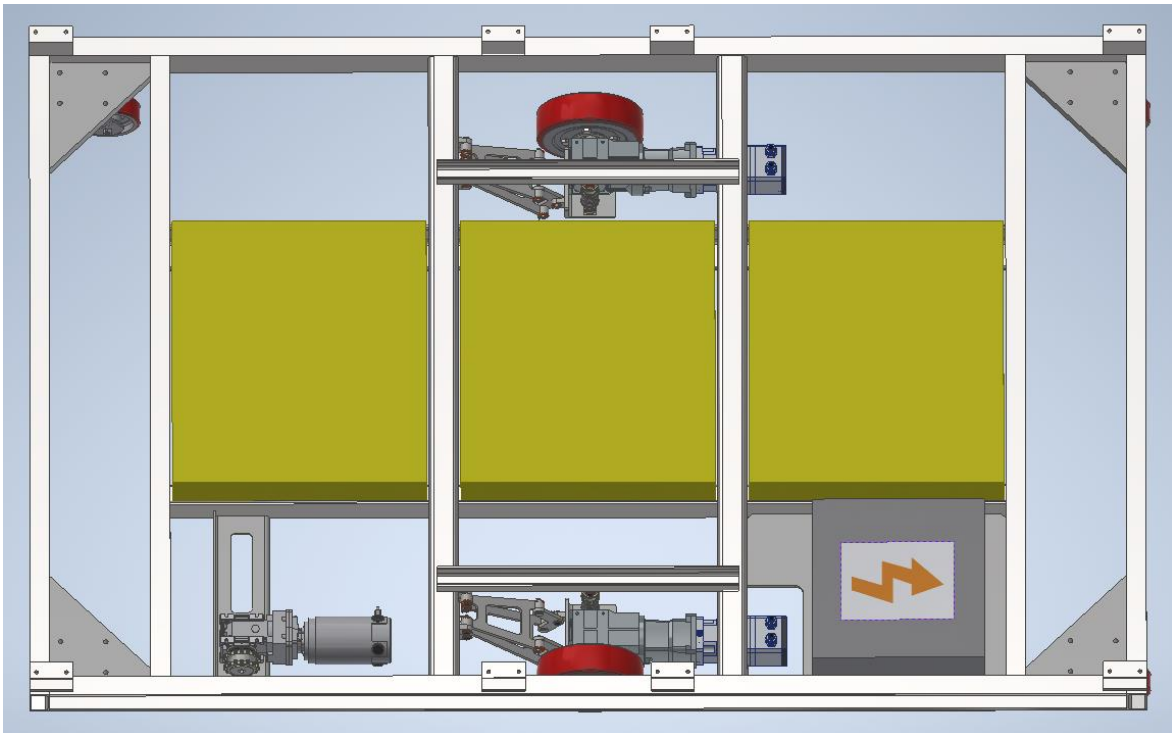
Senzory

Vozík musí být vybaven senzory pro snímání magnetického pole, jelikož trajektorie jízdy je zvolena nalepením magnetické pásky na podlahu haly. Tuto pásku pak snímač sleduje a řídicí elektronika podle těchto signálů upravuje otáčky kol.

Další nutný typ senzorů je proximity a to hlavně kvůli bezpečnosti. Proximity senzory, ať už optické nebo indukční, slouží k detekci předmětů a osob, do kterých by vozík mohl narazit.

3.3.5. Vozík

Dopravník je možné z vozíku odebrat a nahradit jiným, například pásovým dopravníkem. Díky tomu je vozík velmi variabilní. Model samostatného vozíku je zobrazen na Obr. 33.



Obr. 33.: Vozík po odebrání válečkového dopravníku

4. Závěr

V bakalářské práci jsem se zabýval konstrukčním návrhem pojízdného válečkového dopravníku. V teoretické části jsem shrnul nejčastěji používané dopravníky a důležité komponenty, ze kterých se pojízdné vozíky skládají.

Praktická část byla rozdělena do dvou částí. V první části jsem se zabýval konstrukčním návrhem válečkového dopravníku s řetězovým pohonem. Bylo velmi důležité správně navrhnout kroutící moment hnacího motoru, a také provést kontrolu řetězového pohonu.

Druhá část byla zaměřena na návrh vozíku a jeho pohon. Při návrhu pohonu bylo důležité, aby kola neprokluzovala a byla ve stálém kontaktu s podlahou, a také aby nebyla překročena radiální síla na výstupní hřídel z převodovky servomotoru. Z toho důvodu jsem navrhl nezávislé zavěšení pohonu a pro přitlačování kol jsem využil pružinu. Pohonný mechanismus tak nenese váhu vozíku. V neposlední řadě bylo důležité vyřešit zatáčení vozíku. To je realizováno řízením otáček jednotlivých kol. Dále jsem také zkontroloval, zda navržený pohon zvládne vyvinout dostatečnou sílu pro otočení vozíku.

