

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘESUVNA EUROPALET

TRAVERSER OF EUROPALLETS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ZDENĚK HOLCAPFL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/09



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Holcapfl Zdeněk

kteřý/která studuje v bakalářském studijním programu

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Válečkový střídač řetězového dopravníku pro přepravu europalet

v anglickém jazyce:

Roller chopper of chain conveyor for transportation of europallets

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte válečkový střídač řetězového dopravníku pro přepravu europalet s betonovými výrobky.

Technické parametry:

hmotnost naložené palety 1200 kg

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. Firemní literatura
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 20.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tématem této bakalářské práce je konstrukční návrh přesuvny europalet, pro kolmý dopravní uzel mezi řetězovým dopravníkem a válečkovou tratí. Přesuvna umožňuje zvedat europaletu s břemenem do hmotnosti 1200 kg. Vertikální zdvih přesuvny je umožněn pomocí pneumatické automatizace. Práce obsahuje 3D model přesuvny, kompletní výrobní dokumentaci zařízení a výkres pneumatického zapojení.

Annotation

The theme of this bachelor work is to design traversers of europallets, for perpendicular intersection between the chain conveyor and the rollway. The traverser allows lift up the europallet with load to the weight of 1200 kg. Vertical lift of traverser be given by using of pneumatic automation. The work contains 3D models of traversers, complete manufacturing facility and drawings of pneumatic connection.

Klíčová slova

Přesuvna, přesuvna europalet, dopravní zařízení, dopravní uzel, řetězový dopravník, válečková trať, europaleta

Keywords

Traverser, traverser of europallets, conveyig device, transport junction, chain conveyor, rollway, europallet



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FSI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bibliografická citace

HOLCAPFL, Z. *Přesuvna europalet*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Hustopečích, dne 20.05.2009

Zdeněk Holcapfl



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Poděkování

Rád bych prostřednictvím tohoto krátkého textu poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce za spolupráci, své rodině a svým nejbližším příbuzným za velkou podporu v bakalářském studiu, dále také všem, kteří mi jakýmkoli způsobem přispěli užitečnými informacemi a radami při řešení některých problémů v této práci.

Obsah

1 ÚVOD.....	- 8 -
2 SHRnutí A DOPLNĚNÍ ZADÁNÍ.....	- 9 -
3 CÍLE PRÁCE.....	- 9 -
4 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET.....	- 10 -
4.1 VÝPOČET RYCHLOSTI ZDVIHU PŘESUVNY.....	- 10 -
4.2 URČENÍ CELKOVÉ HMOTNOSTI PŘESUVNY.....	- 10 -
4.3 VÝPOČET SÍLY POTŘEBNÉ KE ZDVIHU PŘESUVNY.....	- 10 -
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	- 11 -
5.1 VOLBA HnACÍHO ORGÁNU.....	- 11 -
5.2 ZPŮSOB POHÁNĚNÍ VÁLEČKŮ.....	- 11 -
5.3 VOLBA POHÁNĚNÝCH VÁLEČKŮ.....	- 12 -
5.4 VOLBA HnACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA.....	- 12 -
5.5 VOLBA VODÍCÍCH ŘETĚZOVÝCH KOL.....	- 13 -
5.6 URČENÍ POHONU VÁLEČKŮ.....	- 13 -
5.6.1 Výpočet výkonu motoru.....	- 13 -
5.6.2 Výpočet otáček převodovky motoru.....	- 14 -
5.6.3 Výpočet kroutícího momentu motoru.....	- 14 -
5.6.4 Volba motoru pro pohon válečků.....	- 15 -
5.7 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZOVÝCH SMYČEK.....	- 15 -
5.7.1 Určení počtu článků hnané smyčky.....	- 15 -
5.7.2 Určení počtu článků hnací smyčky.....	- 16 -
5.8 ZPŮSOBY ZDVIHU.....	- 17 -
5.8.1 Elektrickým pohonem.....	- 17 -
5.8.2 Pneumatickým pohonem.....	- 17 -
5.8.3 Hydraulickým pohonem.....	- 17 -
5.9 VÝBĚR POHONU ZDVIHU.....	- 17 -
5.10 VOLBA ZVEDACÍCH PRVKŮ.....	- 18 -
5.11 VEDENÍ ZDVIHU.....	- 18 -
5.12 PATKY.....	- 19 -
5.13 PNEUMATICKÉ ZAPOJENÍ.....	- 20 -
5.13.1 Výběr pneumatických prvků.....	- 20 -
5.13.2 Popis zapojení a popis funkce.....	- 22 -
5.14 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY.....	- 23 -
6 KONTROLNÍ VÝPOČET.....	- 23 -
6.1 KONTROLA PERA.....	- 23 -
6.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU HnACÍ SMYČKY.....	- 23 -
6.2.1 Kontrola proti přetržení řetězu hnací smyčky.....	- 24 -
6.2.2 Kontrola měrného tlaku v kloubech řetězu hnací smyčky.....	- 26 -
7 ZÁVĚR.....	- 28 -
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	- 29 -
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	- 30 -
10 SEZNAM PŘÍLOH.....	- 32 -
11 PŘÍLOHY.....	- 33 -

1 Úvod

Přesuvna europalet je zařízení, které se využívá v dopravní a manipulační technice. Využívá se především u dopravníkových systémů, u kterých je zapotřebí přepravit europaletu z jedné dopravní sekce na druhou, nejčastěji v kolmém směru. Přejetím mezi sekcemi se mění i orientace palety vůči směru dopravy. Velmi častý přechod mezi sekcemi bývá z řetězového dopravníku na válečkovou trať a naopak.

Pro dosažení požadované funkce je konstrukce přesuvny umístěna na pohybových prvcích, které umožňují vertikálně posouvat celou konstrukci přesuvny a tím i měnit úroveň její pracovní výšky. Konstrukce této přesuvny může ležet samostatně nebo může být připevněna k některé dopravní sekci.

K automatizaci celé přesuvny se používají nejrůznější snímače, které zajišťují, v jakých časových okamžicích se budou spouštět hnací a zvedací elementy přesuvny.

2 Shrnutí a doplnění zadání

V této práci bude řešen kolmý typ přechodu mezi dopravními sekcemi, a to z řetězového dopravníku na válečkovou trať. Při návrhu konstrukce budou použity běžně dostupné komponenty a normalizované polotovary. Spojení hotových dílů bude provedeno svařením nebo sešroubováním do jednotlivých podsestav.

Znamé výchozí parametry

Rozměry europalety $166 \times 800 \times 1200 \text{ mm}$

Hmotnost zatížené palety $m = 1200 \text{ kg}$

Doba zdvihu přesuvny $t \leq 1,2 \text{ s}$

Požadovaná rychlost na válečcích $v_s = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Výška řetězového dopravníku $h_D = 480 \text{ mm}$

Výška válečkové trati $h_T = 500 \text{ mm}$

Zařízení bude pracovat v těžkých podmínkách.

3 Cíle práce

Cílem této práce je navrhnout vhodné konstrukční řešení pneumaticky zvedané přesuvny europalet, vytvořit její 3D model s kompletní výkresovou dokumentací v některém CAD systému a doložit tuto práci technickou zprávou s požadovanými výpočty a návrhem jednotlivých komponent.

Technická zpráva bude obsahovat

- Koncepti navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení,
- návrh jednotlivých komponent,
- návrh pneumatického zapojení,
- kontrolní výpočet pera a pevnostní kontrolu řetězu.

Přílohy budou obsahovat

- Kompletní výkresovou dokumentaci,
- výkres pneumatického zapojení obvodu.

