



MANIPULACE S VELKOFORMÁTOVÝMI DESKAMI IZOLACE

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Maxim Yurin**
Vedoucí práce: Ing. Michal Starý, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

MANIPULATION WITH THE LARGE SIZE INSULATION SLABS.

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Maxim Yurin**
Supervisor: Ing. Michal Starý, Ph.D.



Tento list nahradte
originálem zadání.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Téma:

Manipulace s velkoformátovými deskami izolace

Anotace:

Diplomová práce se zabývá automatizací pracoviště na odebírání bloku izolačních desek z dopravníku a jejich stohování na paletu. Navřené řešení vychází z podrobného rozboru současného stavu linky a požadavků zadavatele tématu práce ve smyslu synchronizace výkonu, průtoku výrobní linkou a bezpečnostních požadavků. Předloženým konstrukčním řešením stanice vhodné pro integraci do stávajícího dispozičního prostoru je systém, složený ze čtyř dopravníků.

Klíčová slova: manipulace, izolace, automatizace

Theme:

Manipulation with the Large Size Insulation Slabs

Annotation:

The thesis is devoted to the automation process of the manipulation with insulation slabs, their removing from the end of the conveyor, where they are delivered in blocks and then stacking on palettes. The offered solution is based on the detailed description of the actual conveyor conditions. Moreover it meets the requirements on outputs synchronization, capacity of the production line and safety requirements. The design solution includes the system of the four conveyors which is suitable for the implementation into the existing factory area.

Key words: manipulation, insulation, automation

Poděkování

Děkuji panu **Ing. Michalovi Starému, Ph.D.**, členu Katedry sklářských strojů a robotiky Technické univerzity v Liberci, za odborné vedení, cenné připomínky a trpělivost v průběhu řešení této diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval panu **Petru Konšelovi** a **Ing. Marcelu Horákovi, Ph.D.** za odbornou pomoc a ochotu související s řešením této diplomové práce.

Yurin Maxim.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	7
Úvod.....	10
1. Rozbor současného stavu	11
1.1. Vstupní parametry pro stanovení okrajových podmínek.....	11
1.2. Popis pracoviště	12
1.3. Rozbor pracovního cyklu	14
1.4. Výpočet výkonu lidské práce	16
2. Alternativní studie – návrh koncepce řešení	17
2.1. Manipulace s jednotlivými deskami	17
2.2. Manipulace s blokem desek	19
2.3. Rozhodovací analýza pro systém uchopení a přemístění desek na paletu.....	21
2.4. Rozbor mechanického systému s rolnami	22
2.5. Rozhodovací analýza pro systém s rolny	24
2.6. Zásobník na dřevěné palety	24
2.7. Rozhodovací analýza pro zásobník na palety	27
2.8. Výběr varianty pro konstrukční řešení	27
3. Konstrukční řešení	28
3.1. Přehled výkresové dokumentace	28
3.2. Přehled navrženého konstrukčního řešení	29
3.3. Návrh pásového dopravníku.....	29
3.3.1. Výpočet pásového dopravníku	30
3.3.2. Návrh pohonné jednotky pro pasový dopravník	38
3.4. Výpočet ložisek	39
3.5. Návrh válečkového dopravníku	40
3.5.1. Výpočet válečkového dopravníku	40
3.5.2. Návrh pohonné jednotky pro válečkový dopravník.....	43
3.6. Návrh pásového dopravníku na přesměrování palety	46
3.6.1. Výpočet dopravníku	46
3.6.2. Návrh pohonné jednotky pro pásový dopravník na přesměrování palety.....	47
3.6.3. Volba elektromotoru pro pásový dopravník.....	48
3.6.4. Návrh posuvné jednotky pro pásový dopravník na přesměrování palety.....	48
4. Technicko-ekonomické hodnocení	49
4.1. Technické hodnocení	49
4.2. Ekonomické hodnocení	50
Závěr.....	51
Seznam použité literatury.....	52
Seznam obrázků	53
Seznam tabulek	53
Seznam příloh	53

Seznam použitých symbolů a značek

Značka	Jednotka	Popis
v	$[m \cdot s^{-1}]$	dopravní rychlost
n	$[ks]$	počet dopravních kusů za hodinu
l	$[m]$	průměrná vzdálenost dvou po sobě následujících kusů
Q	$[t \cdot h^{-1}]$	dopravní množství za hodinu
m	$[kg]$	hmotnost jednoho bloku
$F_{hš}$	$[N]$	hlavní odpor v šikmém úseku dopravníku
F_{hv}	$[N]$	hlavní odpor ve vodorovném úseku dopravníku
F_H	$[N]$	hlavní odpor
f_1	$[-]$	globální součinitel tření
f	$[-]$	součinitel tření mezi kluznou deskou a textilií
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$L_{š}$	$[m]$	hodnota osové vzdálenosti v šikmém úseku dopravníku
L_v	$[m]$	hodnota osové vzdálenosti ve vodorovném úseku dopravníku
q_1	$[kg]$	hmotnost materiálů na 1 bm pásu
q_2	$[kg]$	hmotnost 1 bm pásu
q_{rd}	$[kg]$	hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi, připadající na jeden metr dopravníku (napínací rolny)
q_{rh}	$[kg]$	hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi, připadající na jeden metr dopravníku
δ	$[^\circ]$	uhel sklonu dopravníku
B	$[m]$	šířka pásu
m_p	$[kg \cdot m^{-2}]$	hmotnost 1 m ² pásu
m_{rd}	$[kg]$	hmotnost rotujících částí 1 válečku v dolní části
n_d	$[ks]$	počet válečku v dolní části
t_d	$[m]$	rozteč dolních stolic
F_v	$[N]$	vedlejší odpory
$F_{v1š}$	$[N]$	odpor ohybu pásu na bubnech v šikmém úseku dopravníku
F_{v1v}	$[N]$	odpor ohybu pásu na bubnech ve vodorovném úseku dopravníku
$F_{v2š}$	$[N]$	odpor v ložiskách hnaného bubnu v šikmém úseku dopravníku
F_{v2v}	$[N]$	odpor v ložiskách hnaného bubnu ve vodorovném úseku dopravníku
F_{v1}	$[N]$	odpor ohybu pásu na bubnech
F_{v2}	$[N]$	odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_{pr}	$[N]$	průměrný tah v pásu
d	$[m]$	tloušťka pásu
D	$[m]$	průměr bubnu
$F_{tš}$	$[N]$	vektorový součet tahu v pásu v šikmém úseku
F_{tv}	$[N]$	vektorový součet tahu v pásu ve vodorovném úseku
d_0	$[m]$	průměr hřídele v ložisku
F_p	$[N]$	přídavné odpory
F_{p1}	$[N]$	síla potřebná ke zvednutí materiálů o dopravní výšku
H	$[m]$	dopravní výška

F_o	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu
F_{omax}	[N]	maximální obvodová síla na hnacím bubnu
ξ	[-]	
F_1	[N]	tahová síla v dolní větvi
F_2	[N]	tahová síla v horní větvi
α	[N]	uhel opasování v obloukové míře
f_2	[-]	koeficient tření mezi pásem a bubnem
e	[-]	Eulerovo číslo
F_{dp}	[N]	dovolená síla v pásu
F_{max}	[N]	maximální tahová síla
F_{vyr}	[N]	pracovní zatížení na 1% prodloužení
Z_t	[N]	teoretická napínací síla
Z	[N]	napínací síla
P	[kW]	výkon pro pohon pásového dopravníku
η	[%]	účinnost převodovky
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky hnacího bubnu
M_k	[Nm]	kroučící moment na hnacím bubnu
n_1	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
P_{m1}	[kW]	výkon elektromotoru
P_{1teor}	[kW]	teoretický výkon pro pohon pásového dopravníku
C_r	[N]	dynamická účinnost ložiska
C_{or}	[N]	statická účinnost ložiska
L_h	[h]	základní trvanlivost ložiska
F_r	[N]	hodnota radiálního zatížení ložiska
F_a	[N]	hodnota axiálního zatížení ložiska
P_r	[N]	radiálně dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
L_{Dx}	[m]	délka válečkové dráhy x
L_{Dy}	[m]	délka válečkové dráhy y
L_i	[m]	délka jedné stolice
n_s	[ks]	počet stolic
B_x	[m]	šířka dráhy x
B_y	[m]	šířka dráhy y
b_x	[m]	maximální šířka palety
B_y	[m]	maximální délka palety
B_{cx}	[m]	celková šířka dráhy x
B_{cy}	[m]	celková šířka dráhy y
b_p	[m]	šířka pasového kola
b_{pr}	[m]	šířka profilu
n_{px}	[ks]	počet válečku pod předmětem dráhy x
n_{py}	[ks]	počet válečku pod předmětem dráhy y
n_{cx}	[ks]	celkový počet válečku na draze x
n_{cy}	[ks]	celkový počet válečku na draze y
k_{px}	[ks]	počet pohaněných válečku pod předmětem na dr. x
k_{py}	[ks]	počet pohaněných válečku pod předmětem na dr. y
W_{1x}	[N]	odpor tíhové složky dopravovaného předmětu na draze x
W_{1y}	[N]	odpor tíhové složky dopravovaného předmětu na draze y
q_{vx}	[kg]	hmotnost předmětu připadající na jeden váleček na draze x
q_{vy}	[kg]	hmotnost předmětu připadající na jeden váleček na draze y

φ_x	[°]	uhel stoupaní dráhy x
φ_y	[°]	uhel stoupaní dráhy y
m_p	[kg]	hmotnost palety
m_b	[kg]	hmotnost bloku
W_{2x}	[N]	odpor vlivem valivého a cepového tření na draze x
W_{2y}	[N]	odpor vlivem valivého a cepového tření na draze y
e_v	[m]	rameno valivého odporu dřevo-ocel
f_c	[-]	součinitel čepového tření
r_c	[m]	válivý poloměr cepu válečku v ložiskách
R	[m]	poloměr válečku
q_{rx}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku na draze x
q_{ry}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku na draze y
W_{3x}	[N]	odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností na draze x
W_{3y}	[N]	odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností na draze y
W_{cx}	[N]	celkový odpor na draze x
W_{cy}	[N]	celkový odpor na draze y
P_{vdx}	[kW]	výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na draze x
P_{vdy}	[kW]	výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na draze y
z_{px}	[ks]	počet předmětu na draze x
z_{py}	[ks]	počet předmětu na draze y
η_p	[-]	účinnost pasového převodu
P_{prx}	[kW]	přídavný výkon při zastavení předmětu na draze x
P_{pry}	[kW]	přídavný výkon při zastavení předmětu na draze y
F_{zx}	[N]	sila na zarážce na draze x
F_{zy}	[N]	sila na zarážce na draze y
f_s	[-]	součinitel smykového tření mezi předmětem a válečky
P_{cx}	[kW]	celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na draze x
P_{cy}	[kW]	celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na draze y
n_v	[min ⁻¹]	otáčky válečku
D_v	[m]	průměr válečku
M_{kvx}	[Nm]	moment na hnacím válečku na draze x
M_{kvy}	[Nm]	moment na hnacím válečku na draze y

Úvod

Námět na téma diplomové práce pochází od společnosti KNAUF INSULATION, spol. s.r.o. Tato firma je jedním z předních světových výrobců izolací ze skelné minerální vlny. Hlavními surovinami použitými na výrobu jsou křemičitý písek a recyklované sklo - obnovitelné a hojně se vyskytující přírodní zdroje. Knauf Insulation je první firmou, která vyvíjela a využila revoluční technologie bezformaldehydového pojiva (ECOSE technology). Tato technologie dovoluje vyrábět produkt vyhovující náročným moderním ekologickým standardům.

V závodě Knauf Insulation v Krupce se nachází pracoviště na skladování desek z izolace do bloku na paletu. Vyrábějí zde desky o různých tloušťkách, od kterých se odvíjí počet desek v bloku. V současné době pracoviště obsluhují čtyři pracovníci, kteří přemísťují ze dvou vychystaných stanovišť desky na speciální palety. Práce s přemísťováním desek je fyzicky náročná, a proto vyžaduje v průběhu směny značný počet pracovníků. Cílem navrhované automatizace procesu je vyloučení pracovníků z daného pracoviště.

Navržený systém musí umožňovat manipulaci s deskami, popř. bloky v odpovídajícím výrobním taktu. Řešení musí být uplatněno u stávajícího zařízení s ohledem na prostor pro další manipulace s naloženými bloky, což znamená odvoz palet do skladu pomocí vysokozdvížných vozíků.

Diplomová práce se v souladu se zadáním člení do čtyř hlavních kapitol. V první kapitole je proveden rozbor současného stavu včetně formulace technických podmínek zadání. V druhé kapitole je zpracována alternativní studie návrhů koncepce řešení jednotlivých dílčích celků. Následující třetí kapitola předkládá konstrukční řešení vybrané varianty s příslušnými výpočty. Závěrečná kapitola se zabývá technickoekonomickým zhodnocením navrhovaného řešení včetně závěru.

1. Rozbor současného stavu

V této kapitole je popsán výrobek a rovněž pracoviště, včetně pracovního cyklu odehrávajícího se na daném stanovišti.

1.1. Vstupní parametry pro stanovení okrajových podmínek

Tab. 1.1 Běžné parametry manipulovaných desek

Výrobní specifikace materiálu TPM 135A M 102X1020X02000MM 11PC SAP kód 2412016	
Rozměry:	tloušťka x šířka x délka: 102 (± 2 mm) x 1020 (± 2 mm) x 2000 (± 5 mm)
Objemová hmotnost:	27 kg/m ³ +10% / - 5 %
Počet desek na paletě:	11 kusů
Váha desky:	5,6 kg +10 % / - 5 %

Tab. 1.2 Zadavatelem doporučený rozsah parametrů

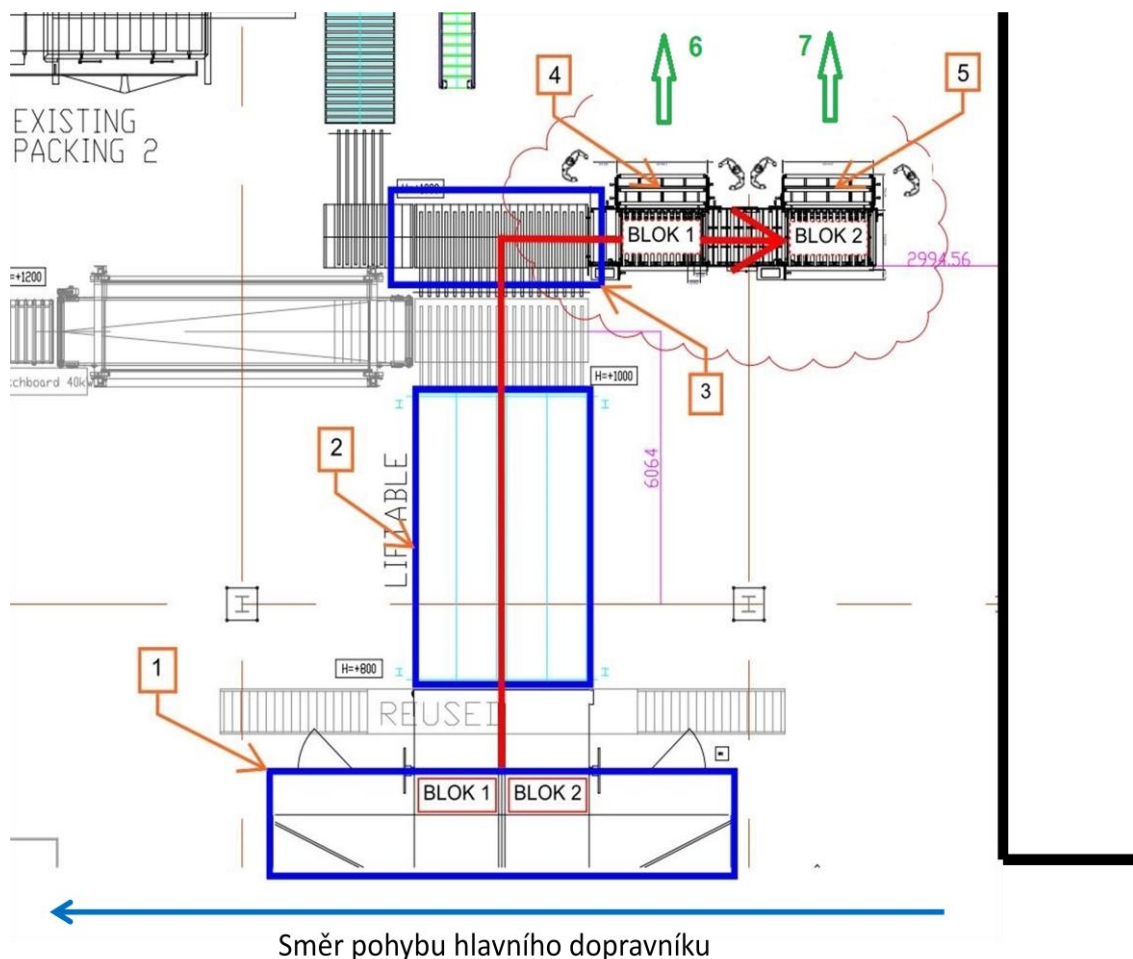
Zadavatelem doporučený rozsah parametrů:	
Tloušťka desky:	50 – 110 mm
Šířka desky:	1000 – 1200 mm
Délka desky:	1800 – 2000 mm
Objemová hmotnost:	27 – 50 kg/m ³
Stahovací výška produktu:	1000 – 1300 mm
Kapacita:	5 bloků (11 desek) za minutu



Obr. 1.1 Bloky izolačních desek

1.2. Popis pracoviště

V současné době se manipulace provádí ručně. Zařízení číslo 1 nabírá z hlavního dopravníku jednotlivé desky daných rozměrů, které jsou předtím nakrájeny z kontinuálního pásu izolace pomocí pil a gilotiny, a nakládá je do dvou bloků (8 až 14 kusů v každém bloku, v závislosti na tloušťce desky). V požadovaném taktu za jednu minutu projede hlavním dopravníkem 70 metrů izolace. Následně z nabíracího zařízení jdou oba bloky na dopravník číslo 2. Tento dopravník je výškově polohovatelný, protože výroba desek specifických rozměrů běží jenom 12 hodin v týdnu. Jinak většinu času je dopravník ve zvednuté poloze, aby nepřekážel personálu. Dále z dopravníku číslo 2 oba bloky jedou dolů na pozici označenou číslem 3, kde se nachází křížový dopravník, který přesměruje pohyb bloku doprava. V současné době bloky najíždí na mobilní dopravník, který je od sebe rozdělí a dopraví na pozice 4 a 5, ze kterých je na každé pozici 2 operátoři sundávají na palety. Následně se naložené palety odváží cestami 6 a 7 pomocí vysokozdvizných vozíků do skladu. Palety k dopravníku přistavují rovněž operátoři.