Všechny požadavky na pojízdný dopravník byly splněny a podařilo se mi vytvořit požadovaný model a výkresy. Tato konstrukční varianta pojízdného dopravníku je velmi variabilní díky vyměnitelnému dopravníku a může mít široké využití pro přepravu různého materiálu po výrobních halách.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KEMKA, V., J. BARTÁK, P. MILČÁK a P. ŽITEK. Stavba a provoz strojů: Stroje a zařízení. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [2] DUBECKÝ, Lukáš. *Parametricky řešený konstrukční návrh stavebnicového gravitačního válečkového dopravníku včetně podpěr*. Praha, 2018. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
- [3] *Motion controls robotics* [online]. [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://motioncontrolsrobotics.com/robotic-applications/automated-material-handling/automatic-guided-carts-agc/>
- [4] *Smart cart: installed systems* [online]. [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://www.motioncontrolsrobotics.com/downloads/SmartCart/SmartCart-System-Installations.pdf>
- [5] *MAX AGV: Navigation, safety and charging* [online]. [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://maxagv.com/how-agv-works/#sonixagv>
- [6] Třífázový elektromotor [online]. [cit. 2021-6-1]. Dostupné z: <http://www.electricalpowerenergy.com/2021/01/things-you-need-to-know-about-three-phase-induction-motors/>
- [7] NEBŘENSKÝ, Jaroslav. *Hybridní pohon pro motocykl*. Praha, 2018. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová.
- [8] CHROUST, Michal. *Univerzální přípravek pro měření torzně namáhaných válcových pružin*. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. František Lopot, Ph.D.
- [9] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické Tabulky*. 6. vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [10] SKŘIPEC, Kryštof. *Analýza trhu s optickými senzory v ČR z pohledu tržní pozice firmy Panasonic*. Praha, 2018. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Tomáš Podivínský.
- [11] Short form SENSORS: Katalog optických senzorů firmy Panasonic [online]. [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/files/files/71/sf-sensor-en.pdf>
- [12] ROS RollenTechnik [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://cdn.tracepartsonline.net/PartsDefs/Production/ROS_ROLLENTECHNIK/32-20112018-083731/Documents/ROS_Tragrollenkatalog_2016.pdf

- [13] MARTÍNEK, Petr. Transportní zařízení: Řešené příklady: Určeno pro posl. 4. roč. FS. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993, 109 s. ISBN 80-707-8165-3.
- [14] NOVOTNÝ, Lukáš. Modulární návrh válečkového dopravníku [online]. Brno, 2009 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=18770. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
- [15] Elektromotor s převodovkou. Raveo.cz [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/kartacove-dc-motory-s-kuzelocelni-prevodovkou>
- [16] Katalog. Raveo.cz [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2020/11/transtecno_minitecno_ndcmb-ecmb_dc_helical_bevel_gearmotors_2019_en_v0119a.pdf
- [17] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. Strojnické tabulky 1. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [18] Výpočet řetězového převodu [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [19] Katalog. Raveo.cz [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2019/01/datasheet.pdf>
- [20] Konfigurační výrobků. Sew-eurodrive.cz [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/gears/standalonegear/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ
- [21] Pružina. Sodemann-pruziny.cz [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/24090>
- [22] Otočná kolečka. Tente.com [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.tente.com/cs-cz/produkt/otocna-kolecka/150-mm/kappa/9680ftp150p63-wt50#>
- [23] Hnací kolo. Tente.com [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.tente.com/cs-cz/produkt/kladky/250-mm/novatech/ftf250x75-o80-4xo15#>
- [24] Baterie. Jungheinrich.cz [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.jungheinrich.cz/produkty/baterie-nabijecky/baterie/li-ion-baterie-491954>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: Pásový dopravník [1]	3
Obr. 2.: Článekový dopravník [1]	4
Obr. 3.: Korečkový dopravník [1]	4
Obr. 4.: Závěsný dopravník [1].....	5
Obr. 5.: Žlabový dopravník [1]	5
Obr. 6.: Vibrační dopravník [1]	6
Obr. 7.: Šnekový dopravník [1]	6
Obr. 8.: Pohony válečkových dopravníků [1]	7
Obr. 9.: Automaticky řízený vozík s přidaným válečkovým dopravníkem [4]	8
Obr. 10.: Třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko [6]	9
Obr. 11.: Příklady tlačných pružin [9]	10
Obr. 12.: Optický proximní senzor [11]	10
Obr. 13.: Dopravníkový váleček [12, str. 98]	12
Obr. 14.: Motor s převodovkou pro pohon válečkového dopravníku [15]	15
Obr. 15.: Schéma rozložení řetězového pohonu válečků	18
Obr. 16.: Servomotor pro hlavní pohon vozíku [19]	20
Obr. 17.: Schéma servomotoru [19]	20
Obr. 18.: Převodovka s adaptérem pro servomotor (vlevo) a tabulka s parametry převodovky (vpravo) [22]	21
Obr. 19.: Schéma rozložení sil na kole	23
Obr. 20.: Schéma pružiny a tabulka parametrů [21]	24
Obr. 21.: Schéma pro výpočet zatáčecí síly	25
Obr. 22.: Model rozloženého vozíku.....	26
Obr. 23.: Pohled na dopravník zespodu	27
Obr. 24.: Svařovaný rám vozíku	27
Obr. 25.: Uchycení pohonu dopravníku.....	28
Obr. 26.: Nezávislé zavěšení kol [1]	28
Obr. 27.: Zavěšení pohonu vozíku	29
Obr. 28.: Řez kloubem zavěšení.....	29
Obr. 29.: Pohled a řez tlumiče	30
Obr. 30.: Pohyb mechanismu pohonu	30
Obr. 31.: Nosné kolečko [22]	31
Obr. 32.: Hnací kolo [23].....	31
Obr. 33.: Vozík po odebrání válečkového dopravníku	32

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 : Parametry válečků [12 str. 98]	12
--	----

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Výkres číslo: PVD – 0000 – 01 – Vrchní část tlumiče

Výkres číslo: PVD – 0000 – 02 – Příruba pro kolo

Výkres sestavy číslo: PVD – 1000 – 01 – Pojízdný válečkový dopravníky

Výkres sestavy číslo: PVD – 1000 – 02 – Pravý pohon