4 Předběžný výpočet

4.1 Výpočet rychlosti zdvihu přesuvny

Rozdíl mezi pracovní výškou řetězového dopravníku a kolmo napojenou válečkovou trať je $h = 20\text{mm}$. Dle zadání musí být doba zdvihu $t \leq 1,2\text{s}$. Výslednou rychlost zdvihu přesuvny spočtu z následujícího vzorce.

$$v_z = \frac{h}{t}$$
$$v_z = \frac{20}{1,2} = 16,7 \quad (1)$$
$$\underline{v_z = 16,7\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}}$$

4.2 Určení celkové hmotnosti přesuvny

Při plnění funkce bude zvedací mechanismus zatížen hmotností břemena a tíhou samotné konstrukce přesuvny. Pro určení hmotnosti konstrukce využiji zpracovaný 3D model v CAD systému *Autodesk Inventor 10*. V tomto modelu jsou jednotlivým dílům přiřazeny materiálové charakteristiky ocelí, proto je možné téměř přesně určit hmotnost konstrukce přesuvny. Hmotnost konstrukce je podle 3D modelu $m_K = 150\text{kg}$. Celková hmotnost, kterou bude třeba zvednout, je součtem hmotnosti konstrukce a přepravovaného břemena.

$$m_c = m_K + m$$
$$m_c = 150 + 1200 = 1350 \quad (2)$$
$$\underline{m_c = 1350\text{kg}}$$

4.3 Výpočet síly potřebné ke zdvihu přesuvny

Z konstrukčního řešení a předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení vyplynulo, že zvedací elementy budou umístěny ve čtyřech místech rámu přesuvny. Velikost síly potřebné ke zvednutí musí být stejná jako gravitační síla, kterou vyvodí konstrukce přesuvny společně s břemenem. Po té lze spočítat potřebnou zvedací sílu jednoho zvedacího elementu.

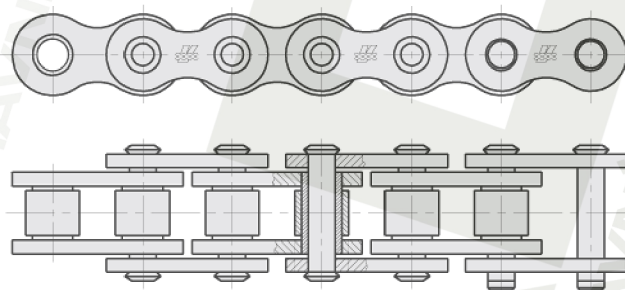
$$F_z = \frac{1}{4} \cdot m_c \cdot g$$
$$F_z = \frac{1}{4} \cdot 1350 \cdot 9,81 = 3310,875 \quad (3)$$
$$\underline{F_z = 3311\text{N}}$$

5 Konstrukční řešení

Při řešení konstrukce je třeba dbát na požadavky zákazníka, pro kterého je přesuvna navrhována. Jednotlivých konstrukcí přesuven existuje více a většinou se liší pouze svojí složitostí a způsobem pohonu zdvihu. Při řešení je důležité samotnou konstrukci přesuvny přizpůsobit velikosti prostoru, ve kterém bude pracovat. Důležité je také zohlednit náročnost provozu.

5.1 Volba hnacího orgánu

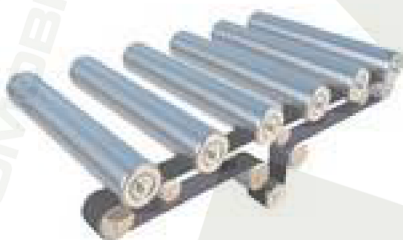
Jako hnací orgán pro válečky je doporučeno použít válečkový řetěz dle ČSN 02 3311. Volím standardní jednořadý válečkový řetěz 10B od firmy Vamberk z [8].



Obr.01 Válečkový řetěz 10 B-1 ČSN 02 3310 [8]

5.2 Způsob pohánění válečků

V současné době se nabízí několik nepoužívanějších způsobů pohánění válečků.



Obr.02 Pohon tečným řemenem [7]



Obr.03 Pohon tečným řetězem [7]



Obr.04 Pohon řetězovými smyčkami [7]



Obr.05 Pohon kruhovými řemínky [7]

Podle zvoleného hnacího orgánu a z hlediska spolehlivosti volím typ pohánění válečků řetězovými smyčkami (Obr.04).

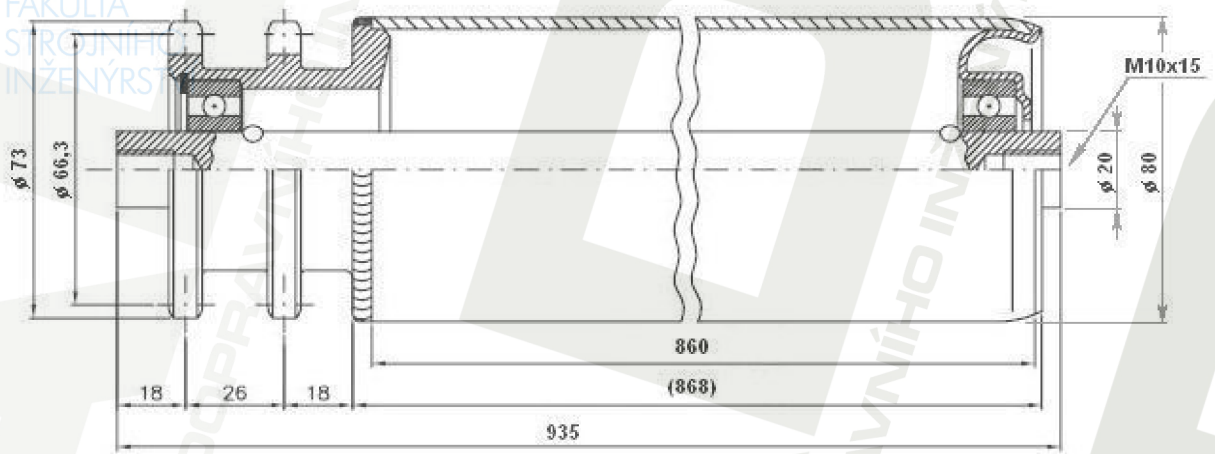
5.3 Volba poháněných válečků

Podle zvoleného způsobu pohonu (řetězovými smyčkami) je nutno použít válce se dvěma ozubenými koly. Délka válce je závislá na orientaci palety.

Volím válečky od firmy *Rollcontech*, série 5103 z [10]. Rozměry válečku jsou patrné z obrázku 06.

Počet zubů na jednom řetězovém kole válečku

$$z_1 = 13$$



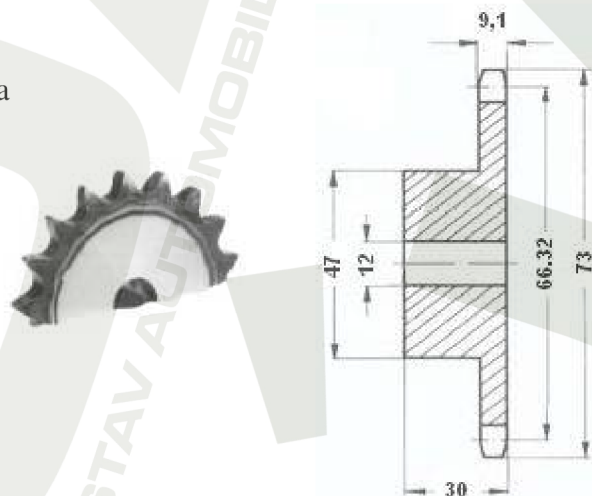
Obr.06 Poháněný váleček [10]

5.4 Volba hnacího řetězového kola

Pro zachování převodového poměru $i = 1$ mezi hnacím řetězovým kolem a řetězovým kolem válečku je nutno použít kolo se stejným počtem zubů jako na válečku. Pro řetěz 10 B-1 volím hnací řetězové kolo s kalenými zuby od firmy *Tyma*, obj.č.10B-1-13-NK z [11]. Jeho rozměry jsou patrné z obrázku 07. Přenos krouticího momentu z hřídele motoru na hnací kolo bude zajištěn pomocí pera. Do hnacího řetězového kola je nutno vyrobit otvor s drážkou pro pero. Viz výkres č.BP09_A4_22.