Obr. 1.2 Schéma části linky s manipulačním pracovištěm

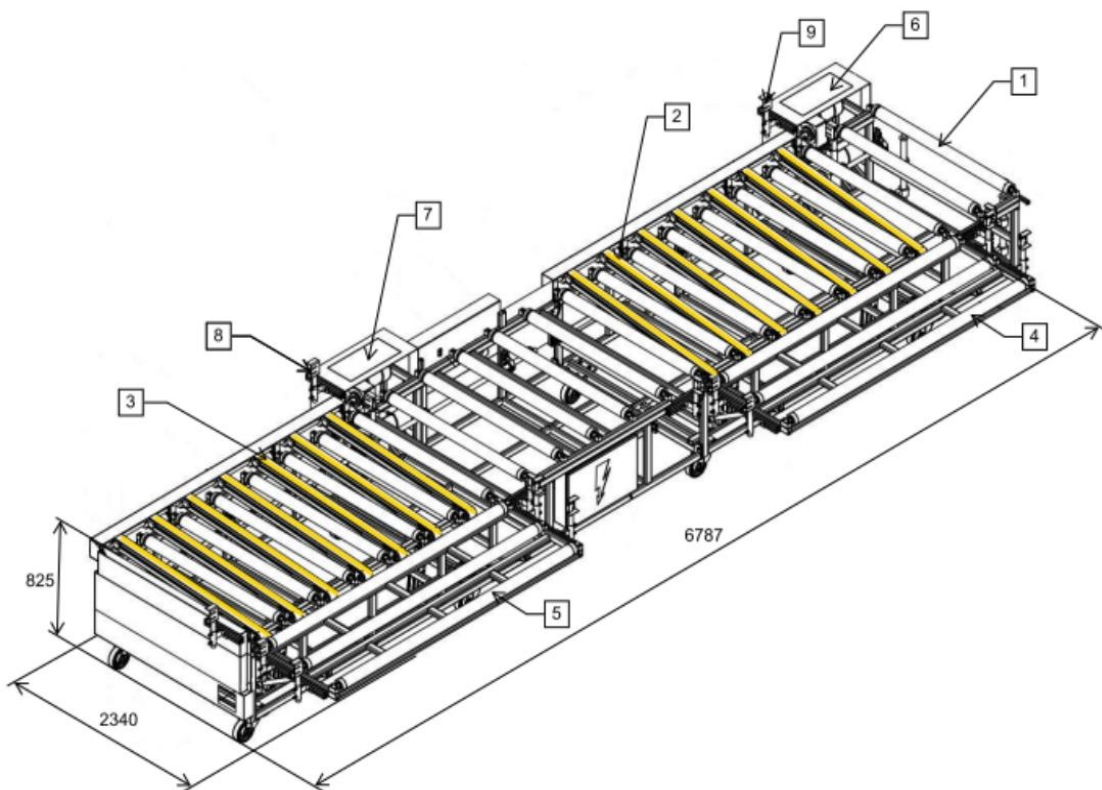
Mobilní dopravník

Mobilní dopravník (obr. 1.3) je konstrukce, určená pro rozdělení dvou bloků od sebe a jejich vychystání na odnímací pozice. Dopravník se skládá z:

- Rolny (1)
- Křížového dopravníku (2, 3)
- Sklápěcích výložníků (4, 5)
- Elektromotorů (6, 7)
- Optických čidel (8, 9)

Rolny dopravníku (1), které jsou poháněny dvěma samostatnými elektromotory (6, 7), posouvají bloky podél dopravníku do pozic naproti výložníku. Tuto polohu definují optická čidla (8 a 9). Mezi rolnami jsou v příslušných pozicích umístěny křížové dopravníky (2, 3), které se vyklápí ze strany sklápěcího výložníku nad rolny a posouvají tak bloky dále na odnímací pozice (4 a 5).

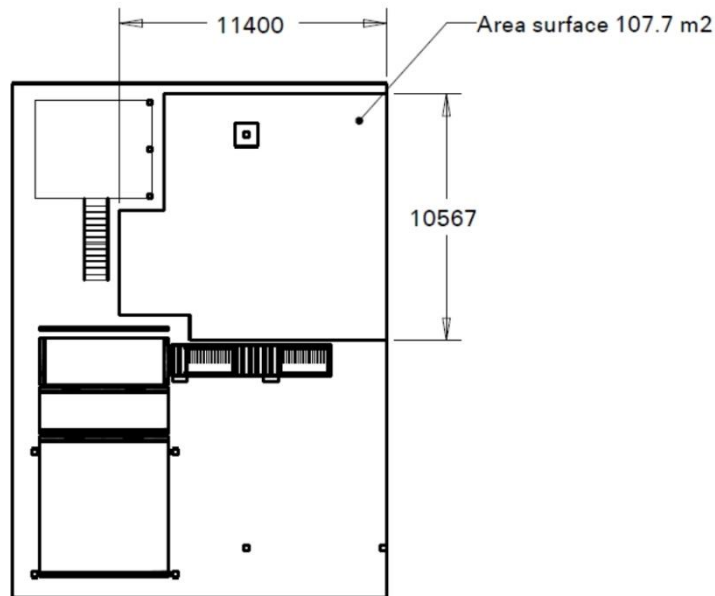
V současné době je mobilní dopravník k výrobní lince volně přistaven, ale v průběhu modernizace celého pracoviště se předpokládá pevné ukotvení dopravníku na dané stanoviště. Vnější půdorysný rozměr dopravníku je 6787 x 2340 mm, celková výška je 945 mm. Výška, ve které se pohybují bloky po dopravníku, je 825 mm. Odnímací pozice (4 a 5) mohou být předělány a přizpůsobeny k navrhovanému řešení.



Obr. 1.3 Mobilní dopravník

Možností zástavby

Obr. 1.4 předkládá dispoziční možnosti haly v okolí daného pracoviště, která je dále vyobrazena v prostoru na obr. 1.6. Pro řešení zadání je k dispozici prostor o ploše 107.7 m². Z pohledu energetických zdrojů je daná část haly vybavena zdrojem elektrického napětí a tlakového vzduchu.



Obr. 1.4 Zástavbová plocha

1.3. Rozbor pracovního cyklu

Před zahájením vlastního pracovního cyklu se musí připravit pracoviště. Jeho příprava spočívá v připojení mobilního dopravníku k lince a přípravě palet (vedle každé odnímací pozice je zásoba palet, která se během pracovní směny doplňuje), aby proces mohl běžet bez přerušení. Po provedení těchto úkonů je možné zahájit výrobu.

Celý pracovní cyklus se skládá z pěti etap:

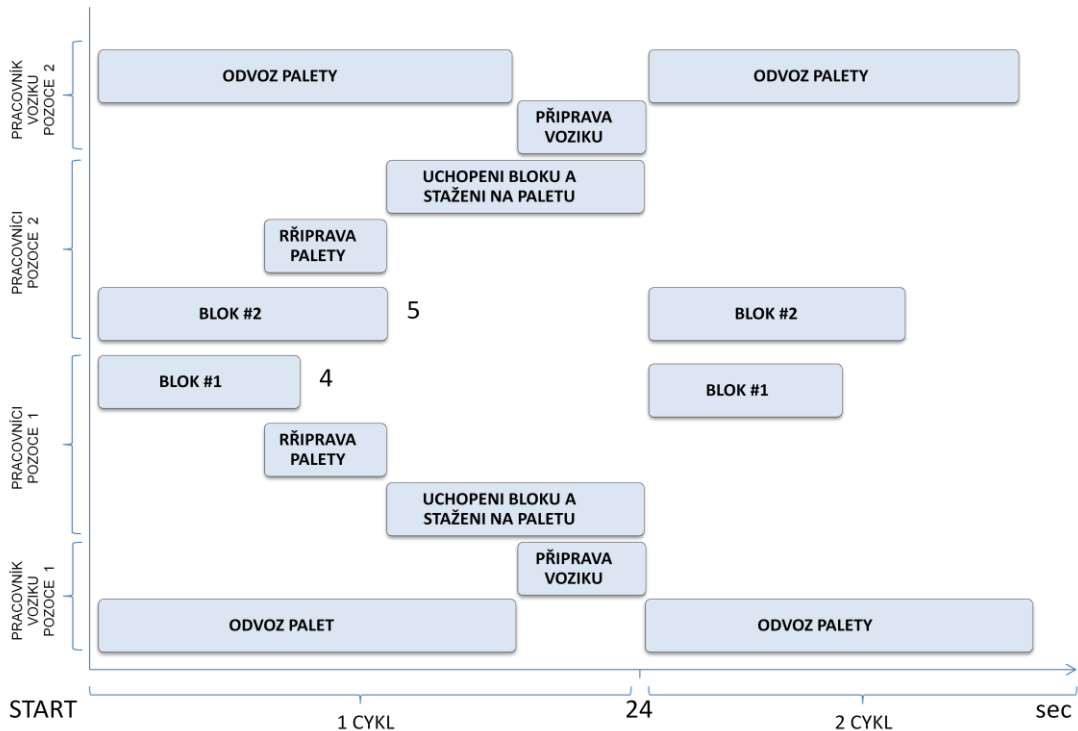
- Najetí dvou bloků na mobilní dopravník a jejich přeprava na odnímací pozice 4 a 5 pro další přesouvání.
- Příprava palet před mobilní dopravník. Tato operace se v současné době provádí ručně.
- Uchopení bloku dvěma pracovníky a jeho stažení na paletu. Tím je paleta s naloženým blokem připravena k přepravě do skladu.
- Příprava vysokozdvížného vozíku pro správné uchopení palety.
- Odvoz palety do skladu.

Čas jednoho cyklu je následující: výrobní kapacita je 5 bloků za minutu; ze dvou pracovišť za dvě minuty dohromady mobilním dopravníkem projde 10 bloků; jeden pár provede jeden cyklus za 24 sec.

$$10_{(\text{bloku})} / 2 = 5 (\text{pár})$$

$$120_{(\text{sec})} / 5_{(\text{pár})} = 24 (\text{sec/pár})$$

Příklad přibližného průběhu pracovního procesu přesouvání bloků izolace na paletu a jejich odvoz do skladu je znázorněn na obr. 1.5. Jednotlivé časy jsou závislé na subjektivním přístupu pracovníků (mimo úseků najíždění bloku na mobilní dopravník).

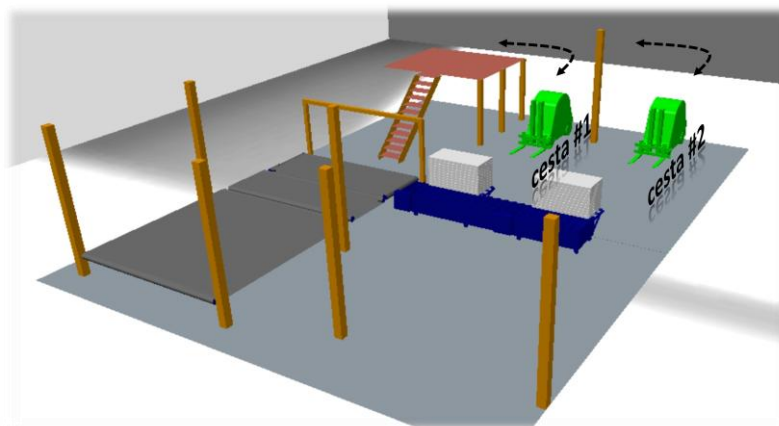


Obr. 1.4 Příklad časového průběhu výrobního cyklu

Odvoz palet

Odvoz palet je zajištěn vysokozdviznými vozíky. V taktu linky, což znamená 5 palet za minutu, budou vozíky odvážet produkt dvěma uvedenými cestami do skladu (obr. 1.6). Čas, potřebný pro odvoz palet do skladu a vrácení vozíků do výchozí pozice je čas pracovního cyklů minus čas potřebný pro přípravu vozíků. Čas potřebný pro přípravu vozíků je přibližně 3 sec.

$$24 - 3 = 21 \text{ (sec)}$$



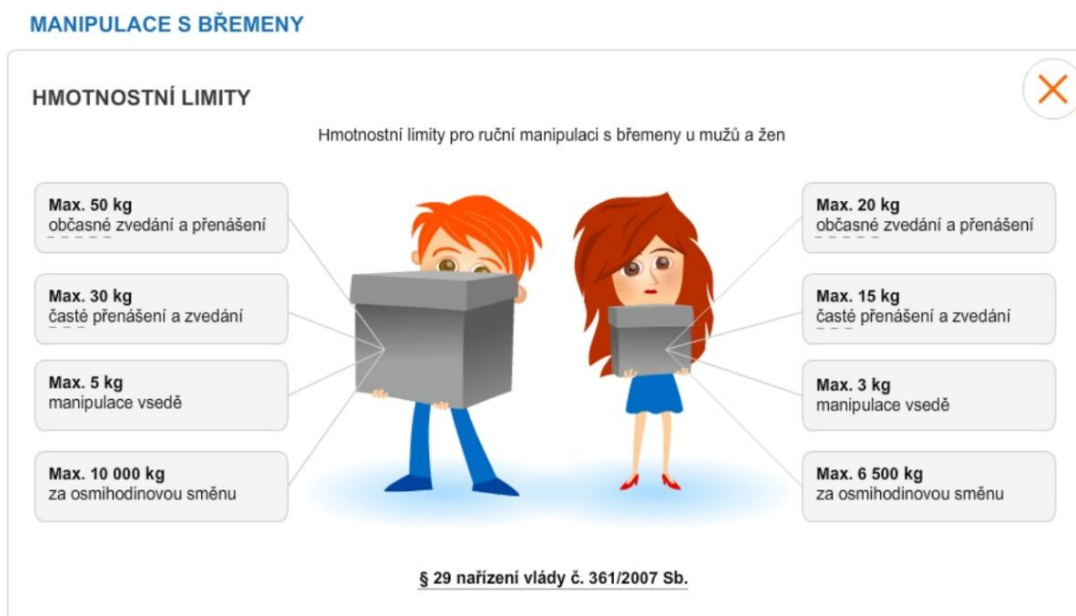
Obr. 1.5 Schéma odvozu palet

1.4. Výpočet výkonu lidské práce

Výroba daného produktu běží v závodě souvisle 12 hodin za týden. Ve dvanáctihodinovém provozu, při výkonu 5 bloků (11 desek) za minutu, je celková produkce bloků následující:

$$12 \times 60 \times 5 = 3600(\text{blok/směna})$$

Podle zákoníku práce [9] platí:



Obr. 1.6 Manipulace s břemeny

Hmotnost jedné desky: 5.6 (kg)

Hmotnost jednoho bloku: $5.6 \times 11 = 61.6 \text{ (kg)}$

Hmotnost pro jednoho operátora: $61.6 \div 2 = 30.8 \text{ (kg)}$

Přenesená hmotnost za směnu: $3600 \cdot 30.8 = 110\,880 \text{ (kg/směna)}$

Za osmihodinovou směnu jeden muž může přenést maximálně 10 000 kg, což znamená, že pro přenesení 110 880 kg za směnu v sestavě 2 operátorů je celkem potřeba následující počet operátorů:

$$110\,880 \div 10\,000 \times 2 \approx 22 \text{ (operátor/směna)}$$

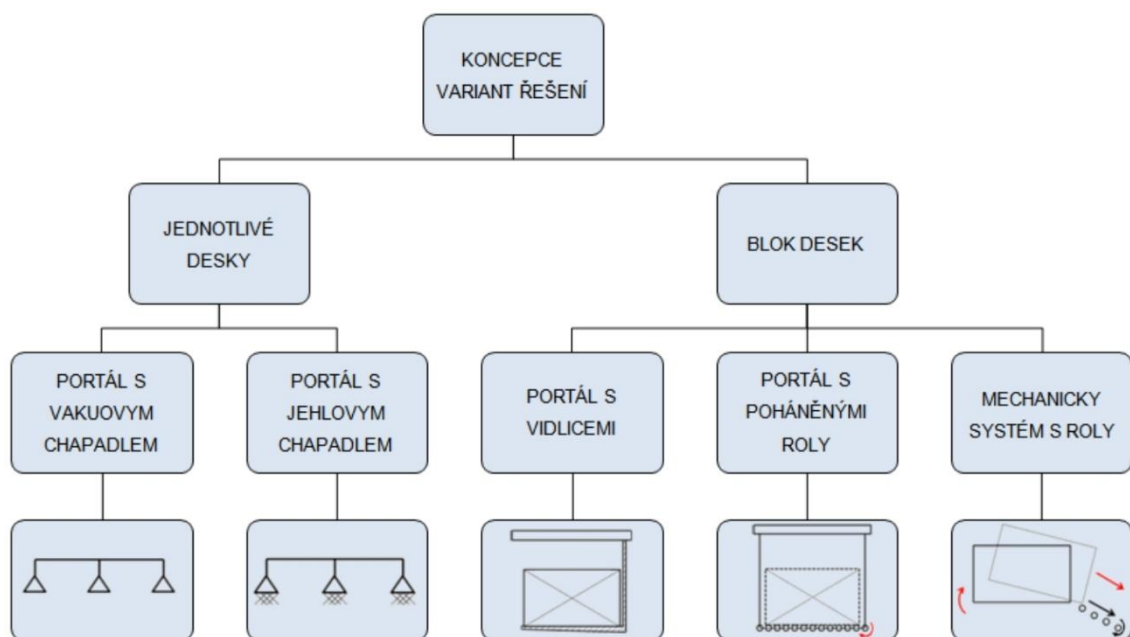
Z uvedených výpočtů vyplývá, že se pro zajištění nepřetržité výroby během 12 hodin musí v závodě nacházet minimálně 22 pracovníků.

2. Alternativní studie – návrh koncepce řešení

Na základě údajů z předchozí kapitoly byla navržena koncepce variant řešení zobrazená na obr. 2.1. Skládá se ze dvou hlavních možností:

- Manipulace s jednotlivými deskami; vysoký takt z důvodu omezeného času, manipuluje se s menší hmotností.
- Manipulace s blokem desek; manipulace s těžším břemenem, ale v nižším taktu.

Varianty řešení v těchto odvětvích jsou dále popsány a vyhodnoceny v příslušných podkapitolách. Pro výběr optimálních variant byla zvolena rozhodovací analýza. Ta účelně propojuje přednosti empirického a exaktního rozhodování. Měření vlastností alternativ se opírá jak o objektivní hodnotové parametry, tak o odhady.



Obr. 2.1 Přehled koncepce variant řešení

2.1. Manipulace s jednotlivými deskami

Tato koncepce byla založena na základě rychlé a časté manipulace s méně těžkým břemenem. Maximální doba manipulace s jednou deskou je 1.7 sec. Podmínkou je provoz na dvou odnímacích pozicích. Dané hodnoty vychází z předpokladu, že příprava bloku na odnímací pozici bude trvat 5 sec. Pak manipulátor za dobu 1.7 sec bude muset uchopit izolační desku, přesunout ji na paletu, uvolnit ji a vrátit se na výchozí pozici. Z důvodu takové vysoké frekvence hrozí poškození desek nešetrnou manipulací. Jelikož takt linky a maximální počet desek v bloku jsou pevně dány, jediným řešením je navýšit počet odnímacích pozic alespoň o jednu, což je obecně nevýhodou těchto variant. V takovém případě, budeme mít k dispozici 2.8 sec pro manipulaci. V této podkapitole budou posouzeny úchopné prvky a samotná manipulace s jednotlivými deskami, která bude zajištěna klasickými posuvnými prvky.

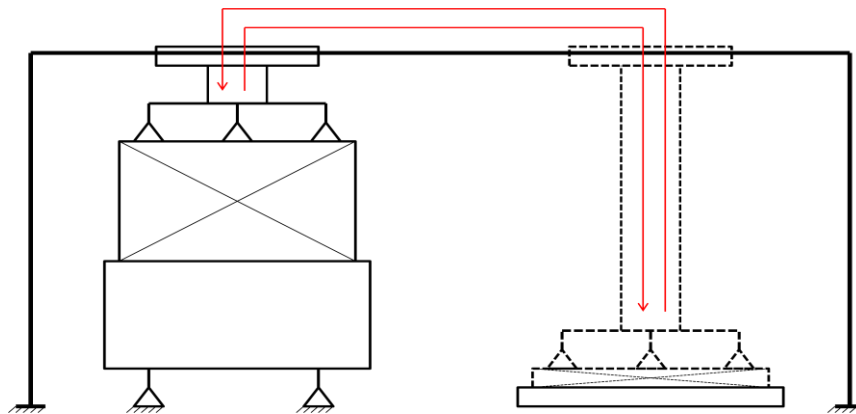
Portál (TT) s aktivní podtlakové úchopné hlavici

Tento portálový manipulátor, zobrazený na obr. 2.2, se skládá z posuvné jednotky ve vertikálním směru a posuvné jednotky v horizontálním směru. Tedy kinematický řetězec dané struktury je TT – translace, translace. Úchopnou hlavici reprezentují aktivní podtlakové přísavky, které jsou umístěny na přírubě v několika řadách za sebou.

Trajektorie pohybu je následující: na začátku cyklu příruba s přísavkou sjede dolů do kontaktu s deskou izolace a uchopí ji, následně se hlavice s břemenem mírně zvedne, aby vznikla mezera mezi deskami, a přesune se portálem na pozici nad paletou, kde sestoupí dolů a uvolní desku. Stejnou cestou se manipulátor vrací do výchozí pozice a celý cyklus se opakuje.

Výhodou této varianty jsou její půdorysné rozměry, které umožňují snadnou integraci do omezeného prostoru haly.

Nevýhoda této varianty spočívá ve vyžadovaném počtu úchopných hlavíc. Na plochu 2.4 m² pórovitého materiálu bude potřeba značný počet úchopných prvků. Z toho vyplývají větší náklady na realizaci, energetickou náročnost a složitost systému.



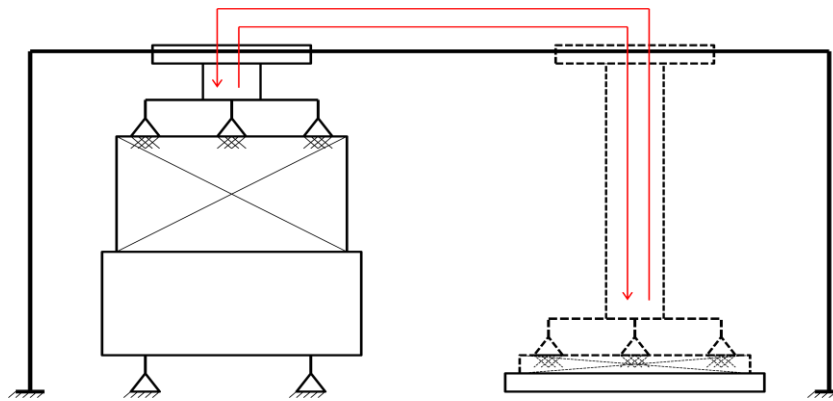
Obr. 2.2 Schéma portálu (TT) s aktivní podtlakovou úchopnou hlavici

Portál (TT) s jehlovou úchopnou hlavici

Manipulátor, zobrazený na obr. 2.3, se stejně jako v předchozí kapitole skládá ze dvou posuvných jednotek. Kinematický řetězec této struktury je TT – translace, translace. Jako úchopný prvek zde slouží jehlová hlavice. Trajektorie pohybu je stejná jako u portálu s přísavkami.

Výhodou oproti první variantě je větší spolehlivost a menší počet prvků, potřebný pro snadné uchopení desek, což vede k menší náročnosti.

Nevýhoda této varianty spočívá v omezeném zdvihu jehlic. Realizovaný průzkum trhu ukázal, že momentálně na trhu existují jehlice s maximálním zdvihem ve svislém směru 20 mm. V zadání je rozsah tloušťky na lince vyráběných desek izolace 50 až 110 mm, což znamená, že s růstem tloušťky materiálu bude efektivita jeho uchopení výrazně klesat.



Obr. 2.3 Schéma portálu (TT) s jehlovým chapadlem

2.2. Manipulace s blokem desek

Koncepce tohoto řešení spočívá v šetrné manipulaci, ale s větším břemenem.

Tady, oproti předchozí koncepci, za jeden cyklus proběhne jenom jeden krok manipulace, který tak může trvat až 19 sec (podmínkou je provoz ze dvou odnímacích pozic). Trajektorie pohybu manipulátoru v této koncepci je shodná s trajektorií pohybu první koncepci.

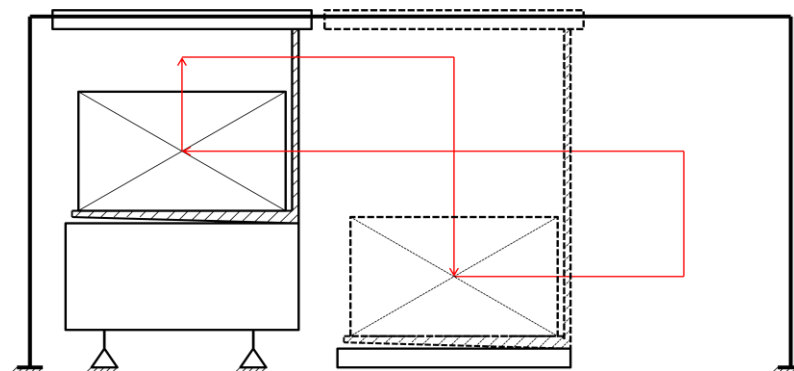
Velká výhoda, z důvodu větší rezervy času, může spočívat v možnosti uplatnění provozu pouze z jedné odnímací pozice. V takovém případě se doba pro manipulaci zkrátí na max. 9.5 sec. Další výhodou je úspora místa pro zástavbu.

Portál s vidlicemi

Manipulátor, zobrazený na obr. 2.4, má rovněž dvě posuvné jednotky - ve vodorovném a svislém směru. Kinematický řetězec a trajektorie pohybu je stejný jako u předchozích variant. Ale úchopný prvek se sestává z vidlic.

Výhoda této varianty spočívá v její spolehlivosti a jednoduchosti.

Nevýhodou je požadavek na vysoko-zátěžný portálový systém, tudíž dražší pohony a nutnost úpravy mobilního dopravníku, aby vidlice snadno vjížděly pod blok s izolacemi.



Obr. 2.4 Schéma portálu (TT) s mechanickým uchopením

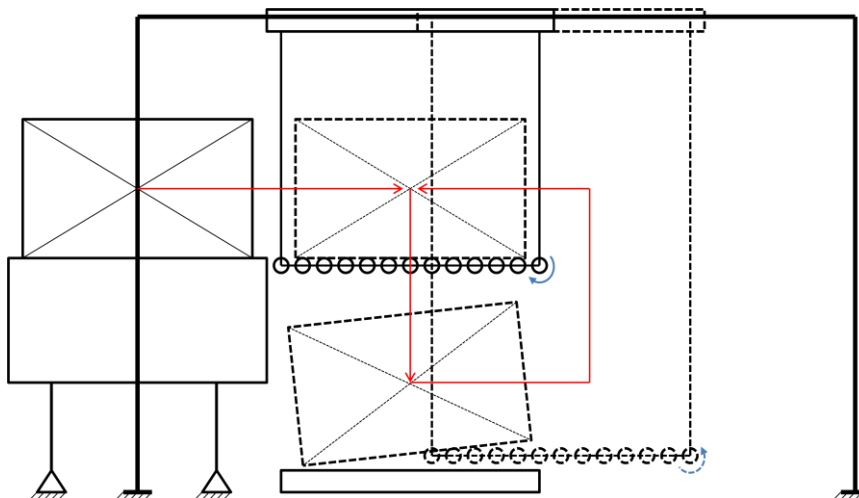
Portál s poháněnými rolnami

Tento manipulátor, zobrazený na obr. 2.5, se skládá z posuvné jednotky ve vertikálním směru, posuvné jednotky v horizontálním směru a otočných roln. Kinematický řetězec struktury je TT – translace, translace. Stejně jako v první variantě druhé koncepce, posuvné jednotky se pohybují na nosném portálu.

Začátek manipulačního cyklu představuje poloha manipulátoru vedle mobilního dopravníku připraveného přijmout blok z odnímací pozice. Křížový dopravník umístěný mezi otočné rolny mobilního dopravníku zajistí přesun izolačních desek na manipulátor, kde je jejich pohyb dále podporován rotací roln manipulátoru. Tím je zajištěna poloha bloku přesně nad paletou. Následně manipulátor sestoupí dolů do polohy cca 30 mm nad paletu. Dále, pro sesunutí bloku z manipulátoru, následuje horizontální pohyb manipulátoru doprovázený synchronizovanou rotací roln v opačném směru. Tím je dosaženo sesunutí bloku z manipulátoru na paletu při zachování konstantní polohy bloku. Manipulátor se dále vrací do výchozí polohy a celý cyklus se znova opakuje.

Výhodami této varianty jsou její spolehlivost, jednoduchost a v porovnání s předchozí variantou i její menší půdorysné rozměry. Rovněž nevyžaduje úpravou mobilního dopravníku.

Nevýhodou této varianty oproti předchozí je, že má pohon navíc a tím pádem složitější systém.



Obr. 2.5 Schéma portálu (TT) s mechanickým systémem uchopení s poháněnými rolnami

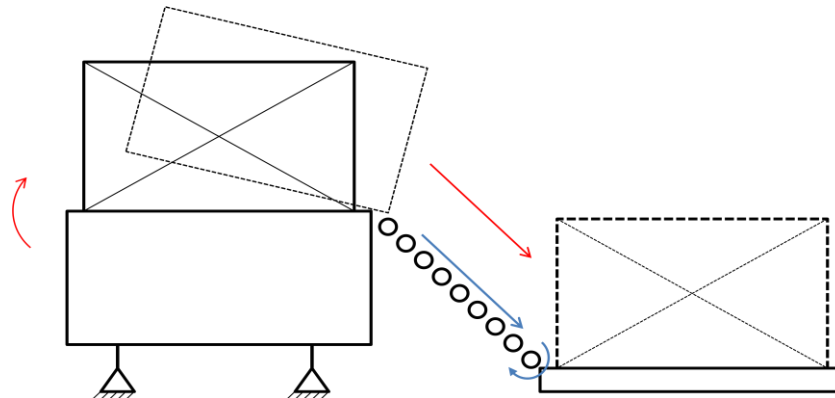
Mechanický systém s rolnami

Tento mechanismus, zobrazený na obr. 2.6, se skládá z poháněných otočných válečků. Tato varianta se liší od všech předchozích tím, že nemá portál, což samozřejmě přináší značné prostorové i nákladové úspory.

Na začátku cyklu křížový dopravník zvedne blok izolace a následně se začne otáčet spolu s poháněnými rolnami přistavěného šikmého dopravníku. Tím pádem se blok izolace dostane na paletu, čímž je pracovní cyklus ukončen.

Výhody této varianty jsou: spolehlivost, jednoduchost a levnější provedení v porovnání s ostatními konstrukcemi.

Nevýhody této varianty jsou: větší půdorysné rozměry.



Obr. 2.6 Schéma mechanického systému s poháněnými rolly

2.3. Rozhodovací analýza pro systém uchopení a přemístění desek na paletu

Za rozhodovací kritéria volím:

1. Spolehlivost
2. Zástavbu prostoru
3. Požadavky na údržbu
4. Náklady na realizaci

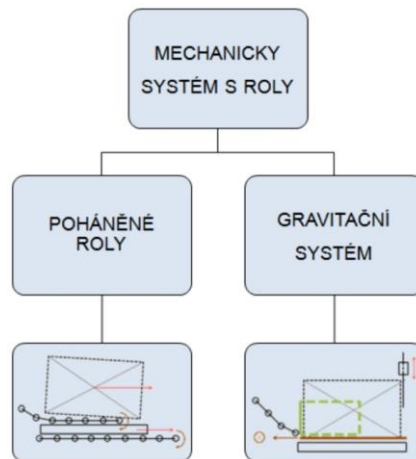
Tab. 2.1 Rozhodovací analýza pro systém uchopení a přemístění desek na paletu

PÁROVÉ SROVNÁNÍ ALTERNATIV								MATICE UŽITNOSTI ALTERNATIV										
Varianta				X		2.1.1		2.1.2		2.2.1		2.2.2		2.2.3				
Číslo	Počet voleb	Pořadí významnosti	Váha	Hodnota		Hodnota		Hodnota		Hodnota		Hodnota		Hodnota				
				Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.			
1	3	1	4	100	400	60	240	63	252	70	280	77	308	86	344			
1	2	1	3	2	100	200	88	176	87	174	83	166	85	170	90	180		
1	2	3	0	4	1	100	100	65	65	67	67	65	65	80	80	83	83	
1	4	4	4	2	2	3	100	300	75	225	77	231	82	246	85	255	92	276
Celkem					1000		706		724		757		813		883			
Užitnost v relativním vyjádření [%]							71%		72%		76%		81%		88%			
Pořadí alternativ podle užitnosti							5		4		3		2		1			

Tab. 2.1 představuje rozhodovací analýzu, ze které se jeví jako nejvhodnější varianta 2.2.3, tedy mechanický systém s rolly.

2.4. Rozbor mechanického systému s rolnami

V této podkapitole budou rozebrány a posouzeny dva návrhy pro koncepci konstrukčního řešení systému s rolnami. Jedná se o dvě rozdílné koncepce, ve smyslu principu a provedení. Přehled variant řešení je zobrazen na obrázku 2.7. První varianta je klasické řešení na základě běžného pohonu. Důraz byl v tomto případě kladen na jednoduchost, spolehlivost a koncepci umístění komponent. Druhá varianta vznikla na základě požadavku: “jak zajistit, aby blok izolace sám najížděl na paletu“. Podstatou tohoto systému je gravitace a setrvačnost.



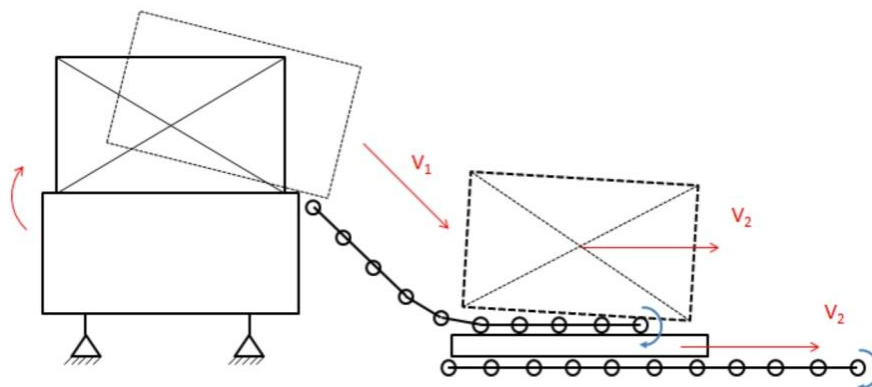
Obr. 2.7 Přehled koncepčních variant řešení pro systém s rolny

Dále budou detailně dané varianty popsány a na základě rozhodovací analýzy bude zvoleno nejvhodnější řešení.

Poháněné rolny

Tento mechanismus, zobrazený na obr. 2.8, se skládá ze dvou rotačních motorů a jimi poháněných válečků.

Křížový dopravník zvedne blok izolace a následně se začne otáčet spolu s poháněnými rolnami přistavěného šikmého dopravníku, čímž se blok dostane na pozici nad paletou. Dále se začnou synchronizovanou rychlostí otáčet rolny dopravníku i rolny, na nichž je přistavena paleta. Tím je zajištěno plynulé sesunutí bloku izolací na paletu, čímž je daný cyklus ukončen.

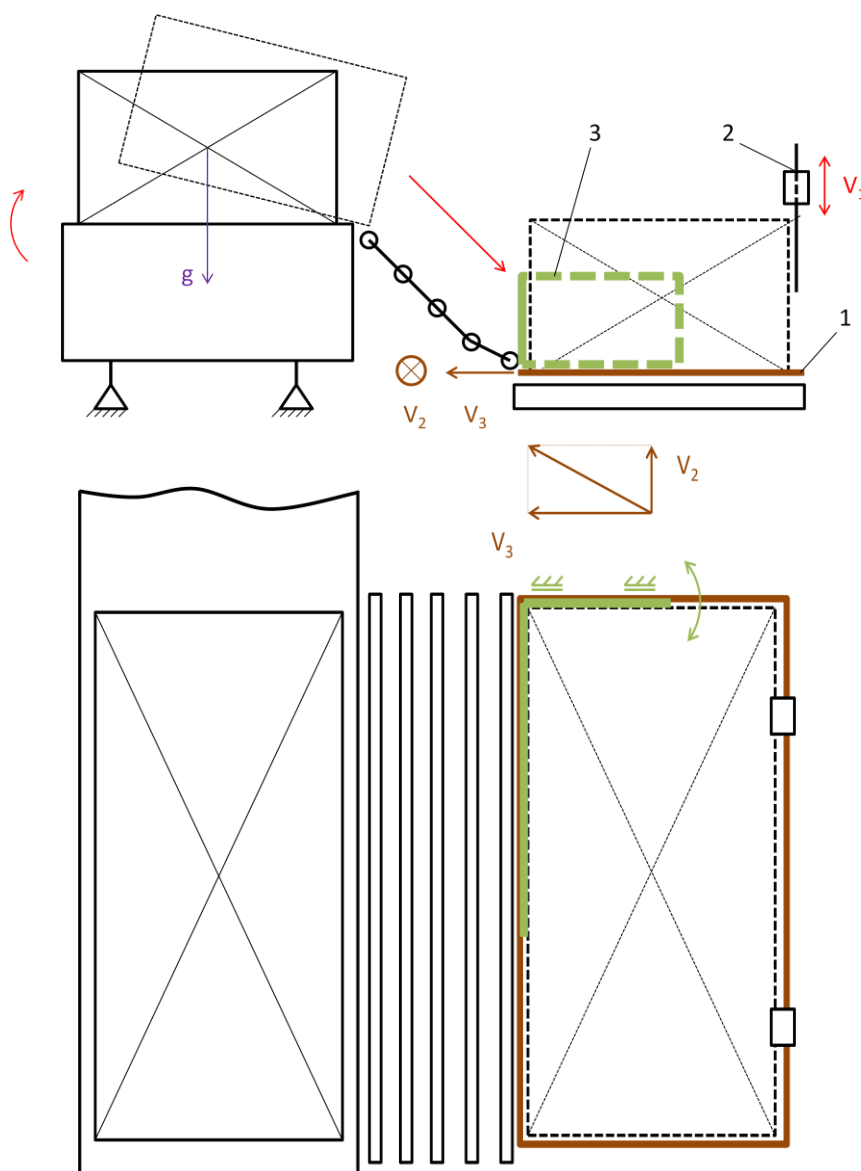


Obr. 2.8 Schéma mechanického systému s poháněnými rolnami

Gravitační systém

Tento mechanismus, zobrazený na obr. 2.9, se skládá z válců nezávisle uložených v ložiskách, plechu (1) poháněného dvěma přímočarými pohony, zarážek (2) a odklopného plechu (3).

Křížový dopravník zvedne blok izolací a následně se začne otáčet. Blok najede na válečky a pod vlivem gravitace sjede na rovný plech (plech L profilu (3) ve zvednuté pozici). V tuto chvíli poloha bloku může být libovolná, jedinou podmínkou je nutnost přesahu kraje plechu (3). V případě rychlého sjíždění, zarážka (2) zabrání bloku sklouznout mimo plech (1). Dále se musí blok dostat na paletu, ale zatím se může nacházet v neurčité poloze. Proto máme pohaněn plech (1) ve dvou směrech (plech L profilu (3) ve sklapnuté pozici). Za pohybu plechu (1) ve směrech V_2 a V_3 se blok zarovná dle L profilu a následně spadne na paletu. Zarážka (1) se zvedne a blok s paletou jsou tak vychystáni k dalším manipulacím a celý cyklus se může opakovat.



Obr. 2.9 Schéma gravitačního systému

2.5. Rozhodovací analýza pro systém s rolny

Před tím, než provedu rozhodovací analýzu, vyčlením plusy a minusy každé z variant.

Výhodou varianty 2.4.1 oproti variantě 2.4.2 je její jednodušší provedení, protože má menší počet pohonů a elementů konstrukce. Další výhodou jsou lepší bezpečnost provozu, protože systém nemá pohyblivé části (do stran).

V rámci daných koncepcí byla zvolena následující rozhodovací kritéria:

1. Spolehlivost
2. Jednoduchost konstrukce
3. Bezpečnost provozu
4. Náklady na realizaci

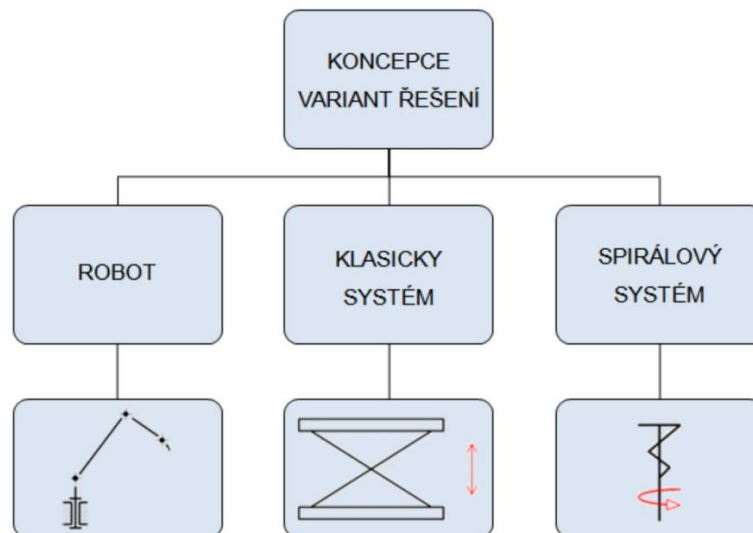
Tab. 2.2 Rozhodovací analýza pro systém s poháněnými rolkami

PÁROVÉ SROVNÁNÍ ALTERNATIV							MATICE UŽITNOSTI ALTERNATIV					
Varianta							X		2.4.1		2.4.2	
Číslo	Počet voleb	Pořadí významnosti	Váha	Hodnota		Hodnota		Hodnota				
				Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.			
1	2	2	3	100	300	88	264	82	246			
1	2	0	4	1	100	100	92	92	80	80		
3	3	3	3	1	4	100	400	93	372	76	304	
1	4	3	4	1	3	2	100	200	90	180	88	176
Celkem							1000		908		806	
Užitnost v relativním vyjádření [%]									91%		81%	
Pořadí alternativ podle užitnosti									1		2	

Tab. 2.2 představuje rozhodovací analýzu, ze které se jeví jako nevhodnější varianta 2.4.1, tedy mechanický systém s poháněnými rolkami.

2.6. Zásobník na dřevěné palety

V této podkapitole budou rozebrány a posouzeny tři varianty pro konstrukční řešení zásobníku na dřevěné palety. Varianta 2.6.1 (robot angulárního typu) – nejběžnější řešení co nabízí většina výrobců moderních paletizačních systémů. Varianta 2.6.2 – systém s klasickým řešením (posuvné jednotky) je rovněž běžné řešení. Tento systém v současné době funguje v závodě na jiných linkách. Varianta 2.6.3 (mechanismus se spirálami) – experimentální systém, který v sobě spojuje spolehlivost a jednoduchost konstrukce. Přehled koncepce variant řešení je zobrazen na obrázku 2.10.



Obr. 2.10 Přehled koncepčních variant řešení pro zásobník na dřevěné palety

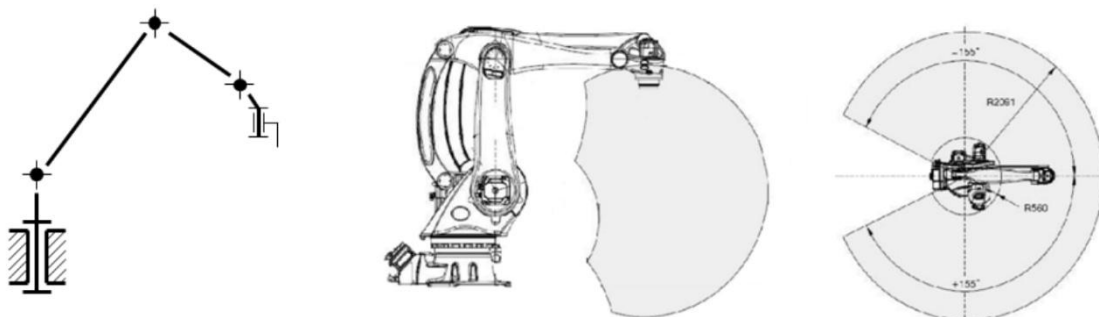
Dále bude detailně rozebrána každá z variant a na základě rozhodovací analýzy bude zvoleno nejvhodnější řešení.

Robot angulárního typu

Tento robot, zobrazený na obrázku 2.11, je čtyřosý robot firmy KUKA [7]. Koncepce řešení pracoviště by vypadala následujícím způsobem: robot by byl umístěn tak, aby se v jeho pracovním prostoru (obr. 2.11) nacházela zásoba palet i dopravník.

Robot by bylo nezbytné osadit příslušným typem chapadla. S ohledem na výškový rozsah pracovního prostoru robotu je možné, v případě potřeby navýšení palet v zásobníku, doplnit systém o rámovou konstrukci podstavce. Aby systém fungoval správně, je potřeba vybavit zásobník kamerovým, nebo čidlovým systémem, který bude sledovat danou výšku.

Řešení tímto způsobem je poměrně finančně nákladné a relativně složité z hlediska konstrukce a obsluhování.

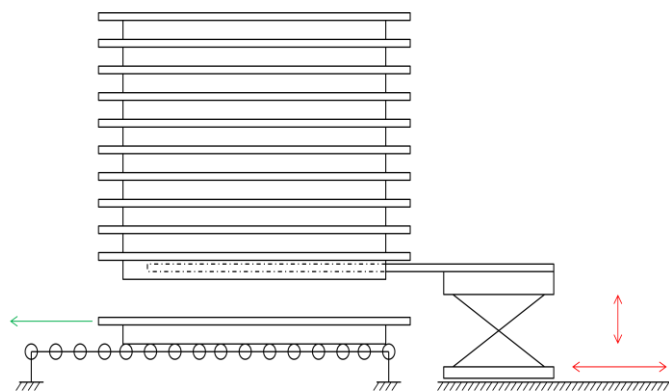


Obr. 2.11 Robot KUKA KR 40 PA

Klasický mechanický systém

Tento systém zobrazený na obrázku 2.12 je nejběžnější. Systém funguje následně: na začátku cyklu se zásoba palet nachází na dopravníku. Zdvíhací vidlicový modul se nalézá ve vysunuté sklapnuté pozici. Aby se spodní paleta mohla dále pohybovat dopravníkem, musí vidlicový modul zajet zespoda pod druhou paletu a zvednout celou zásobu nahoru tak, aby vznikla mezera mezi paletami. Pak spodní paleta může odjet a vidlicový modul s paletami se následně sklapne. Po dosednutí spodní palety na dopravník modul ještě chvíli pokračuje v pohybu dolů, dokud nedojde k separaci modulu od palety. Následně se modul přemístí do výchozí pozice, čímž je cyklus ukončen.