Počet zubů hnacího řetězového kola

$$z_2 = 13$$



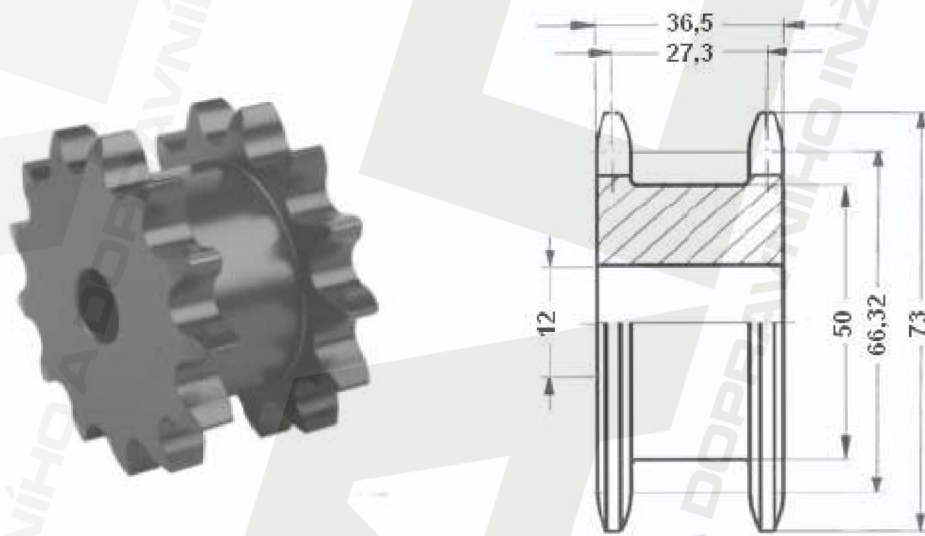
Obr.07 Hnací řetězové kolo [11]

5.5 Volba vodících řetězových kol

Hnané řetězové smyčky musí být v jednom místě přesunuty vedeny přes vodící řetězová kola pod úroveň řetězových kol na válečkách. Je to z důvodu potřeby volného místa pro bočnici řetězového dopravníku, která zasahuje do bočnic přesunuty. Kola budou uložena volně na ložiscích 6002 ČSN 02 4630, zvolených z [1], str.476. Všechny osové vzdálenosti mezi vodícími koly a válečky zůstanou zachovány. Pro řetěz 10B-1 volím dvojité vodící řetězová kola od firmy Tyma, obj.č.10B-1-13-DS z [12]. Rozměry jsou patrné z obrázku 08. Do dvojitého kola je nutno vyrobit osazení pro ložiska, viz výkres č.BP09_A4_20.

Počet zubů dvojitého vodícího kola

$$2 \times z_3 = 13$$



Obr.08 Dvojité vodící řetězové kolo [12]

5.6 Určení pohonu válečků

5.6.1 Výpočet výkonu motoru

Teoretický výkon je součinem třecí síly na válečkách a rychlosti válečkové sekce.

$$P_{teor} = F_t \cdot v_s \quad (4)$$

Třecí sílu spočtu ze vzorce,

$$F_t = \xi \cdot \frac{F_N}{2} \quad (5)$$

kde ξ je součinitel valivého tření mezi ocelovým povrchem válečku a dřevěnou paletou. Pro kombinaci *DŘEVO-OCEL* z [5] je hodnota $\xi = 0,0012$. Dosazením do vzorce (5) počtu třecí síly.

$$F_t = \xi \cdot \frac{F_N}{2} = \xi \cdot \frac{m \cdot g}{2} = 0,0012 \cdot \frac{1200 \cdot 9,81}{2} = 353,16 \quad (6)$$

$$\underline{F_t = 353,16N}$$

Dosazením třecí síly do vzorce (4) počtu teoretický výkon.

$$P_{teor} = F_t \cdot v_s = 353,16 \cdot 0,2 = 70,632 \quad (7)$$

$$\underline{P_{teor} = 70,632W}$$

Skutečný výkon potřebný k pohonu válečků získám vynásobením teoretického výkonu P_{teor} s reciprokou hodnotou účinnosti η .

$$P_{skut} = P_{teor} \cdot \eta^{-1}$$

$$P_{skut} = 70,632 \cdot 0,8^{-1} = 88,29 \quad (8)$$

$$\underline{P_{skut} = 88,29W}$$

5.6.2 Výpočet otáček převodovky motoru

Vychází ze známého vzorce pro obvodovou rychlost na válečku. Z tohoto vzorce vyjádřím otáčky motoru. Převod mezi hnacím řetězovým kolem a řetězovým kolem válečku je 1:1.

$$v_s = \pi \cdot d \cdot n \Rightarrow n = \frac{v_s}{\pi \cdot d} = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,08} = 0,7958 \quad (9)$$

$$\underline{n = 0,7958s^{-1}}$$

V přepočtu na otáčky za minutu $\underline{n = 47,7465 \text{ min}^{-1}}$

5.6.3 Výpočet krouticího momentu motoru

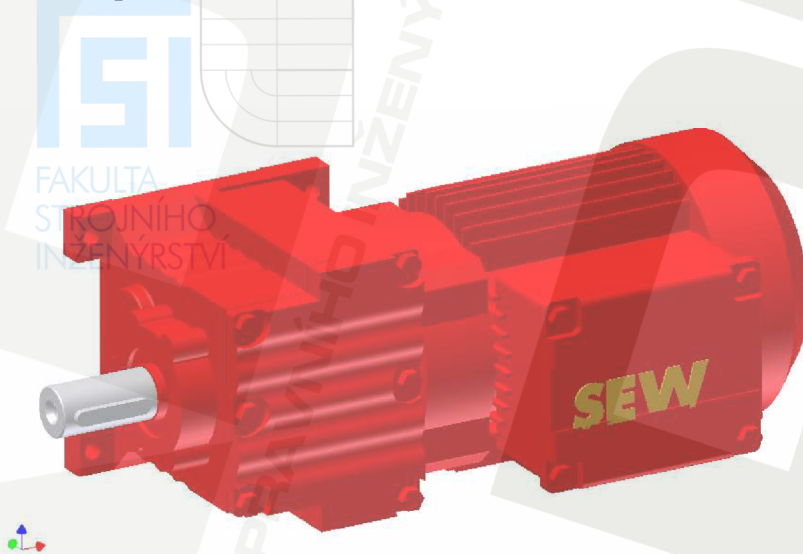
Krouticí moment vychází ze známého vzorce pro skutečný výkon motoru.

$$P_{skut} = M_k \cdot \omega \Rightarrow M_k = \frac{P_{skut}}{\omega} = \frac{P_{skut}}{2\pi \cdot n} = \frac{88,29}{2\pi \cdot 0,796} = 17,653 \quad (10)$$

$$\underline{M_k = 17,653N \cdot m}$$

5.6.4 Volba motoru pro pohon válečků

Podle výše spočtených parametrů volím šnekový převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE s typovým označením R07DT56M4 z [13], str.45. Jedná se o kompletní sestavu motoru se šnekovou převodovkou.



Katalogové parametry motoru

$$P_m = 0,09 \text{ kW}$$

$$n_a = 48 \text{ min}^{-1}$$

$$M_a = 18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

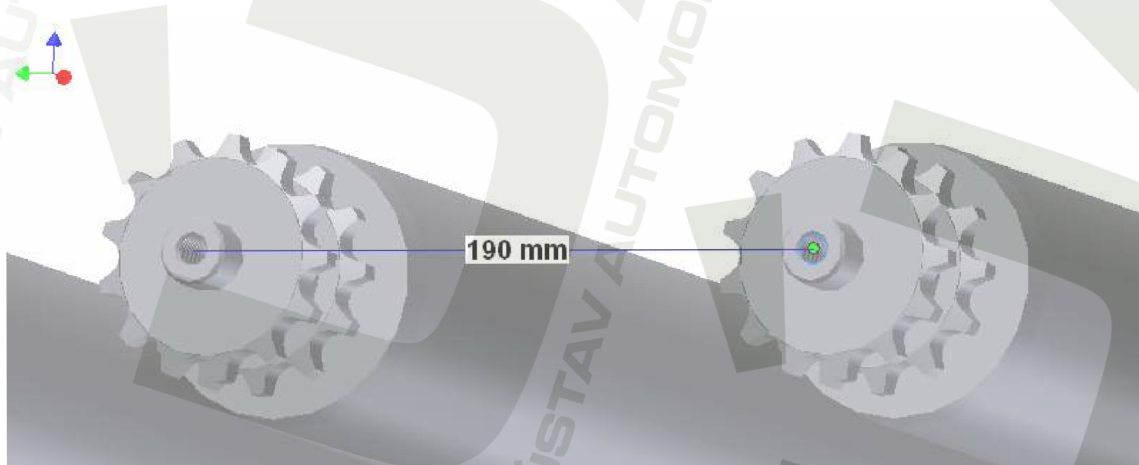
$$m_a = 5,9 \text{ kg}$$

Obr.09 Model motoru pro pohon válečků [13]

5.7 Počet článků řetězových smyček

Z 3D modelu vyplývá, že jsou třeba 2 různé délky řetězových smyček, viz obrázek 10 a obrázek 11. Proto budu počet článků řetězu počítat zvlášť pro obě osové vzdálenosti. Počet spočtených článků se zaokrouhluje nahoru kvůli zajištění mírného průvěsu vratné větve řetězu.