Výhodou tohoto systému je spolehlivost a v porovnání s předchozí variantou nižší pořizovací náklady.

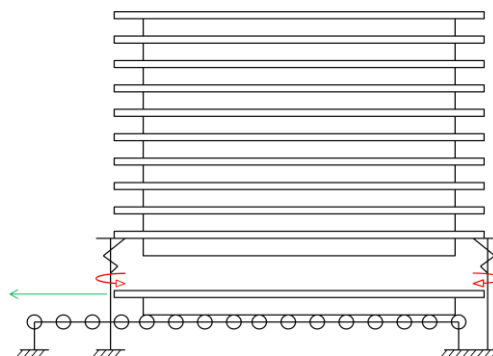


Obr. 2.12 Schéma vidlicového systému pro zásobník na palety

Spirálový mechanický systém

Tenhle systém zobrazený na obrázku 2.13 reprezentuje čtyři spirály kuželového tvaru, umístěné v rozích palety. Na začátku cyklu se celá zásoba palet nachází na spirálách. Za účelem uvolnění spodní palety se příslušné čtyři spirály synchronně otočí o daný úhel tak, aby se další paleta navedla na spirály a spodní paleta spadla na dopravník. Tím cyklus se ukončí.

Výhodou tohoto systému jsou minimální půdorysné rozměry, levné provedení (stačí jedna pohonná jednotka) a vysoká bezpečnost provozu, protože systém nemá pohyblivé části do stran.



Obr. 2.13 Schéma spirálového systému pro zásobník na palety

2.7. Rozhodovací analýza pro zásobník na palety

Před tím než provedeme rozhodovací analýzu, budou shrnuty klady a zápory každé z variant.

Výhodou varianty 2.4.1, oproti variantě 2.4.2, je její jednodušší provedení, protože má menší počet pohonů a elementů konstrukce. Další výhodou je vyšší bezpečnost provozu, protože systém nemá pohyblivé části (do stran).

V rámci daných koncepcí byla zvolena následující rozhodovací kritéria:

1. Spolehlivost
2. Náklady na realizaci
3. Bezpečnost provozu

Tab. 2.3 Rozhodovací analýza pro systém s pohaněnými rolny

PÁROVÉ SROVNÁNÍ ALTERNATIV						MATICE UŽITNOSTI ALTERNATIV							
Varianta						X		2.6.1		2.6.2		2.6.3	
Číslo	Počet voleb	Pořadí významnosti	Váha	Hodnota		Hodnota		Hodnota		Hodnota			
				Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.	Pr.	Váž.		
1	1	2	2	100	200	93	186	92	184	92	184		
1	2	0	3	1	100	100	60	60	83	83	88	88	
3	3	3	2	1	3	100	300	78	234	75	225	90	270
Celkem						600		480		492		542	
Užitnost v relativním vyjádření [%]								80%		82%		90%	
Pořadí alternativ podle užitnosti								3		2		1	

Tab. 2.3 představuje rozhodovací analýzu, ze které se jeví jako nejvhodnější varianta 2.6.3, tedy spirálový mechanický systém.

2.8. Výběr varianty pro konstrukční řešení

Výběr varianty pro konstrukční řešení se odvíjí od výsledků rozhodovacích analýz dílčích celků automatizovaného pracoviště, které byly provedeny v předcházející kapitole. Tyto dílčí celky se skládaly z koncepce přesouvání desek izolace z mobilního dopravníku na dřevěné palety.

Navržené konstrukční řešení se tedy bude skládat z:

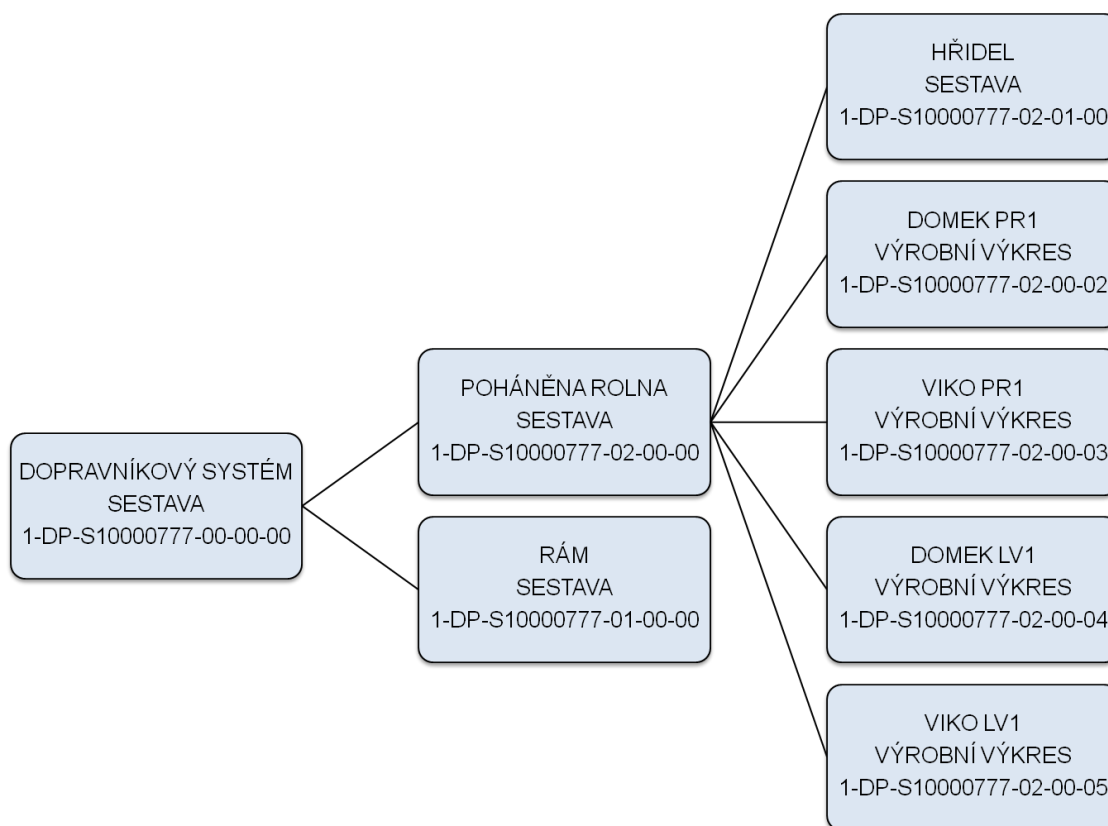
- Mechanického systému s pohaněnými rolnami
- Zásobníku se spirálovým mechanickým systémem.

3. Konstrukční řešení

Tato kapitola obsahuje konstrukční řešení vybrané varianty automatizace. V úvodní podkapitole je pro orientaci uveden přehled přiložené výkresové dokumentace a přehled navrženého konstrukčního řešení. V dalších podkapitolách jsou návrhy a výpočty jednotlivých částí dopravníkového systému.

3.1. Přehled výkresové dokumentace

Způsob členění přiložené výkresové dokumentace ukazuje obr. 3.1, ze kterého je patrné značení výkresů a vazby mezi jednotlivými výkresy. Vyhотовené sestavné výkresy obsahují kusovníky a to buď přímo na výkrese, nebo samostatně přiložené.



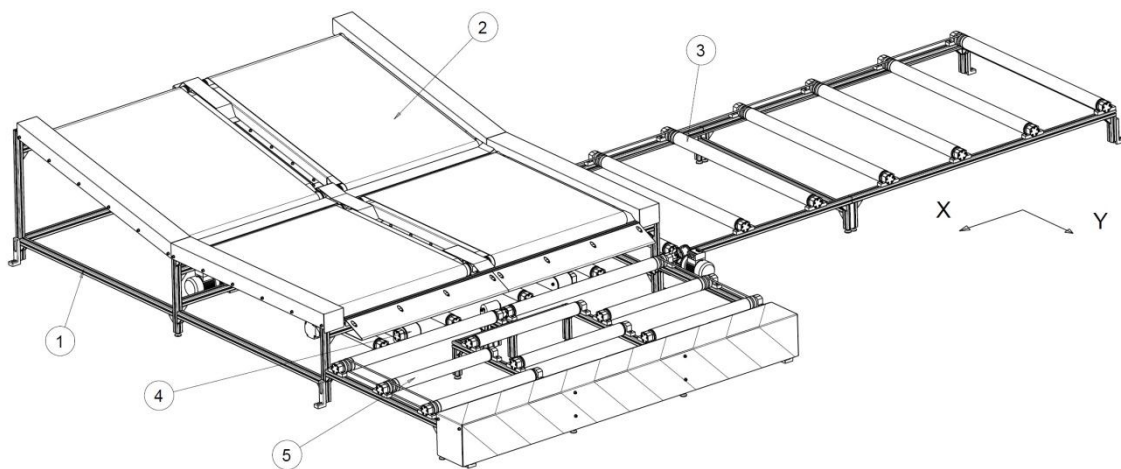
Obr. 3.1 Schéma způsobu členění přiložené výkresové dokumentace

Výkresy rolen obsahují 12 instancí, které nejsou nakreslené, protože se liší jen délkou rolen.

3.2. Přehled navrženého konstrukčního řešení

Přehled navrženého konstrukčního řešení je zobrazen na obrázku 3.2. Hlavní konstrukční části lze členit následovně:

1. Nosný rám
2. Pásové dopravník (šikmý a vodorovný)
3. Válečkový dopravník (směr pohybu osa x)
4. Zvedací dopravník (účel: přesměrování pohybu palety z osy x do osy y)
5. Válečkový dopravník (směr pohybu osa y)



Obr. 3.2 Schéma konstrukčního řešení

3.3. Návrh pásového dopravníku

Při výpočtech základních parametrů dopravních pásů a pásových dopravníků se vychází z normy ČSN ISO 5048 [2], která stanovuje základní zásady výpočtů pásových dopravníků.

Konstrukce pásového dopravníku se skládá z hnacího válce a napínacího válce. Pás s deskami je podepřen a klouže po plechu (slide bed conveyor). Při návrhu pásových dopravníků je dobré vycházet především z výpočtu potřebné obvodové síly na poháněcím bubnu a z toho plynoucího tahového namáhání pásu, jelikož tyto hodnoty podstatně ovlivňují volbu pohonu a také konstrukce pásu [1]. Výkon pohonu se stanoví z obvodové síly na poháněcím bubnu a z rychlosti pásu [1].

Je nutné věnovat pozornost řadě různých činitelů, které ovlivňují obvodovou sílu na poháněcím bubnu a ztěžují přesnost stanovení výkonu. V práci je uveden základní způsob výpočtu při návrhu pásového dopravníku. Z těchto důvodů je přesnost výpočtu omezena, ale i tak ji lze považovat pro dané účely za dostatečnou.

3.3.1. Vypočet pásového dopravníku

Vstupní parametry

Kapacita – 5 bloků za minutu. Při dopravě kusového zboží se počítá rychlost ze vztahu:

$$v = \frac{n \cdot l}{3600} = \frac{300 \cdot 2,5}{3600} = 0,21 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1)$$

kde:

$n = 300$	[ks]	zadáno
$l = 2,5$	[m]	zadáno

Pro tento dopravník je zvolena rychlost $12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ což je $0,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Máme dopravník rozdělený na dvě stejné části. Proto dále budeme počítat jenom s jednou částí. Dopravní množství za hodinu pak bude:

$$Q = 3,6 \cdot m \cdot \frac{v}{l} = 3,6 \cdot 30,8 \cdot \frac{0,21}{2,5} = 9,24 [t/h] \quad (2)$$

kde:

$m = 30,8$	[kg]	zadáno
$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)
$l = 2,5$	[m]	zadáno

Vypočet pohybových odporů

Celkový pohybový odpor pásu představuje sílu, kterou je třeba trvale překonávat pohonem dopravníku, aby se pás udržel ve stavu rovnoměrného pohybu. [1]

Pohybové odpory dělíme na:

- Hlavní odpory F_H , které zahrnují:
Čepové tření v ložiskách od zatížení materiálem, vlastní hmotnost pásu a hmotnost rotujících částí válečků.
- Vedlejší odpory F_V , které zahrnují:
Odpor vlivem ohybu pásu přes bubny F_{V1} .
Odpor vlivem čepového tření v ložiskách nepoháněného bubnu F_{V2} .
- Přídavné odpory F_P , které zahrnují:
Sílu potřebnou ke zvednutí materiálu o dopravní výšku.

HLAVNÍ ODPORY F_H

Hlavní odpory zahrnují rotační odpory válečků v horní a dolní větvi, vznikající třením v ložiskách a těsnění válečků. Dále odpory způsobené zamačkáváním válečků do pásu a opakovaným ohybem dopravního pásu s dopravovanou hmotou [1].

Vzorec pro výpočet hlavních odporů:

$$F_H = f_1 \cdot L \cdot g \cdot [q_{rh} + q_{rd} + (q_1 + 2 \cdot q_2) \cdot \cos\delta] \quad (3)$$

Na tomto dopravníku je místo nosných válečků v horní větvi použita kluzná deska. Z toho důvodu je hmotnost rotujících částí válečků q_{rh} rovna nule.

Globální součinitel tření f_1 zahrnuje valivý odpor válečkových stolic. Z toho důvodu nemůže být pro tento výpočet použit. Ve výpočtu bude nahrazen součinitelem tření f mezi kluznou deskou a textilií na spodní straně pásu.

Upravený vzorec pro výpočet hlavních odporů:

$$F_{hš} = f \cdot L_{š} \cdot g \cdot [q_{rd1} + (q_1 + 2 \cdot q_2) \cdot \cos\delta] \quad (4)$$

$$F_{hv} = f \cdot L_v \cdot g \cdot [q_{rd2} + (q_1 + 2 \cdot q_2) \cdot \cos\delta] \quad (5)$$

kde:

$f = 0,2$	[-]	dáno výrobcem pásu
$L_{š} = 1,3$	[m]	dáno dle konstrukce
$L_v = 1,2$	[m]	dáno dle konstrukce
$q_1 = 12,32$	[kg·m ⁻¹]	vypočteno (6)
$q_2 = 2,8$	[kg·m ⁻¹]	vypočteno (7)
$q_{rd1} = 10,9$	[kg·m ⁻¹]	vypočteno (8)
$q_{rd2} = 12$	[kg·m ⁻¹]	vypočteno (8)
$\delta = 12$	[°]	dáno dle konstrukce

$$F_{hš} = 0,2 \cdot 1,3 \cdot 9,81 \cdot [10,9 + (12,32 + 2 \cdot 2,8) \cdot \cos 12] = 66,39 \quad [\text{N}]$$

$$F_{hv} = 0,2 \cdot 1,2 \cdot 9,81 \cdot [12 + (12,32 + 2 \cdot 2,8) \cdot \cos 12] = 63,86 \quad [\text{N}]$$

Hmotnost materiálu na 1 bm dopravního pásu

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{9,24}{3,6 \cdot 0,21} = 12,32 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (6)$$

kde:

$Q = 9,24$	[t/h]	vypočteno (2)
$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)

Hmotnost 1 bm dopravního pásu

$$q_2 = B \cdot m_p = 1 \cdot 2,8 = 2,8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (7)$$

kde:

$B = 1$	[m]	dáno dle konstrukce
$m_p = 2,8$	[kg·m ⁻²]	dáno výrobcem pásu (Tab. 3.1)

Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi, přidávající na jeden metr dopravníku

$$q_{rd(1,2)} = \frac{m_{rd} \cdot n_d}{t_{d(1,2)}} \quad (8)$$

kde:

$m_{rd} = 6$	[kg]	dáno dle konstrukce
$n_d = 2$	[ks]	dáno dle konstrukce
$t_{d1} = 1,1$	[m]	dáno dle konstrukce
$t_{d2} = 1$	[m]	dáno dle konstrukce

$$q_{rd1} = \frac{6 \cdot 2}{1,1} = 10,9 [kg \cdot m^{-1}] \qquad q_{rd2} = \frac{6 \cdot 2}{1} = 12 [kg \cdot m^{-1}]$$

VEDLEJŠÍ ODPORY F_v

Vedlejší odpory zahrnují odpor ložisek hnaného bubnu a odpor ohybu pásu na bubnech [1].