5.7.1 Určení počtu článků hnané smyčky



Obr.10 Osová vzdálenost mezi válečky

Osová vzdálenost mezi dvěma válečky je $a_1 = 190\text{mm}$. Počet článků řetězu spočtu podle vzorce uvedeného v [9], str.10.

$$X_1 = 2 \cdot \frac{a_1}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot p}{a_1} \quad (11)$$

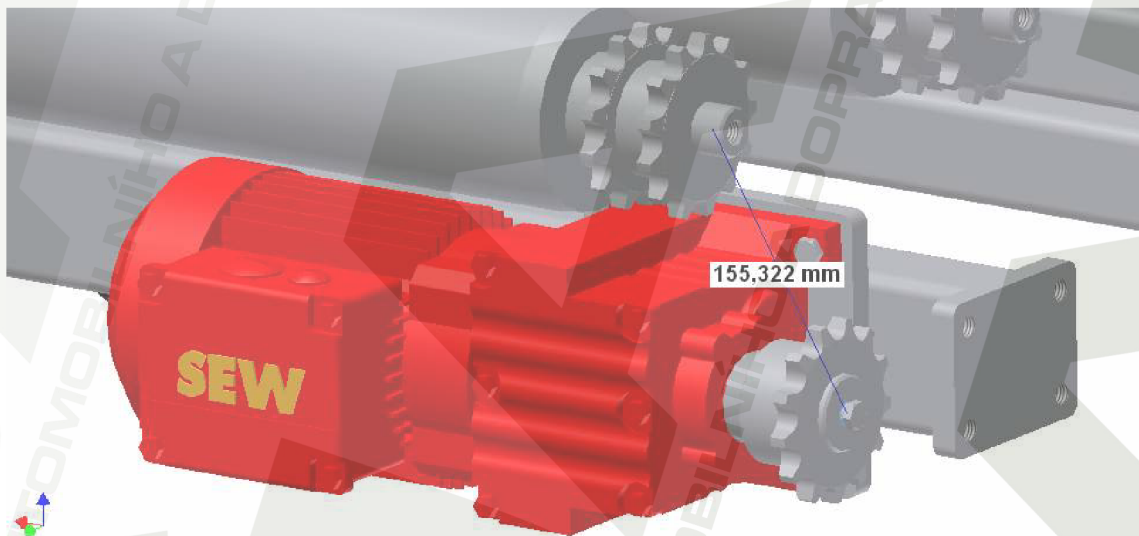
Z [9], str.10, tabulka F je zřejmé, že hodnota součinitele C je nulová, protože jde o převod 1:1. Počet zubů je roven $z_1 = z_2 = 13$, velikost rozteče řetězu 10B-1 z [8] je $p = 15,875\text{mm}$. Dosazením do vzorce (11) spočtu potřebný počet článků řetězu mezi dvěma válečky.

$$X_1 = 2 \cdot \frac{190}{15,875} + \frac{13 + 13}{2} + \frac{0 \cdot 15,875}{190}$$

$$X_1 = 36,94$$

$$X_1 = \underline{37 \text{ článků}}$$

5.7.2 Určení počtu článků hnací smyčky



Obr.11 Osová vzdálenost mezi hnacím kolem a válečkem

Řetěz bude opásán kolem hnacího řetězového kola a řetězovým kolem pouze jednoho válečku. Odpadá tím nutnost řešení napínání hnací smyčky. Počet článků spočtu obdobně jako v předchozím bodě podle vzorce (11) pro osovou vzdálenost $a_2 = 155,322\text{mm}$, viz obrázek 11.

$$X_2 = 2 \cdot \frac{155,322}{15,875} + \frac{13 + 13}{2} + \frac{0 \cdot 15,875}{155,322}$$

$$X_1 = 32,568$$

$$X_1 = \underline{33 \text{ článků}}$$

5.8 Způsoby zdvihu

5.8.1 Elektrickým pohonem

Hlavní výhodou elektrického pohonu je dostupnost zdroje energie, jednoduchost vedení zdroje k motoru, poměrně jednoduchá údržba a čistota provozu. V porovnání s hydraulickým pohonem je poměrně hlučný. Má menší nároky na chlazení a nižší pořizovací a provozní náklady. Nevýhodou je závislost na dodávce elektrické energie, která není u průmyslových zařízení významná. Člověku hrozí nebezpečí úrazu elektrickým proudem většinou kvůli nedodržení bezpečnostních předpisů. [6]

5.8.2 Pneumatickým pohonem

Jednou z nejzásadnějších výhod pneumatického pohonu je dostupnost média. Vyrobené stlačené médium lze snadno rozvádět na vzdálenosti řádově desítek metrů při libovolném prostorovém uspořádání. Lze snadno řídit tlak a průtok v širokém regulačním rozsahu. Pro přetížení obvodu lze snadno zavést jednoduchou ochranu proti přetížení. Díky vyfukování vzduchu přes filtr do ovzduší je zajištěna vysoká čistota provozu. Pneumatický pohon možno použít i tam, kde zařízení pracuje s velkými teplotními rozdíly. Nevýhodou je vysoká hlučnost při expanzi plynu do ovzduší. Zařízení pracuje s poměrně nízkým tlakem a vyvozuje značně menší síly než pohony hydraulické. [3]

5.8.3 Hydraulickým pohonem

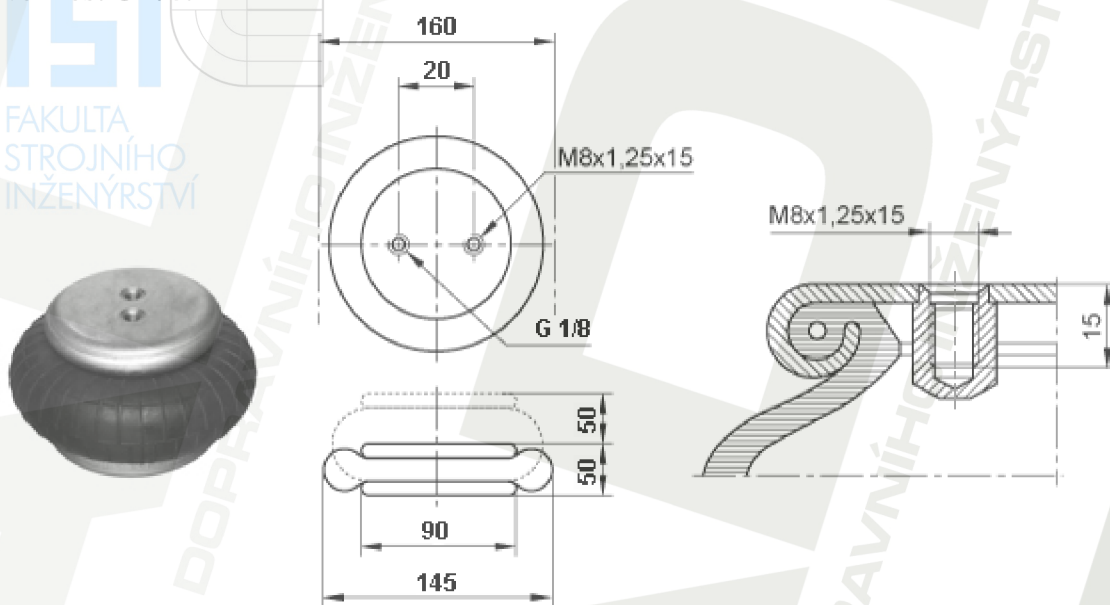
Hydraulický pohon zdvihu se využívá tam, kde je třeba vyvinout velké výkony. Pomocí něj lze přenášet velké síly a krouticí momenty. Nutností je však použít pojistné ventily pro případ přetížení obvodu. U hydraulických pohonů lze plynule měnit průtok a tlak v širokém regulačním rozsahu. Kapalina v důsledku proudění v obvodu dobře odvádí teplo. energii lze při libovolném prostorovém uspořádání přenášet na vzdálenost řádově desítek metrů. Výhodou je téměř dokonalé mazání pohyblivých částí a malé zástavbové rozměry hydraulických prvků. Nevýhodou jsou nezanedbatelné ztráty při přenosu energie a velká citlivost na nečistoty obsažené v pracovní kapalině. [3]

5.9 Výběr pohonu zdvihu

Jako pohon zdvihu přesuvny volím pneumatický pohon zdvihu především z důvodu téměř dokonalé čistoty provozu a výhodné dostupnosti pracovního média.