Jelikož nejsou známy hodnoty průměrného tahu v pásu F_p a vektorový součet tahů v pásu F_T , jsou tyto hodnoty zprvu voleny.

$$F_{vš} = F_{v1š} + F_{v2š} = 40,12 + 0,26 = 40,39 [N] \qquad (9)$$

$$F_{vv} = F_{v1v} + F_{v2v} = 40,30 + 0,40 = 40,70 [N] \qquad (10)$$

kde:

$$F_{v1š} = 40,12 \qquad [N] \qquad \text{vypočteno (11)}$$

$$F_{v1v} = 40,30 \qquad [N] \qquad \text{vypočteno (12)}$$

$$F_{v2š} = 0,26 \qquad [N] \qquad \text{vypočteno (13)}$$

$$F_{v2v} = 0,4 \qquad [N] \qquad \text{vypočteno (14)}$$

Odpor ohybu pásu na bubnech

Průměrný tah v pásu F_{pr} je při předběžném výpočtu zvolen 1500 N. Bylo provedeno opakované dosazení, než se hodnota ustálila. Výpočet pro šikmé a vodorovné úseky dopravníku je stejný, jelikož jsou stejné i hodnoty šířky pásu, tloušťky pásu a průměr bubnu.

Výpočet pro pás s textilními vložkami:

$$F_{v1š} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_{prš}}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \qquad (11)$$

$$F_{v1v} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_{prv}}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \qquad (12)$$

kde:

$$B = 1 \qquad [m] \qquad \text{dáno dle konstrukce}$$

$$F_{prš} = 117,38 \qquad [N] \qquad \text{vypočteno (26)}$$

$$F_{prv} = 178,62 \qquad [N] \qquad \text{vypočteno (27)}$$

$$d = 0,0024 \qquad [m] \qquad \text{dáno výrobcem pásu (Tab. 3.1)}$$

$$D = 0,076 \qquad [m] \qquad \text{dáno dle konstrukce}$$

$$F_{v1š} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{117,38}{1} \right) \cdot \frac{0,0024}{0,076} = 40,12 [N]$$

$$F_{v1v} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{178,62}{1} \right) \cdot \frac{0,0024}{0,076} = 40,30 \text{ [N]}$$

Odpor v ložiskách hnaného bubnu

Vektorový součet tahu v pásu F_T při předběžném výpočtu byl zvolen 3000 N. Zpětné dosazení bylo provedeno opakovaně, dokud se hodnota neustálila.

$$F_{v2š} = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_{Tš} = 0,005 \cdot \frac{0,017}{0,076} \cdot 234,77 = 0,26 \text{ [N]} \quad (13)$$

$$F_{v2v} = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_{Tv} = 0,005 \cdot \frac{0,017}{0,076} \cdot 357,23 = 0,4 \text{ [N]} \quad (14)$$

kde:

$F_{Tš} = 234,77$	[N]	vypočteno (28)
$F_{Tv} = 357,23$	[N]	vypočteno (29)
$d_0 = 0,017$	[m]	dáno dle konstrukce
$D = 0,076$	[m]	dáno dle konstrukce

PŘÍDAVNÉ ODPORY F_p

Přídavné odpory zahrnují odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu, odpor čističů pásu a bubnu, odpor tření o boční stěny bloku nebo bočního vedení, odpor obrácení dolní větve pásu, odpor shrnovače dopravované hmoty z pásu a odpor shazovacího vozíku [1].

S ohledem na provoz a konstrukční řešení dopravníku zde nejsou použity boční válečky, čistič pásu ani shrnovač materiálu. V tomto případě přídavné odpory zahrnuje pouze sílu potřebnou ke zvednutí materiálu o dopravní výšku. Při dopravě směrem dolů platí znaménko "-".

$$F_p = F_{p1} = -38,07 \text{ [N]} \quad (15)$$

kde:

$F_{p1} = -38,07$	[N]	vypočteno (16)
-------------------	-----	----------------

Síla, potřebná ke zvednutí materiálu o dopravní výšku

$$F_{p1} = \pm q_1 \cdot g \cdot H \quad (16)$$

kde:

$q_1 = 12,32$	[kg·m ⁻¹]	vypočteno (6)
$H = 0,315$	[m]	dáno dle konstrukce

$$F_{p1} = -12,32 \cdot 9,81 \cdot 0,315 = -38,07 \text{ [N]}$$

Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

Obvodová síla F_o , potřebná na poháněcím bubnu pásového dopravníku, je určena součtem všech odporů.

$$F_{o\check{s}} = F_{h\check{s}} + F_{v\check{s}} + F_p = 66,39 + 40,39 - 38,07 = 68,71 \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_{ov} = F_{hv} + F_{vv} = 63,86 + 40,70 = 104,55 \text{ [N]} \quad (18)$$

kde:

$F_{h\check{s}} = 66,39$	[N]	vypočteno (4)
$F_{v\check{s}} = 40,39$	[N]	vypočteno (9)
$F_p = -38,07$	[N]	vypočteno (15)
$F_{hv} = 63,86$	[N]	vypočteno (5)
$F_{vv} = 40,70$	[N]	vypočteno (10)

Maximální obvodová síla

Při rozběhu je obvodová síla větší než při ustáleném chodu, proto:

$$F_{omax\check{s}} = F_{o\check{s}} \cdot \xi = 68,71 \cdot 1,5 = 103,06 \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_{omaxv} = F_{ov} \cdot \xi = 104,55 \cdot 1,5 = 156,83 \text{ [N]} \quad (20)$$

Pro výpočet elektromotoru se maximální obvodová síla bude rovnat dvojnásobnému součtu maximálních obvodových sil ve vodorovném a šikmém úseku, protože bude pohánět celkem čtyři pásové dopravníky.

$$F_{omax} = (F_{omax\check{s}} + F_{omaxv}) \cdot 2 = (103,06 + 156,83) \cdot 2 = 519,79 \text{ [N]} \quad (21)$$

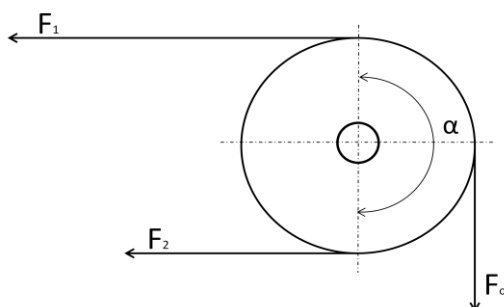
kde:

$F_{o\check{s}} = 68,71$	[N]	vypočteno (17)
$F_{ov} = 104,55$	[N]	vypočteno (18)
$\xi = 1,5$	[-]	voleno dle [1]

Síly v pásu

Tahové síly působící v pásu se mění po celé jeho délce. Jejich velikost závisí na:

- trase pásového dopravníku
- počtu a uspořádání poháněcích bubnů
- charakteristikách hnacích a brzdících systémů
- druhu a uspořádání napínacích zařízení pásu
- druhu zatížení pásu



Obr. 3.3 Tahové síly v pásu

Výpočet sil v pásu

Velikost tahových sil v dopravním pásu ve stavu klidovém je po celém jeho obvodu konstantní a je závislá na napínací síle. Při pohybu pásu se velikost tahových sil mění.

Výpočet síly v horní větvi

$$F_{1š} = F_{omaxš} \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\alpha f_2} - 1}\right) \quad (22)$$

$$F_{1v} = F_{omaxv} \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\alpha f_2} - 1}\right) \quad (23)$$

kde:

$F_{omaxš} = 103,06$	[N]	vypočteno (19)
$F_{omaxv} = 156,83$	[N]	vypočteno (20)
$\alpha = 180$	[°]	dáno dle konstrukce
$f_2 = 0,3$	[-]	dáno výrobcem pásu

$$F_{1š} = 103,06 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\frac{\pi}{180} \cdot 180 \cdot 0,3} - 1}\right) = 168,92 \text{ [N]}$$

$$F_{1v} = 156,83 \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\frac{\pi}{180} \cdot 180 \cdot 0,3} - 1}\right) = 257,03 \text{ [N]}$$

Výpočet síly v dolní větvi

$$F_{2š} = F_{omaxš} \cdot \left(\frac{1}{e^{\alpha f_2} - 1}\right) = 103,06 \cdot \left(\frac{1}{e^{\frac{\pi}{180} \cdot 180 \cdot 0,3} - 1}\right) = 65,85 \text{ [N]} \quad (24)$$

$$F_{2v} = F_{omaxv} \cdot \left(\frac{1}{e^{\alpha f_2} - 1}\right) = 156,83 \cdot \left(\frac{1}{e^{\frac{\pi}{180} \cdot 180 \cdot 0,3} - 1}\right) = 100,20 \text{ [N]} \quad (25)$$

kde:

$F_{omaxš} = 103,06$	[N]	vypočteno (19)
$F_{omaxv} = 156,83$	[N]	vypočteno (20)
$\alpha = 180$	[°]	dáno dle konstrukce
$f_2 = 0,3$	[-]	dáno výrobcem pásu

Průměrný tah v pásu

$$F_{prš} = \frac{F_{1š} + F_{2š}}{2} = \frac{168,92 + 65,85}{2} = 117,38 \text{ [N]} \quad (26)$$

$$F_{prv} = \frac{F_{1v} + F_{2v}}{2} = \frac{257,03 + 100,20}{2} = 178,62 \text{ [N]} \quad (27)$$

kde:

$F_{1š} = 168,92$	[N]	vypočteno (22)
$F_{2š} = 65,85$	[N]	vypočteno (24)

$$F_{1v} = 257,03 \quad [N] \quad \text{vypočteno (23)}$$

$$F_{2v} = 100,20 \quad [N] \quad \text{vypočteno (25)}$$

Vektorový součet sil v pásu

$$F_{T\check{s}} = F_{1\check{s}} + F_{2\check{s}} = 168,92 + 65,85 = 234,77 [N] \quad (28)$$

$$F_{Tv} = F_{1v} + F_{2v} = 257,03 + 100,20 = 357,23 [N] \quad (29)$$

kde:

$$F_{1\check{s}} = 168,92 \quad [N] \quad \text{vypočteno (22)}$$

$$F_{2\check{s}} = 65,85 \quad [N] \quad \text{vypočteno (24)}$$

$$F_{1v} = 257,03 \quad [N] \quad \text{vypočteno (23)}$$

$$F_{2v} = 100,20 \quad [N] \quad \text{vypočteno (25)}$$

Pevnostní kontrola pásu Dle Eulerova vztahu

Dle Eulerova vztahu pro vláknové tření je odvozen poměr tahů v pásu.

$$\frac{F_{1\check{s}}}{F_{2\check{s}}} \leq e^{\alpha f_2} \quad (30)$$

kde:

$$F_{1\check{s}} = 168,92 \quad [N] \quad \text{vypočteno (22)}$$

$$F_{2\check{s}} = 65,85 \quad [N] \quad \text{vypočteno (24)}$$

$$\alpha = 180 \quad [^\circ] \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

$$f_2 = 0,3 \quad [-] \quad \text{dáno výrobcem pásu}$$

$$\frac{168,92}{65,85} \leq e^{\frac{\pi}{180} \cdot 180 \cdot 0,3}$$

$$2,565224 \leq 2,566332 \text{ VYHOVUJE}$$

$$\frac{F_{1v}}{F_{2v}} \leq e^{\alpha f_2} \quad (31)$$

kde:

$$F_{1v} = 257,03 \quad [N] \quad \text{vypočteno (23)}$$

$$F_{2v} = 100,20 \quad [N] \quad \text{vypočteno (25)}$$

$$\alpha = 180 \quad [^\circ] \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

$$f_2 = 0,3 \quad [-] \quad \text{dáno výrobcem pásu}$$

$$\frac{257,03}{100,20} \leq e^{\frac{\pi}{180} \cdot 180 \cdot 0,3}$$

$$2,565170 \leq 2,566332 \text{ VYHOVUJE}$$

Kontrola pevnostní pásu

$$F_{dp} \geq F_{max} \quad (32)$$

kde:

$$F_{dp} = 10000 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (33)}$$

$$F_{max} = F_{1\dot{s}} = 168,92 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (22)}$$

$$10000 \geq 168,92 \text{ VYHOVUJE}$$

$$F_{max} = F_{1v} = 257,03 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (23)}$$

$$10000 \geq 257,03 \text{ VYHOVUJE}$$

Dovolená síla v pásu

$$F_{dp} = B \cdot F_{vyr} = 1 \cdot 10 \cdot 10^3 = 10000 \quad [\text{N}] \quad (33)$$

kde:

$$B = 1 \quad [\text{m}] \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

$$F_{vyr} = 10 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad \text{dáno výrobcem pásu (Tab. 3.1)}$$

Stanovení velikosti napínací síly

Potřebná teoretická velikost napínací síly Z_t , jež je nezbytná pro zajištění přenosu obvodové hnací síly T z bubnu na pás, se určí pro pás s pohonem na podávacím konci pomocí vzorce

$$Z_{t\dot{s}} = 2 \cdot (F_{1\dot{s}} + q_2 \cdot H) = 2 \cdot (168,92 + 2,8 \cdot 0,315) = 339,60 \quad [\text{N}] \quad (34)$$

$$Z_{tv} = 2 \cdot F_{1v} = 2 \cdot 257,03 = 514,06 \quad [\text{N}] \quad (35)$$

kde:

$$F_{1\dot{s}} = 168,92 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (22)}$$

$$F_{1v} = 239,62 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (23)}$$

$$q_2 = 2,8 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad \text{vypočteno (7)}$$

$$H = 0,315 \quad [\text{m}] \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat, zvětšuje se oproti teoretické hodnotě napínací síla o 10 %

$$Z_{\dot{s}} = 1,1 \cdot Z_{t\dot{s}} = 1,1 \cdot 339,60 = 373,55 \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$Z_v = 1,1 \cdot Z_{tv} = 1,1 \cdot 514,06 = 565,47 \quad [\text{N}] \quad (37)$$

kde:

$$Z_{t\dot{s}} = 339,60 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (34)}$$

$$Z_{tv} = 514,06 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (35)}$$

3.3.2. Návrh pohonné jednotky pro pasový dopravník

Potřebný výkon elektromotoru se stanoví z vypočtené obvodové síly podle vzorce, kde celková účinnost převodů (spojky, převodovky, poháněcího válce) se pohybuje přibližně v rozmezí $\eta = (0,85 \text{ až } 0,95)$.

$$P = \frac{F_{\text{omax}} \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{519,79 \cdot 0,21}{1000 \cdot 0,9} = 0,12 \text{ [kW]} \quad (38)$$

kde:

$F_{\text{omax}} = 519,79$	[N]	vypočteno (21)
$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)
$\eta = 0,9$	[-]	dáno výrobcem převodovky

Potřebné výstupní otáčky n_2 určíme z rychlosti pásu a průměru hnacího válce.

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{0,21}{3,14 \cdot 0,07} = 56,87 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (39)$$

kde:

$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)
$D = 0,07$	[N]	dáno dle konstrukce

Dále určíme krouticí moment na hnacím bubnu.

$$M_k = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{120 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 56,87} = 21,95 \text{ [Nm]} \quad (40)$$

kde:

$P = 120$	[W]	vypočteno (38)
$n_2 = 56,87$	[min ⁻¹]	vypočteno (39)

Volba elektromotoru a převodovky pro pásový dopravník

Byl zvolen motor od firmy Siemens s označením 1LA7063-4AB s převodovkou firmy TOS Znojmo a to v provedení MRT s označením 40 A.

Motor s označením 1LA7063-4AB je 4-pólový elektromotor o velikosti 63-4p a frekvenci 50 Hz, viz příloha č. 2.

Parametry tohoto elektromotoru jsou:

Výkon motoru pro pásový dopravník	$P_{m1} = 0,18$	[kW]
Otáčky motoru pro pásový dopravník	$n_1 = 1350$	[min ⁻¹]

Parametry převodovky jsou (viz příloha č. 3):

Výstupní otáčky převodovky pro pásový dopravník	56	[min ⁻¹]
Výstupní krouticí moment převodovky pro pásový dopravník	24	[Nm]
Účinnost převodovky pásového dopravníku	77	[%]
Převodový stupeň	25	[-]

Kontrola požadovaného vstupního výkonu

$$P_{1teor} = \frac{P}{\eta} = \frac{0,12}{0,77} = 0,16 \text{ [kW]} \quad (41)$$

kde:

$P = 120$	[W]	vypočteno (38)
$\eta = 0,77$	[-]	dáno výrobcem převodovky

$$P_{1teor} = 0,16 \text{ [kW]} \leq 0,18 \text{ [kW]} = P_{m1}$$

Navržený elektromotor vyhovuje

3.4. Vypočet ložisek

Na hřídele jsou nasazena dvouřadá naklápěcí kuličková ložiska typu 1203, viz příloha č. 4. Základní únosnosti tohoto typu ložiska jsou:

- Dynamická C_r 8140 [N]
- Statická C_{or} 2300 [N]

Trvanlivost ložiska je dána počtem otáček, které vykoná jeden kroužek vůči druhému kroužku, dokud se neobjeví první příznaky únavy materiálu a to buď na kroužcích, nebo na valivých tělesech [10].