5.10 Volba zvedacích prvků

Při výběru zvedacích prvků (aktuátorů) byl kladen důraz na cenu, rozměry, rychlost zvedání, viz vzorec (1), a na velikost zvedací síly, viz vzorec (3). Jako aktuátory volím membránové pneumotory od firmy *Bosch Rexroth*, série *BCP*, č.mat. *0822419001* z [16]. Rozměry jsou patrné z obrázku 12. Otvor pro přívod vzduchu do aktuátoru má velikost *G 1/8*.

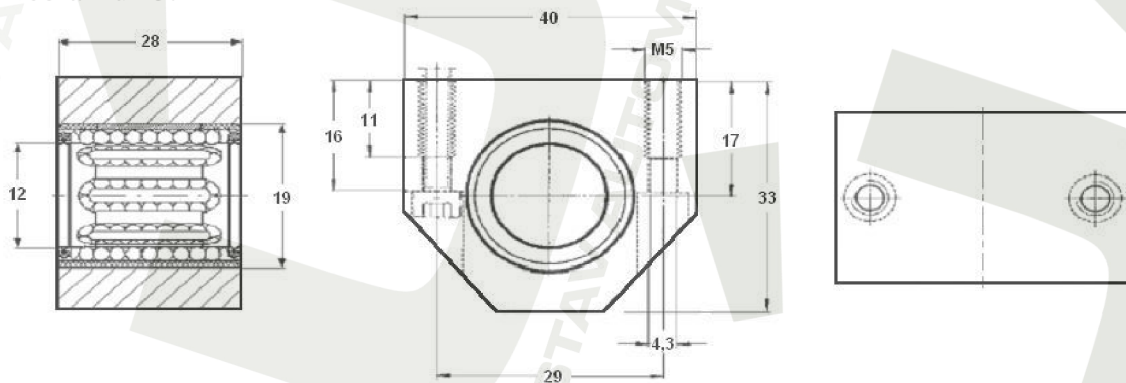


Obr.12 Rozměry pneumotoru BCP-0822419001 [16]

5.11 Vedení zdvihu

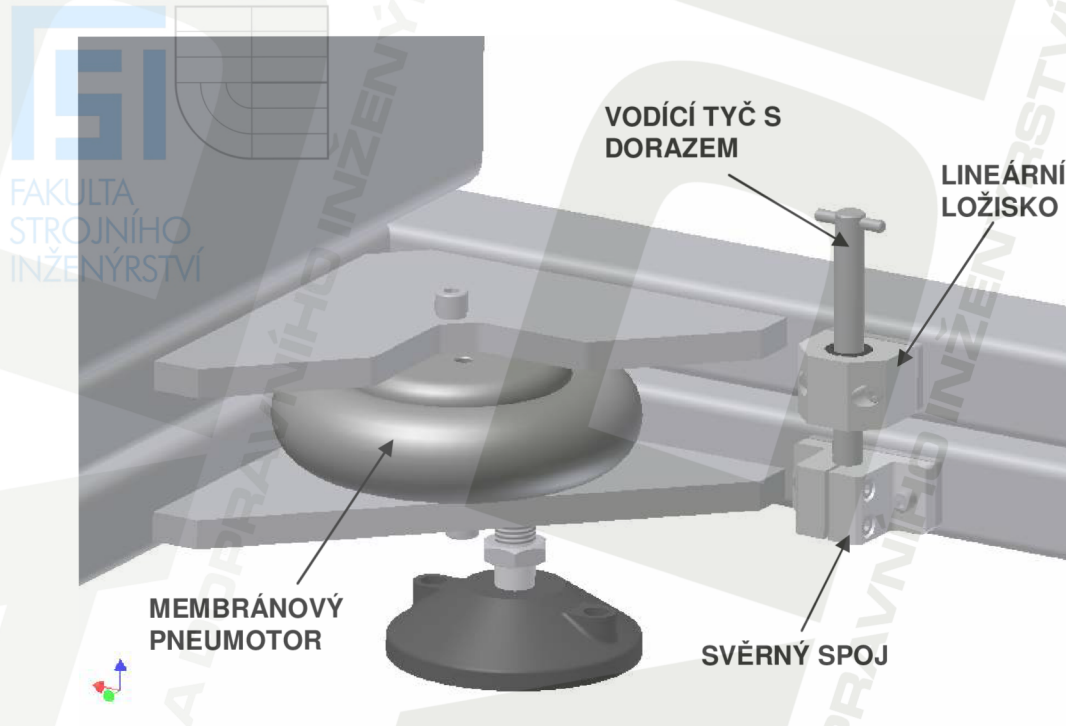
Při pracovním zdvihu je velmi pravděpodobné, že u aktuátorů dojde k jejich vertikálnímu vyosení. Výrobce zvolených aktuátorů je doporučeno použít lineární vedení s dorazem, které tuto negativní skutečnost vylimínuje.

Jako vedení zdvihu volím vodící tyč z materiálu *11 500*, viz výkres č.BP09_A4_18 a pro ni volím lineární vodící ložisko od firmy *Mateza*, typ *LUJR 12* z [14], str.4. Ložisko je opatřeno hřídelovým těsnícím kroužkem proti nečistotám. Rozměry jsou patrné z obrázku 13.



Obr.13 Lineární vodící ložisko LUJR 12 [14]

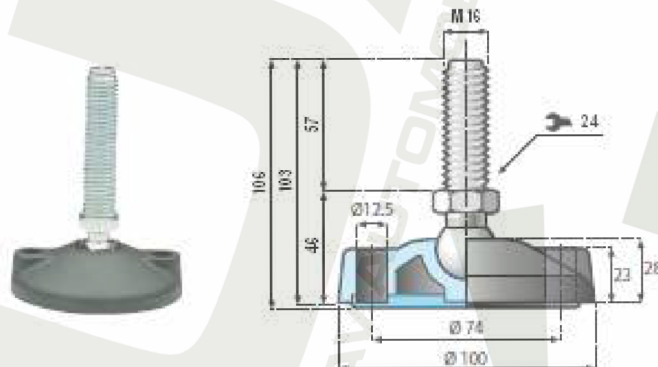
Uchycení vodící tyče ke spodnímu rámu přesuvny je provedeno svěrným spojem. Viz obrázek 14. Díl se svěrným spojem je nutno vyrobit, viz výkres č.BP09_A4_17. Jako doraz zdvihu poslouží kolík o průměru 5mm dle *ISO 2338*, který je nalisován do otvoru na konci vodící tyče.



Obr.14 Vedení zdvihu s dorazem

5.12 Patky

Pro nehybné ukotvení spodního rámu přesuvny k podlaze volím standardní kloubové patky od firmy *Ampo* z [15], str.352, *code 17782*. Patky budou k podlaze uchyceny pomocí chemických kotev. Rozměry patek jsou patrné z obrázku 15.



Obr.15 Kloubová patka [15]

5.13 Pneumatické zapojení

Pro požadovanou funkci přesuvny je nutno navrhnout funkční schéma zapojení pneumatického obvodu. V tomto obvodu budou využity běžně dostupné prvky pro pneumatickou automatizaci.

5.13.1 Výběr pneumatických prvků

Za pomoci kvalifikovaných techniků firmy *Festo* byly pro přesuvnu europalet vybrány jednotlivé prvky z online katalogu firmy, dostupného na [17]. S těmito prvky bylo vytvořeno i funkční pneumatické schéma.

Hlavní prvky v obvodu



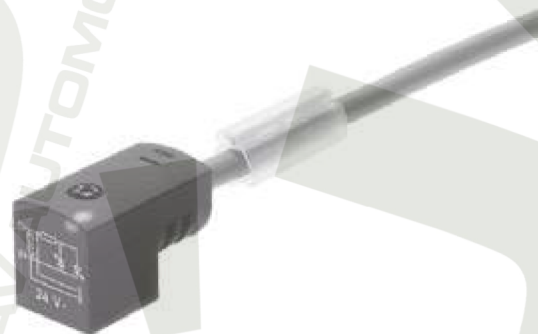
Obr.16 Membranový pneumotor
BCP-0822419001, viz [5.10]



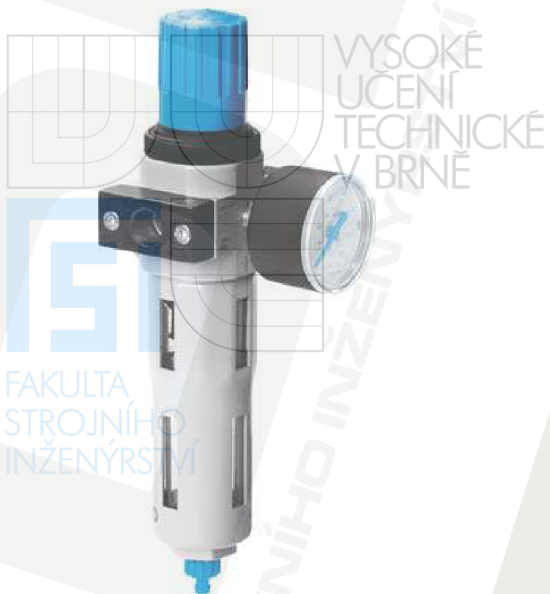
Obr.17 Rychloodvětrávací ventil
SEU-1/8 [17]



Obr.18 Elektromagnetický ventil
CPE24-M1H-3GL-QS-10 [17]



Obr.19 Zásuvka s kabelem
KMEB-1-24-2,5-LED [17]



Obr.20 Redukční ventil s filtrem
LFR-1/4-D-MINI [17]



Obr.21 Spínací ventil
HE-D-MINI [17]



Obr.22 Tlumič hluku U-1/8 [17]



Obr.23 Tlumič hluku U-M5 [17]

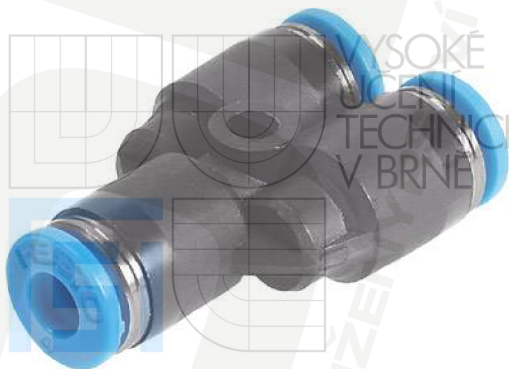
Připojovací prvky v obvodu



Obr.24 Nástrčné šroubení QS-1/8-6 [17]
a Nástrčné šroubení QS-1/4-10 [17]



Obr.25 T-spojka s nástrčnými
koncovkami QST-6 [17]



Obr.26 Y-spojka s nástrčnými koncovkami QSY-10-6 [17]



Obr.27 Hadice z plastu PUN-6x1-BL [17]
a Hadice z plastu PUN-10x1,5-BL [17]

5.13.2 Popis zapojení a popis funkce

Číselné značení v popisu funkce

(01)	- Redukční ventil s filtrem LFR-1/4-D-MINI	(Obr.20)
(02)	- Spínací ventil HE-D-MINI	(Obr.21)
(03)	- Hadice z plastu PUN-10x1,5-BL	(Obr.27)
(04)	- Elektromagnetický ventil CPE24-M1H-3GL-QS-10	(Obr.18)
(05)	- Zásuvka s kabelem KMEB-1-24-2,5-LED	(Obr.19)
(06)	- Y-spojka s nástrčnými koncovkami QSY-10-6	(Obr.26)
(07)	- T-spojka s nástrčnými koncovkami QST-6	(Obr.25)
(08)	- Hadice z plastu PUN-6x1-BL	(Obr.27)
(09)	- Rychloodvětrávací ventil SEU-1/8	(Obr.17)
(10)	- Membránový pneumotor BCP-0822419001	(Obr.16)
(11)	- Tlumič hluku U-M5	(Obr.23)

Vzduch se přivádí do obvodu k jednotce určené pro úpravu vzduchu. Jako jednotka pro tuto úpravu slouží kombinace redukčního ventilu s filtrem (01) a spínacího ventilu (02), které se ovládají manuálně. Vzduch za těmito členy putuje plastovou hadicí (03) pod nastaveným tlakem na redukčním ventilu (01) k dvupolohovému elektromagnetickému ventilu (04). Poloha tohoto ventilu je závislá na signálu, který se mu uděluje přes zásuvku s kabelem (05). Od tohoto ventilu putuje vzduch dále ke spojce (06), která dělí průtok vzduchu do dvou větví. Každá z těchto větví se pak ještě dále dělí na dvě další větve pomocí spojky (07), takže celkový proud vzduchu je rozdělen do čtyř větví. Vzduch proudí dále těmito větvemi plastovou hadicí (08) k rychloodvětrávacím ventilům (09) a následně pak k membránovým pneumotorům (10).

V okamžiku, kdy je ventil (04) ve své primární poloze, jak je uvedeno na výkresu zapojení, proud vzduchu uniká přes tlumič hluku (11) do ovzduší. Jakmile je ventil (04) přepnut do jeho sekundární polohy, plní se membránové pneumotory (10) vzduchem a konstrukce přesuvny je zvednuta. Při navrácení ventilu (04) do jeho primární polohy odchází tíhou konstrukce vzduch z obvodu mezi ventilem (04) a membránovými pneumotory (10) přes tlumiče vzduchu rychloodvětrávacích ventilů (09) do ovzduší.

Pneumatického zapojení přesuvny je uvedeno na výkrese č.BP09_A4_27 a je umístěno v přílohách této práce.

5.14 Bezpečnostní prvky

Norma ČSN EN 619 předepisuje pro kontinuální manipulační zařízení a systémy určité požadavky na bezpečnost. Jde konkrétně o krytování částí strojů, u kterých může dojít k úrazu obsluhy. Riziko se vyskytuje především u rotačních nebo pohyblivých částí manipulačních zařízení a systémů. U přesuvny europalet jsou to rotující válečky válečkového modulu a pneumaticky zvedaná konstrukce přesuvny.

Navrhovaný 3D model nezahrnuje řešení krytování rotačních a pohybových částí přesuvny.

6 Kontrolní výpočet

6.1 Kontrola pera

Pero se kontroluje na otláčení. Kontrolu provedu podle vzorce z [2], str.91. Pro příslušný průměr hřídele motoru vyhledám podle ČSN 02 2562 hloubku pera v náboji t_1 z [1], str.467. Pro danou hřídel $d_a = 20mm$ je hloubka pera v náboji $t_1 = 2,5mm$. Potřebná délka pera je odměřena z 3D modelu motoru $l = 32mm$. Z níže uvedeného vzorce spočtu tlak p_p a porovnáím jej s tlakem dovoleným p_{DP} , který je podle [2], str.91 v rozmezí $p_{DP} = (40 \div 150)MPa$.

$$p_p = \frac{2M_a}{d_a \cdot t_1 \cdot l}$$
$$p_p = \frac{2 \cdot 18000}{20 \cdot 2,5 \cdot 32} = 22,5 \quad (12)$$
$$p_p = 22,5MPa$$

$$p_p = 22,5MPa < p_{DP} = (40 \div 150)MPa \approx \text{VYHOVUJE}$$

Z [1], str.467 volím pero dle ČSN 02 2562.

PERO 6e7x6x32 ČSN 02 2562

6.2 Pevnostní kontrola řetězu hnací smyčky

Pro výpočet je třeba znát některé parametry pro zvolený řetěz, které přednostně vyhledám z [8]. Potřebné parametry jsou:

Síla při přetržení řetězu $F_B = 22,4kN$,
hmotnost 1 metru řetězu $Q = 0,93kg \cdot m^{-1}$,
šířka pouzdra řetězu $b_2 = 13,28mm$,
průměr čepu řetězu $d_1 = 5,08mm$,
činitel rázů $Y = 2$.

Činitel rázů Y se určí z [4], str.7, tab.4. Pro hnací stroj (*elektromotor*) a hnaný stroj, který je nejvíce podobný přesuvně (*dopravník pro kusový materiál*), je činitel rázů $Y = 2$.