Pokud je frekvence otáčení hřídele konstantní, je možné základní výpočtovou trvanlivost ložiska v provozních hodinách vyjádřit vztahem:

$$L_h = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{8140}{166,52}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 56,87} = 34\,232\,645 \text{ [h]} \quad (42)$$

kde:

$C = 8140$	[N]	dáno výrobcem ložiska
$P_r = 166,52$	[N]	vypočteno (43)
$n_2 = 56,87$	[min-1]	vypočteno (39)

Z tohoto výsledku je vidět, že navržené ložisko má vysokou životnost.

$$P_r = xF_r + yF_a$$

Jelikož složka pro axiální sílu je nulová, bude počítáno pouze

$$P_r = xF_r = 1 \cdot 166,52 = 166,52 \text{ [N]} \quad (43)$$

kde:

$x = 1$	[-]	tabulka 2 str. 515 [3]
$F_r = 166,52$	[N]	vypočteno (44)

Pro výpočet hodnoty radiálního zatížení ložisek F_r jsou zadány hodnoty z výpočtu skutečné velikosti tahu v pásu. Výsledek bude dělen dvěma, jelikož se

celková síla rozloží na dvě ložiska. Pro výpočet zvolím největší sílu ze dvou úseků.

$$F_r = \frac{F_{tš}}{2} = \frac{333,04}{2} = 166,52 \text{ [N]} \quad (44)$$

kde:

$$F_{tš} = 333,04 \quad \text{[N]} \quad \text{vypočteno (34)}$$

3.5. Návrh válečkového dopravníku

Při dopravě předmětu překonáváme na jednom válečku následující odpory:

- Odpor tíhové složky dopravovaného předmětu.
- Odpor vlivem valivého a čepového tření
- Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností a nepravidelnosti stykové plochy předmětu. Tento odpor se nedá přesně matematicky vyjádřit a stanoví se jako 0,5 % z normálového zatížení válečku.

3.5.1. Výpočet válečkového dopravníku

Délka válečkové dráhy

Délka válečkové dráhy je dána konstrukcí.

$$L_{Dx} = 6 \text{ [m]}$$

$$L_{Dy} = 1,1 \text{ [m]}$$

Pro snazší transport a manipulaci s dráhou (směr x) je rozdělena na tři stejně dlouhé stolice. Je-li tedy dráha 6 m dlouhá, jednotlivé stolice budou rovny:

$$L_i = L_1 = L_2 = L_3 \quad (45)$$

$$L_i = \frac{L_{Dx}}{n_s} = \frac{6}{3} = 2 \text{ [m]} \quad (46)$$

kde:

$$L_{Dx} = 6 \quad \text{[m]} \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

$$n_s = 3 \quad \text{[ks]} \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

Šířka dráhy

Literatura [1] uvádí, že aktivní šířka dráhy je rovna aktivní šířce válečku. Výpočet uvažuje maximální šířku dopravovaného předmětu b jako 80 % aktivní šířky válečku.

$$B_{x,y} \geq \frac{b_{x,y}}{0,8} \quad (47)$$

kde:

$$b_x = 1,03 \quad \text{[m]} \quad \text{zadáno}$$

$$b_y = 2 \quad [\text{m}] \quad \text{zadáno}$$

$$B_x \geq \frac{1,03}{0,8} \rightarrow B_x \geq 1,29 \text{ [m]}$$

$$B_y \geq \frac{2}{0,8} \rightarrow B_y \geq 2,5 \text{ [m]}$$

Volíme hodnotu B_x rovnou 1,3 m a hodnotu B_y rovnou 2,5 m. Válečková dráha ve směru y bude dělená na 3 stejné části. Šířka každé části bude rovnat 0,8 m, tato šířka zahrnuje šířku pasového kola.

$$B_x = 1,35 \text{ [m]}$$

$$B_y = 2,5 \text{ [m]}$$

Celková šířka dráhy zahrnuje prvky konstrukce rámu $b_{pr} = 40 \text{ mm}$ (šířka profilu) a šířku pásového kola $b_p = 30 \text{ mm}$. Hodnoty celkové šířky válečkové dráhy ve směru x a y tedy jsou:

$$B_{cx} = B_x + b_p + b_{pr} \cdot 2 = 1,35 + 0,07 + 0,04 \cdot 2 = 1,5 \text{ [m]} \quad (48)$$

$$B_{cy} = B_y + 4 \cdot b_{pr} = 2,5 + 4 \cdot 0,04 = 2,66 \text{ [m]} \quad (49)$$

kde:

$B_x = 1,35$	[m]	vypočteno (47)
$B_y = 2,5$	[m]	vypočteno (47)
$b_{pr} = 0,04$	[m]	dáno výrobcem profilu
$b_p = 0,07$	[m]	dáno výrobcem válečku

Počet válečků

Volíme počet válečků pod jedním předmětem na dráze x rovný 4, na dráze y rovný 9 (ve všech třech úsecích dopravníku)

$n_{px} = 4$	[ks]	dáno dle konstrukce
$n_{py} = 8$	[ks]	dáno dle konstrukce

Celkový počet válečků na dráze:

$n_{cx} = 11$	[ks]	dáno dle konstrukce
$n_{cy} = 8$	[ks]	dáno dle konstrukce

Počet poháněných válečků pod předmětem:

$k_{px} = 4$	[ks]	dáno dle konstrukce
$k_{py} = 6$	[ks]	dáno dle konstrukce

Odpor tíhové složky dopravovaného předmětu

$$W_{1x} = \pm q_{vx} \cdot g \cdot \sin \varphi_x = 0 \text{ [N]} \quad (50)$$

$$W_{1y} = \pm q_{vy} \cdot g \cdot \sin \varphi_y = 0 \text{ [N]} \quad (51)$$

kde:

$q_{vx} = 7,5$	[kg]	vypočteno (52)
$q_{vy} = 11,5$	[kg]	vypočteno (53)
$\varphi_x = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$\varphi_y = 0$	[°]	dáno dle konstrukce

$$q_{vx} = \frac{m_p}{n_{px}} = \frac{30}{4} = 7,5 \text{ [kg]} \quad (52)$$

$$q_{vy} = \frac{m_p + m_b}{n_{py}} = \frac{30 + 61,6}{8} = 11,5 \text{ [kg]} \quad (53)$$

kde:

$m_p = 30$	[kg]	zadáno
$m_b = 61,6$	[kg]	zadáno
$n_{px} = 4$	[ks]	dáno dle konstrukce
$n_{py} = 8$	[ks]	dáno dle konstrukce

Odpor vlivem valivého a čepového tření

$$W_{2x} = q_{vx} \cdot g \cdot \cos\varphi_x \cdot \frac{e_v + f_c \cdot r_c}{R} + q_{rx} \cdot g \cdot \frac{f_c \cdot r_c}{R} \quad (54)$$

$$W_{2y} = q_{vy} \cdot g \cdot \cos\varphi_y \cdot \frac{e_v + f_c \cdot r_c}{R} + q_{ry} \cdot g \cdot \frac{f_c \cdot r_c}{R} \quad (55)$$

kde:

$q_{vx} = 7,5$	[kg]	vypočteno (52)
$q_{vy} = 11,5$	[kg]	vypočteno (53)
$\varphi_x = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$\varphi_y = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$e_v = 0,0012$	[m]	dáno dle lit. [3]
$f_c = 0,02$	[-]	dáno dle lit. [3]
$r_c = 0,005$	[m]	dáno dle konstrukce
$R = 0,038$	[m]	dáno dle konstrukce
$q_{rx} = 3,2$	[kg]	dáno výrobcem valečku
$q_{ry} = 2,1$	[kg]	dáno výrobcem valečku

$$W_{2x} = 7,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,0012 + 0,02 \cdot 0,005}{0,038} + 3,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,005}{0,038}$$

$$W_{2x} = 2,6 \text{ [N]}$$

$$W_{2y} = 11,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,0012 + 0,02 \cdot 0,005}{0,038} + 2,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,005}{0,038}$$

$$W_{2y} = 3,9 \text{ [N]}$$

Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností

$$W_{3x} = 0,005 \cdot q_{vx} \cdot g \cdot \cos\varphi_x = 0,005 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 = 0,368 \text{ [N]} \quad (56)$$

$$W_{3y} = 0,005 \cdot q_{vy} \cdot g \cdot \cos\varphi_y = 0,005 \cdot 11,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 = 0,562 \text{ [N]} \quad (57)$$

kde:

$q_{vx} = 7,5$	[kg]	vypočteno (52)
$q_{vy} = 11,5$	[kg]	vypočteno (53)
$\varphi_x = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$\varphi_y = 0$	[°]	dáno dle konstrukce

Celkový odpor

$$W_{cx} = W_{1x} + W_{2x} + W_{3x} = 0 + 2,6 + 0,368 = 2,97 \text{ [N]} \quad (58)$$

$$W_{cy} = W_{1y} + W_{2y} + W_{3y} = 0 + 3,9 + 0,562 = 4,46 \text{ [N]} \quad (59)$$

kde:

$W_{1x} = 0$	[N]	vypočteno (50)
$W_{2x} = 2,6$	[N]	vypočteno (54)
$W_{3x} = 0,368$	[N]	vypočteno (56)
$W_{1y} = 0$	[N]	vypočteno (51)
$W_{2y} = 3,9$	[N]	vypočteno (55)
$W_{3y} = 0,562$	[N]	vypočteno (57)

3.5.2. Návrh pohonné jednotky pro válečkový dopravník

Výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb

$$P_{vdx} = \left\{ z_{px} \cdot n_{px} \cdot q_{vx} \cdot g \cdot \cos\varphi_x \cdot \left(\frac{e_v + f_c \cdot r_c}{R} + 0,005 \right) + q_{rx} \cdot g \cdot \frac{f_c \cdot r_c}{R} \cdot n_{cx} \right\} \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta_p} \quad (60)$$

$$P_{vdy} = \left\{ z_{py} \cdot n_{py} \cdot q_{vy} \cdot g \cdot \cos\varphi_y \cdot \left(\frac{e_v + f_c \cdot r_c}{R} + 0,005 \right) + q_{ry} \cdot g \cdot \frac{f_c \cdot r_c}{R} \cdot n_{cy} \right\} \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta_p} \quad (61)$$

kde:

$z_{px} = 1$	[ks]	zadáno
$z_{py} = 1$	[ks]	zadáno
$n_{px} = 4$	[ks]	dáno dle konstrukce
$n_{py} = 8$	[ks]	dáno dle konstrukce
$q_{vx} = 7,5$	[kg]	vypočteno (52)
$q_{vy} = 11,5$	[kg]	vypočteno (53)
$\varphi_x = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$\varphi_y = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$e_v = 0,0012$	[m]	dáno dle lit. [3]
$f_c = 0,02$	[-]	dáno dle lit. [3]
$r_c = 0,005$	[m]	dáno dle konstrukce
$R = 0,038$	[m]	dáno dle konstrukce

$q_{rx} = 3,2$	[kg]	dáno výrobcem válečku
$q_{ry} = 2,1$	[kg]	dáno výrobcem válečku
$n_{cx} = 11$	[ks]	dáno dle konstrukce
$n_{cy} = 8$	[ks]	dáno dle konstrukce
$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)
$\eta_p = 0,7$	[-]	dáno výrobcem válečku

$$P_{vdx} = \left\{ 1 \cdot 4 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,02 \cdot 0,005}{0,038} + 0,005 \right) + 3,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,005}{0,038} \cdot 11 \right\} \cdot \frac{0,21}{1000 \cdot 0,7}$$

$$P_{vdx} = 3,7 \text{ [W]}$$

$$P_{vdy} = \left\{ 1 \cdot 8 \cdot 11,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 0 \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,02 \cdot 0,005}{0,038} + 0,005 \right) + 2,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 0,005}{0,038} \cdot 8 \right\} \cdot \frac{0,21}{1000 \cdot 0,7}$$

$$P_{vdy} = 31,9 \text{ [W]}$$

Přídavný výkon při zastavení předmětu

Při zastavení dopravovaného předmětu dorazem je nutné zvýšením výkonu vyvolat prokluz válečků pod zastaveným předmětem. Prokluz zabrání poškození elektromotoru.

$$P_{prx} = \frac{F_{zx} \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{103 \cdot 0,21}{1000 \cdot 0,9} = 24 \text{ [W]} \quad (62)$$

$$P_{pry} = \frac{F_{zy} \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{235,88 \cdot 0,21}{1000 \cdot 0,9} = 55 \text{ [W]} \quad (63)$$

kde:

$F_{zx} = 103$	[N]	vypočteno (64)
$F_{zy} = 235,88$	[N]	vypočteno (65)
$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)
$\eta = 0,9$	[-]	dáno výrobcem převodovky

$$F_{zx} = q_{vx} \cdot g \cdot k_{px} \cdot f_s = 7,5 \cdot 9,81 \cdot 4 \cdot 0,35 = 103 \text{ [N]} \quad (64)$$

$$F_{zy} = q_{vy} \cdot g \cdot k_{py} \cdot f_s = 11,5 \cdot 9,81 \cdot 6 \cdot 0,35 = 235,88 \text{ [N]} \quad (65)$$

kde:

$q_{vx} = 7,5$	[kg]	vypočteno (52)
$q_{vy} = 11,5$	[kg]	vypočteno (53)
$k_{px} = 4$	[ks]	dáno dle konstrukce
$k_{py} = 6$	[ks]	dáno dle konstrukce
$f_s = 0,35$	[-]	dáno dle lit. [3]

Celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb

Tento výkon je dán součtem výkonu potřebného pro vyvození rovnoměrného pohybu P_{vd} a výkonu přídatného P_{prx} a P_{pry} .

$$P_{cx} = P_{vdx} + P_{prx} = 3,7 + 24 = 0,0277 \text{ [kW]} \quad (66)$$

$$P_{cy} = P_{vdy} + P_{pry} = 31,9 + 55 = 0,0869 \text{ [kW]} \quad (67)$$

kde:

$$P_{vdx} = 3,7 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (60)}$$

$$P_{vdy} = 31,9 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (61)}$$

$$P_{prx} = 24 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (62)}$$

$$P_{pry} = 55 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (63)}$$

Potřebné výstupní otáčky n_v určíme z rychlosti a průměru válce.

$$n_v = \frac{v}{\pi \cdot D_v} = \frac{0,21}{3,14 \cdot 0,05} = 79,62 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (68)$$

kde:

$$v = 0,21 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{vypočteno (1)}$$

$$D_v = 0,05 \quad [\text{m}] \quad \text{dáno dle konstrukce}$$

Dále určíme krouticí moment na hnacím bubnu.

$$M_{kvx} = \frac{P_{cx} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_v} = \frac{27,7 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 79,62} = 3,3 \text{ [Nm]} \quad (69)$$

$$M_{kvy} = \frac{P_{cy} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_v} = \frac{86,9 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 79,62} = 10,4 \text{ [Nm]} \quad (70)$$

kde:

$$P_{cx} = 27,7 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (66)}$$

$$P_{cy} = 89,6 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (67)}$$

$$n_v = 79,62 \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{vypočteno (68)}$$

Volba elektromotoru a převodovky pro válečkový dopravník pro trať x a y

Byl zvolen motor od firmy Siemens s označením 1LA7060-4AB s převodovkou firmy TOS Znojmo a to v provedení MRT s označením 30 A.

Motor s označením 1LA7060-4AB je 4-pólový elektromotor o velikosti 60-4p a frekvenci 50 Hz viz příloha č. 2.