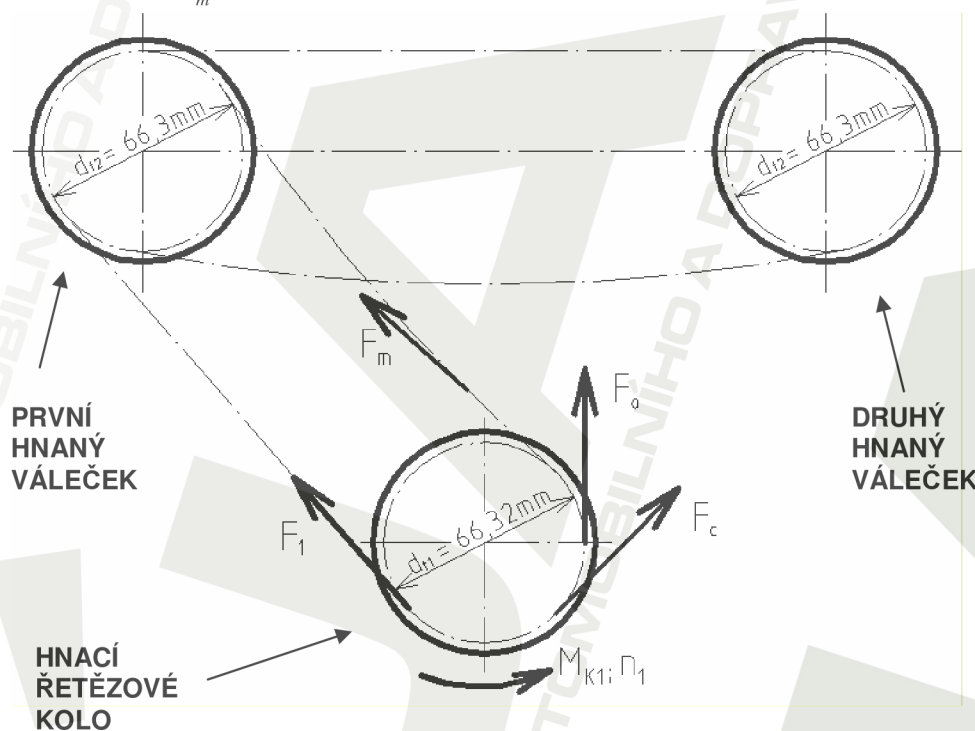
6.2.1 Kontrola proti přetržení řetězu hnací smyčky

Kontrola proti přetržení řetězu se vyjadřuje z podmínek pro součinitele statické bezpečnosti a součinitele dynamické bezpečnosti. Podmínky pro tyto koeficienty jsou uvedeny v [4], str.9.

$$k_S = \frac{F_B}{F_1} \geq 7 \quad (13)$$

$$k_D = \frac{F_B}{F_1 \cdot Y} \geq 5 \quad (14)$$

Z obrázku 21 plyne, že síla F_1 v tažné horní větvi řetězu je v rovnováze se třemi silami, a to silou obvodovou F_o , tahovou složkou od odstředivé síly F_c a tahovou silou od tlhy vratné větve řetězu F_m .



Obr.21 Tahové síly působící na řetěz

Obvodovou sílu F_o spočtu z přenášeného výkonu P_m a obvodové rychlosti v_o na hnacím řetězovém kole.

$$F_o = \frac{P_m}{v_o} \quad (15)$$

Dosažením roztečného průměru hnacího řetězového kola d_{t1} a výstupních otáček pohonu n_a spočtu obvodovou rychlost na hnacím řetězovém kole.

$$v_o = \frac{\pi \cdot d_{t1} \cdot n_a}{60}$$

$$v_o = \frac{\pi \cdot 66,32 \cdot 0,8}{60} = 2,778$$

$$v_o = 2,778 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dosažením obvodové rychlosti do vzorce (15) dopočtu obvodovou sílu.

$$F_o = \frac{P_m}{v_o}$$

$$F_o = \frac{0,09 \cdot 10^3}{2,778} = 32,397$$

$$F_o = 32,4 \text{ N}$$

Tahovou složku od odstředivé síly F_c spočtu dosažením hmotnosti 1 metru řetězu Q a obvodové rychlosti v_o do vzorce podle [4], str.10.

$$F_c = Q \cdot v_o^2$$

$$F_c = 0,93 \cdot 2,778^2 = 7,177$$

$$F_c = 7,2 \text{ N}$$

Tahovou složku od tíhy vratné větve řetězu F_m spočtu zjednodušeně podle vzorce z [4], str.10.

$$F_m \cong \frac{Q \cdot a_2^2}{8 \cdot h_p} \cdot g$$

h_p je předpokládaná velikost průhybu řetězu vratné větve a spočtu ji ze vzorce podle [4], str.10.

$$h_p = 0,01 \cdot a_2$$

$$h_p = 0,01 \cdot 155,322 = 1,55322$$

$$h_p = 1,6 \text{ mm}$$

Dosažením předpokládané velikosti průhybu řetězu h_p do vzorce (18) dopočtu tahovou složku od odstředivé síly F_m .

$$F_m = \frac{0,93 \cdot 0,155322^2}{8 \cdot 0,0016} \cdot 9,81 = 17,195$$

$$F_m = 17,2N$$

Výsledná tahová síla v řetězu F_1 bude mít velikost součtu sil F_o , F_c a F_m .

$$F_1 = F_o + F_c + F_m$$

$$F_1 = 32,4 + 7,2 + 17,2 = 56,8$$

$$F_1 = 56,8N$$

(21)

Dosazením výsledné tahové síly v řetězu F_1 do podmínek (13) a (14) zkontroluji řetěz proti přetržení.

$$k_s = \frac{22,4 \cdot 10^3}{56,8} = 394,366$$

$$k_s = 394,366 \geq 7 \approx \text{VYHOVUJE}$$

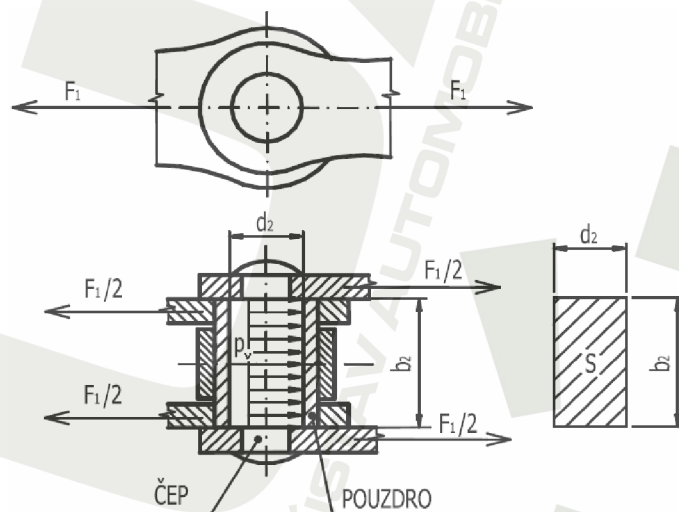
$$k_D = \frac{22,4 \cdot 10^3}{56,8 \cdot 2} = 197,183$$

$$k_D = 197,183 \geq 5 \approx \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola proti přetržení řetězu vyhovuje z hlediska statické i dynamické únosnosti.

6.2.2 Kontrola měrného tlaku v kloubech řetězu hnací smyčky

Z obrázku 22 je patrné, že výsledná tahová síla v řetězu F_1 se přenáší v kloubu přes kontaktní plochu S čepu a pouzdra, na které působí měrný tlak. Mezi čepem a pouzdem dochází ke tření, a tím i nežádoucímu opotřebení a prodlužování řetězu.



Obr.22 Plocha kloubu řetězu [4]

Kontrola měrného tlaku se provede podle podmínky z [4], str.10.

$$p_v \leq p_D \quad (22)$$

Výpočtový tlak p_v spočtu podle známého vzorce.

$$p_v = \frac{F_1}{S} \quad (23)$$

Plochu kloubu řetězu S vyjádřím ze základního vzorce pro obsah obdelníku podle obrázku 22.

$$S = b_2 \cdot d_2$$
$$S = 13,28 \cdot 5,08 = 67,4624 \quad (24)$$

$$\underline{S = 67,5 \text{ mm}^2}$$

Dosazením spočtené plochy kloubu řetězu S a výsledného tahu v řetězu F_1 do vzorce (23) dopočtu výpočtový tlak.

$$p_v = \frac{56,8}{67,5} = 0,841$$

$$\underline{p_v = 0,841 \text{ MPa}}$$

Dovolený tlak p_D spočtu podle vzorce z [4], str.11.

$$p_D = p_s \cdot \lambda \quad (25)$$

Kde λ je činitel tření a určím ho z [4], str.11, tab.7. Pro převodový poměr $i=1$ a osovou vzdálenost $a_2 = 155,322 \text{ mm}$ je součinitel tření $\lambda = 0,69$. Směrný tlak v kloubu p_s určím z [4], str.11, tab.8. Pro počet zubů hnacího řetězového kola $z_2 = 13$ a obvodovou rychlost $v_o = 2,778 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je směrný tlak v kloubu $p_s = 20,01 \text{ MPa}$. Dosazením hodnot λ a p_s do vzorce (25) dopočtu dovolený tlak.

$$p_D = 20,01 \cdot 0,69 = 13,8069$$

$$\underline{p_D = 13,8 \text{ MPa}}$$

Kontrolu měrného tlaku v kloubech řetězu ověřím dosazením tlaků p_v a p_D do podmínky (22).

$$0,841 \leq 13,8$$

$$p_v < p_D \approx \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola měrného tlaku v kloubech hnací řetězové smyčky vyhovuje.