Parametry tohoto elektromotoru jsou:

Výkon motoru pro válečkový dopravník	$P_{m2} = 0,12$	[kW]
Otáčky motoru pro válečkový dopravník	$n_1 = 1350$	[min ⁻¹]

Parametry převodovky jsou (viz příloha č. 3):

Výstupní otáčky převodovky pro válečkový dopravník	56	[min ⁻¹]
Výstupní krouticí moment převodovky pro válečkový dopravník	14	[Nm]
Účinnost převodovky válečkového dopravníku	77	[%]
Převodový stupeň	25	[-]

Kontrola požadovaného vstupního výkonu

$$P_{2teor} = \frac{P_{cx}}{\eta} = \frac{0,0869}{0,77} = 0,112 \text{ [kW]} \quad (71)$$

kde:

$P_{cy} = 86,9$	[W]	vypočteno (67)
$\eta = 0,77$	[-]	dáno výrobcem převodovky

$$P_{2teor} = 0,112 \text{ [kW]} \leq 0,12 \text{ [kW]} = P_{m2}$$

Navržený elektromotor vyhovuje

3.6. Návrh pásového dopravníku na přeměrování palety

3.6.1. Vypočet dopravníku

Pro výpočet pásového dopravníku na přeměrování palet využijeme stejný postup jako v kapitole 3.1. Dále v této kapitole budou shrnuty pouze výsledky výpočtu.

Pásový dopravník na přeměrování palet se skládá z 3 samostatných pásů poháněných jedním motorem, přičemž pro výpočet odporu uvažujeme jenom jeden. Pro zajištění rezervy pohonné jednotky je výsledná hodnota následně zdvojnásobena.

Vstupní parametry

$v = 0,21$	[m·s ⁻¹]	vypočteno (1)
$m_k = 10$	[kg]	zadáno
$B_k = 0,1$	[m]	dáno dle konstrukce
$L_k = 1,1$	[m]	dáno dle konstrukce
$l = 2,5$	[m]	zadáno
$m_p = 2,8$	[kg·m ⁻²]	dáno výrobcem pásu (Tab. 3.1)
$f = 0,2$	[-]	dáno výrobcem pásu
$\delta_k = 0$	[°]	dáno dle konstrukce
$d = 0,0024$	[m]	dáno výrobcem pásu (Tab. 3.1)
$D_k = 0,076$	[m]	dáno dle konstrukce

$$Q = 3,6 \cdot m_k \cdot \frac{v}{l} = 3,6 \cdot 10 \cdot \frac{0,21}{2,5} = 3 \text{ [t/h]} \quad (72)$$

Vypočet pohybových odporů

$$F_{hk} = f \cdot L_k \cdot g \cdot (q_{1k} + 2 \cdot q_{2k}) \cdot \cos \delta = 9,84 \text{ [N]} \quad (73)$$

$$F_{vk} = F_{v1k} + F_{v2k} = 4,46 \text{ [N]} \quad (74)$$

kde:

$$q_{1k} = 4 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad \text{vypočteno dle (6)}$$

$$q_{2k} = 0,28 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad \text{vypočteno dle (7)}$$

$$F_{v1k} = 4,4 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno dle (11)}$$

$$F_{v2k} = 0,06 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno dle (12)}$$

$$F_{ok} = F_{hk} + F_{vk} = 9,84 + 4,46 = 14,3 \text{ [N]} \quad (75)$$

$$F_{okmax} = F_{ok} \cdot \xi \cdot 3 = 64,33 \text{ [N]} \quad (76)$$

3.6.2. Návrh pohonné jednotky pro pásový dopravník na přeměrování palety

Potřebný výkon elektromotoru se stanoví z vypočtené obvodové síly podle vzorce, kde celková účinnost převodů (spojky, převodovky, poháněcího válce) se pohybuje přibližně v rozmezí $\eta = (0,85 \text{ až } 0,95)$.

$$P_k = \frac{F_{okmax} \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{64,33 \cdot 0,21}{1000 \cdot 0,9} = 0,015 \text{ [kW]} \quad (77)$$

kde:

$$F_{okmax} = 64,33 \quad [\text{N}] \quad \text{vypočteno (76)}$$

$$v = 0,21 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{vypočteno (1)}$$

$$\eta = 0,9 \quad [-] \quad \text{dáno výrobcem převodovky}$$

Potřebné výstupní otáčky n_2 určíme z rychlosti pásu a průměru hnacího válce.

$$n_2 = 56,87 \text{ [min}^{-1}] \quad \text{vypočteno (39)}$$

Dále určíme kroutící moment na hnacím bubnu.

$$M_{kk} = \frac{P_k \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{15 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 56,87} = 2,5 \text{ [Nm]} \quad (78)$$

kde:

$$P = 15 \quad [\text{W}] \quad \text{vypočteno (77)}$$

$$n_2 = 56,87 \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{vypočteno (39)}$$

3.6.3. Volba elektromotoru pro pásový dopravník

Byl zvolen motor od firmy FESTO s označením EMMS-AS 100-S. Motor s označením EMMS-AS 100-S je servomotor viz příloha č. 5.

Parametry tohoto elektromotoru jsou:

Výkon motoru pro pásový dopravník	$P_{m3} = 1,4$	[kW]
Otáčky motoru pro pásový dopravník	$n_1 = 3500$	[min ⁻¹]
Krouticí moment	$M_k = 3,76$	[Nm]

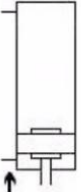
Navržený elektromotor vyhovuje

3.6.4. Návrh posuvné jednotky pro pásový dopravník na přeměrování palety

Pro návrh posuvné jednotky na zvedání pasového dopravníku na přeměrování palety byla použita aplikace od firmy FESTO. V ní byly zadány vstupní parametry, což je čas potřebný pro dosažení pozice, zdvih válce a jeho směr pohybu, provozní tlak a pohybující se hmota (hmotnost).

systemové parametry - podklady pro výběr

[dále >](#)

	<p>očekáv. čas dosažení pozice</p> <p>chtěl bych dosáhnout čas polohování:</p> <p>základní nastavení válce</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> s jednosměrným škrticím ventilem</p> <p>napájení vzduchem</p> <p>nastavení zátěže</p>	<p>požadovaný zdvih</p> <p>úhel montáže</p> <p>směr pohybu</p> <p>provozní tlak</p> <p>délka hadice jedn. pro úpr.vzd.>ventil ventil > válec</p> <p>pohybovaná hmotnost</p> <p>přídavná síla nárazu</p> <p>přídavná třecí síla</p>	<p>2 s</p> <p>125 mm</p> <p>-90 deg</p> <p><input type="radio"/> vyjetí <input checked="" type="radio"/> zajždět</p> <p>6 bar</p> <p>2 m</p> <p>2 m</p> <p>40 kg</p> <p>0 N</p> <p>0 N</p>
---	---	--	--

Obr. 3.4 Výpočet posuvné jednotky

Dále s ohledem na omezený prostor pro instalace, byla zvolena jednotka s označením ADN 40 (kompaktní válce).

4. Technicko-ekonomické hodnocení

Cílem řešení diplomové práce byl návrh zařízení zajišťujícího automatické sesunutí bloků izolačních desek na palety. V technickém hodnocení je popsán výsledek jednotlivých konstrukčních řešení a zhodnocen jejich přínos. Ekonomická část hodnocení podává přehled o finančních nákladech na realizaci automatizovaného pracoviště.

4.1. Technické hodnocení

Diplomová práce předkládá konstrukční řešení systému umožňujícího manipulaci s bloky desek o hmotnosti 61.6 kg, přičemž došlo k nahrazení dvou odnímacích pozic jednou pozicí, ve které probíhá výrobní takt v odpovídajícím tempu. Řešení je navrženo pro v současné využívaný mobilní dopravník o rozměrech 6787 x 2340 x 945 mm, který je zatím volně přistaven k výrobní lince s možností pevného ukotvení na stanoviště a dále na prostor pro odvoz palet do skladu pomocí vysokozdvizných vozíků.

Mechanismus dopravníku s poháněnými rolnami se skládá z nosného rámu, pásového dopravníku, válečkového dopravníku se směrem pohybu v ose x, zvedacího dopravníku, válečkového dopravníku se směrem pohybu v ose y a ze dvou rotačních motorů. Daná konstrukce zajišťuje spolehlivý a bezpečný provoz v daném prostoru.

Pásový dopravník je vybaven 4-pólovým elektromotorem od firmy Siemens o maximálním výkonu 0,18 kW, otáčkách 1350 min⁻¹ a frekvenci 50 Hz, pro který zvolena převodovka firmy TOS Znojmo s převodovou stupně 25, výstupními otáčky pro pásový dopravník 56 min⁻¹ a krouticím momentem 24 Nm. Dále byl navržen válcový dopravník o délce 6 m, který realizuje dopravu palet k bloku desek. Pro dopravník byl zvolen 4-pólový elektromotor od firmy Siemens s výkonem 0,12 kW a otáčkami 1350 min⁻¹ s převodovkou firmy TOS Znojmo s výstupními otáčky 56 min⁻¹, krouticím momentem 14 Nm a s převodovou stupně 25. Přesměrování palet je realizováno prostřednictvím pásového dopravníku, poháněného servomotorem od firmy FESTO o výkonu 1,4 kW, otáčkách 3500 min⁻¹ a krouticím momentu 3,76 Nm. Navržené pohonné systémy vyhovují požadavkům na výkon všech přepravovaných předmětů.

Zvedací mechanismus k přesměrování palet funguje pomocí pneumatického motoru o průměru válce 40 mm od společnosti FESTO.

Navržené řešení je snadno použitelné díky tomu, že prostor k zástavbě je již vybaven elektrickým rozvodem a rozvodem tlakového vzduchu. Rozměrové parametry mechanismu nepřesáhují zástavbové možnosti haly.

4.2. Ekonomické hodnocení

Z uvedených výpočtů (kap. 1.4) vyplývá, že se pro zajištění nepřetržité výroby během 12 hodin musí v závodě nacházet minimálně 22 pracovníků.

Pro ekonomické zhodnocení je možné vycházet z předpokladu přibližného výdělku jednoho zaměstnance ve výši 25 000 Kč hrubého měsíčně, což je v celkových nákladech zaměstnavatele 33 500 Kč. Hodina práce takového pracovníka tedy stojí cca 205 Kč. Při požadovaném taktu každý pracovník vyčerpá limit v 10 tun kolem jedné hodiny. Výroba produktu běží 4 krát měsíčně, což znamená, že měsíční náklady na lidskou pracovní sílu činí

$$M_c = 22 \cdot 205 \cdot 4 = 18\,040 \text{ (Kč/měsíc)}.$$

Navíc současná technologie balení vyžaduje během směny postupně přítomnost 22 dvou zaměstnanců, kteří tak musejí být přítomni a střídavě k dispozici pro danou činnost.

Náklady na realizaci jednotlivých zařízení jsou vytvořeny kvalifikovaným odhadem. Rovněž je nutné zdůraznit, že pro údržbu zařízení bude nezbytné mít kvalifikovaného servisního technika, přičemž se ale dá předpokládat, že takový pracovník se v závodě již nachází a bude možné rozšíření jeho působnosti. Náklady na proškolení obsluhy nejsou do souhrnu započteny.

výroba a nákup zařízení	800 000,-	Kč
<u>montáž</u>	<u>50 000,-</u>	<u>Kč</u>
celkové náklady, C_n	850 000,-	Kč

Návratnost investice na realizaci zařízení $N_i = \frac{C_n}{M_c} = 4 \text{ r.}$

Doba návratnosti investic do navrženého zařízení vzhledem k odhadnutým měsíčním mzdám činí asi 4 roky, přičemž při zvýšení objemu výroby velkoformátových desek izolace doba návratnosti investic výrazně klesá.

Závěr

Diplomová práce, věnující se automatizaci manipulace s velkoformátovými deskami, byla postupně řešena v souladu se zadáním práce. Práce řeší dopravník zajišťující uložení bloků desek na palety.

V úvodní části byl proveden rozbor současného stavu včetně formulace technických podmínek zadání.

Dále byla zpracována alternativní studie návrhů koncepce řešení. Návrhy řešily dopravu bloků desek a palet, přesměrování palety a umístění bloků na palety. Výběr nejvhodnější varianty řešení byl proveden na základě rozhodovací analýzy.

Následně bylo vybráno řešení pásového dopravníku s pohaněnými rolnami, konstrukčně zpracováno, doloženo konstrukčními výpočty a výkresovou dokumentací formou sestavných výkresů, podsestav hlavních konstrukčních uzlů a vybraných dílenských výkresů. Nad rámec zadání diplomové práce bylo předloženo koncepční řešení návrhu zásobníku na palety.

V technickoekonomické části bylo navržené zařízení posouzeno jak z hlediska technických vlastností, tak z hlediska doby návratnosti investic, která činí asi 4 roky.

Předložené automatizované technologické pracoviště, které je určeno do provozu společnosti Knauf Insulation, splňuje veškeré požadavky na zařízení, a to jak z hlediska konstrukčních parametrů, tak šetrnosti manipulace a bezpečnosti provozu.

Seznam použité literatury

- [1] CVELK, Zdeněk; JANOVSÝ, Lubomír. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. ČVUT, Praha, Husova 5.
- [2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993, 16 s.
- [3] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [4] STEHLIK, Jaroslav. *Dopravníky*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-7083-888-4.

Elektronické zdroje:

- [5] FERONA [online]. *Katalog trubek*. [Citace: 2015-04-01]. Dostupné z WWW: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?searchtext=&druh=319&material=0&typ_normy=0&norma=DIN+EN+10305&r1=&r2=&r3=&r4=&search_type=0#>.
- [6] GUMEX [online]. *Dopravníkové pásy*. [Citace: 2015-04-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.gumex.cz/pvc-pas-2r7-8rf80-f22-11-49638.html>>.
- [7] Kuka Roboter GmbH [Online]. *Kuka specifikace KR 40-PA*.
[Citace: 2015-04-01] Dostupné z WWW: <http://www.kuka-robotics.com/czech_republic/cs/products/industrial_robots/medium/kr40_pa/start.htm>
- [8] Schmalz Inc. [Online]. *Needle Grippers*. [Citace: 2015-04-01]. Dostupné z WWW: <<http://us.schmalz.com/np/pg/produkte?hier=155-3886-3892>>
- [9] Zakonyprolidi [online]. *Předpis č. 361/2007 Sb. § 29* [Citace: 2015-04-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-361>>.
- [10] ZKL a.s. [Online]. *Dvouřadá naklápací kuličková ložiska*.
[Citace: 2015-04-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.zkl.cz/cs/prokonstruktery>>

Seznam obrázků

Obr. 1.1 Bloky izolačních desek.....	11
Obr. 1.2 Schéma části linky s manipulačním pracovištěm	12
Obr. 1.3 Mobilní dopravník.....	13
Obr. 1.4 Příklad časového průběhu výrobního cyklu.....	15
Obr. 1.5 Schéma odvozu palet.....	15
Obr. 1.6 Manipulace s břemeny	16
Obr. 2.1 Přehled koncepce variant řešení.....	17
Obr. 2.2 Schéma portálu (TT) s aktivní podtlakovou úchopnou hlavicí	18
Obr. 2.3 Schéma portálu (TT) s jehlovým chapadlem	19
Obr. 2.4 Schéma portálu (TT) s mechanickým uchopením	19
Obr. 2.5 Schéma portálu (TT) s mechanickým systémem uchopení s poháněnými rolnami	20
Obr. 2.6 Schéma mechanického systému s poháněnými rolly.....	21
Obr. 2.7 Přehled koncepčních variant řešení pro systém s rolly	22
Obr. 2.8 Schéma mechanického systému s poháněnými rolly.....	22
Obr. 2.9 Schéma gravitačního systému	23
Obr. 2.10 Přehled koncepčních variant řešení pro zásobník na dřevěné palety.....	25
Obr. 2.11 Robot KUKA KR 40 PA	25
Obr. 2.12 Schéma vidlicového systému pro zásobník na palety	26
Obr. 2.13 Schéma spirálového systému pro zásobník na palety	26
Obr. 3.1 Schéma způsobu členění přiložené výkresové dokumentace	28
Obr. 3.2 Schéma konstrukčního řešení	29
Obr. 3.3 Tahové síly v pásu	34
Obr. 3.4 Výpočet posuvné jednotky	48

Seznam tabulek

Tab. 1.1 Běžné parametry manipulovaných desek	11
Tab. 1.2 Zadavatelem doporučený rozsah parametrů.....	11
Tab. 2.1 Rozhodovací analýza pro systém uchopení a přemístění desek na paletu	21
Tab. 2.2 Rozhodovací analýza pro systém s poháněnými rolly	24
Tab. 2.3 Rozhodovací analýza pro systém s poháněnými rolly	27

Seznam příloh

- Příloha č. 1 PVC pás – 2R7 – 0F80 (F22 – 14), Gumex
- Příloha č. 2 Asynchronní motor, Siemens
- Příloha č. 3 Převodovka, TOS Znojmo
- Příloha č. 4 Dvouřadá naklápací kuličková ložiska, ZKL