7 Závěr

V této práci bylo navrženo konstrukční řešení přesuvny europalet pomocí 3D modelu v CAD systému *Autodesk Inventor 10*. Ukázky navržené přesuvny jsou v několika pohledech umístěny v přílohách této práce.

Funkční výpočet zařízení zahrnoval kompletní výpočet motoru pro pohon válečků přesuvny. Byl zvolen normalizovaný pohon, který podle spočtených parametrů vyhověl.

Jednotlivé svařence v 3D modelu přesuvny byly sestaveny z běžně dostupných normalizovaných polotovarů. Veškeré normalizované komponenty pro přesuvnu byly vybrány z běžně dostupných online katalogů firem zabývajících se daným sortimentem.

Pro přesuvnu bylo navrženo funkční schéma pneumatického zapojení, ve kterém byly použity normalizované prvky pro pneumatickou automatizaci.

Kontrolní výpočet zahrnoval výpočet pera, které z hlediska kontroly na otlacení vyhovělo, dále také pevnostní kontrolu řetězu, která zahrnovala kontrolu proti přetržení a kontrolu měrného tlaku v kloubech. Obě tyto kontroly z hlediska pevnosti řetězu vyhověly.

Do příloh této práce byla přiložena kompletní výrobní dokumentace pro celou přesuvnu a výkres pneumatického zapojení. Celkové řešení vyhovělo zadaným cílům práce.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] – LEINVEBER, Jan; Vávra, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] – KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů : Části strojů*. 1. vyd. Praha 1: SNTL, 1977. 328s. Typové číslo L13-C2-V-43f/25559.
- [3] – FLIEGER, Jan; Vyšín, Martin. *Hydraulické a pneumatické mechanismy : Návody do laboratorních cvičení, řešené příklady*. Brno: VUT. 2004.
- [4] – KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet řetězového převodu : Vysokoškolská příručka* [online].2008, [cit. 2009-05-19]
Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-retez.pdf>
- [5] – Bureš Jiří. *Valivé tření (valivý odpor)* [online]. 2002, [cit. 2009-02-15]
Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [6] – *Elektrický pohon* [online], [cit. 2009-05-04]
Dostupné z: http://vencovo.misto.cz/_MAIL_/0/a/elektric.htm
- [7] – Tranza a.s. *Válečkové tratě* [online]. 2008, [cit. 2009-02-15]
Dostupné z: <http://www.tranza.cz/cs/dopravni-systemy/valeckove-trate/>
- [8] – Řetězy Vamberk spol. s.r.o. *Válečkové řetězy* [online], [cit. 2009-02-16]
Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/pdf/katalog13.pdf>
- [9] – Řetězy Vamberk spol. s.r.o. *Volba vlečkového řetězu* [online], [cit. 2009-02-16]
Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/pdf/volba_valeckoveho.pdf
- [10] – Rollcontech spol. s.r.o. *Poháněné válečky* [online], [cit. 2009-02-16]
Dostupné z: <http://www.rollcontech.cz/soubory/16cz.pdf>
- [11] – Tyma CZ spol. s.r.o. *Řetězová kola s kalenými zuby* [online], [cit. 2009-03-14]
Dostupné z: <http://www.tyma.cz/files/retezova-kola/KR-NK.pdf>
- [12] – Tyma CZ spol. s.r.o. *Dvojitá řetězová kola* [online], [cit. 2009-03-14]
Dostupné z: <http://www.tyma.cz/files/retezova-kola/KR-DS.pdf>
- [13] – SEW-Eurodrive CZ s.r.o. *Šnekové převodové motory* [online], [cit. 2009-04-21]
Dostupné z: http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/11365110_G03.pdf
- [14] – Mateza. *Lineární ložiskové jednotky LUHR* [online], [cit. 2009-05-05]
Dostupné z: <http://www.mateza.cz/pdf/010701.pdf>
- [15] – Ampo spol. s.r.o. *Kloubové patky* [online], [cit. 2009-05-05]
Dostupné z: <http://www.ampo.cz/souborkestazeni/136.pdf>
- [16] – Bosch Rexroth Group. *Membránové pneumatory BCP* [online], [cit. 2009-05-05]
Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/pneumatics-catalog/content/allplatforms/vornavigation/xmedia/internet/cs/pdf/PDF_p147294_cs.pdf
- [17] – Festo. *Katalog průmyslové automatizace* [online], [cit. 2009-05-17]
Dostupné z: http://www.festo.com/INetDomino/cz/cs/company_portal_cz.htm

9 Seznam použitých zkratk a symbolů

<i>Symbol</i>	<i>Význam</i>	<i>Jednotky</i>
a_1	Osová vzdálenost mezi dvěma válečky	[mm]
a_2	Osová vzdálenost mezi hnacím kolem a válečkem	[mm]
b_2	Šířka pouzdra řetězu	[mm]
C	Součinitel pro výpočet délky řetězu	[1]
d	Průměr válečku	[mm]
d_1	Průměr čepu řetězu	[mm]
d_a	Průměr hřídele motoru	[mm]
F_1	Síla v tažné větvi řetězu	[N]
F_B	Síla při přetržení řetězu	[kN]
F_c	Tahová složka od odstředivé síly	[N]
F_m	Tahová síla od tíhy vratné větve řetězu	[N]
F_N	Normálová síla	[N]
F_o	Obvodová síla	[N]
F_t	Třecí síla	[N]
F_Z	Zvedací síla aktuátoru	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	Výškový rozdíl dopravních sekcí	[mm]
h_D	Pracovní výška řetězového dopravníku	[mm]
h_p	Předpokládaná velikost průhybu řetězu	[mm]
h_T	Pracovní výška válečkové trati	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
k_D	koeficient dynamické bezpečnosti	[-]
k_S	koeficient statické bezpečnosti	[-]
l	Délka pera	[mm]
m	Hmotnost břemene	[kg]
M_a	Kroutící moment motoru	[N.m]
m_a	Hmotnost motoru	[kg]
m_C	Celková hmotnost	[kg]
m_K	Hmotnost konstrukce přesuvny	[kg]
M_k	Potřebný kroutící moment motoru	[N.m]
n	Potřebné otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_a	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
p	Rozteč řetězu	[mm]
p_D	Dovolený tlak v kloubech řetězu	[MPa]
p_{DP}	Dovolený tlak pro pero	[MPa]
P_m	Katalogový výkon motoru	[W]
p_p	Tlak na část pera v náboji	[MPa]
p_s	Směrný tlak v kloubech řetězu	[MPa]
P_{skut}	Skutečný výkon pro pohon válečků	[W]
P_{teor}	Teoretický výkon pro pohon válečků	[W]
p_v	Výpočtový tlak v kloubech řetězu	[MPa]
Q	Hmotnost jednoho metru řetězu	[kg]
S	Plocha kloubu řetězu	[mm ²]

t	Doba zdvihu	[s]
t_1	Hloubka pera v náboji	[mm]
v_0	Obvodová rychlost na hnacím řetězovém kole	[m.s ⁻¹]
v_s	Požadovaná rychlost na válečcích	[m.s ⁻¹]
v_z	Rychlost zdvihu	[mm.s ⁻¹]
X_1	Počet článků řetězu mezi dvěma válečky	[1]
X_2	Počet článků řetězu mezi hnacím kolem a válečkem	[1]
Y	Činitel rázů	[-]
z_1	Počet zubů řetězového kola na válečku	[1]
z_2	Počet zubů hnacího řetězového kola	[1]
z_3	Počet zubů volného dvojkola	[1]
η	Účinnost řetězového převodu	[-]
λ	Součinitel tření v kloubech řetězu	[-]
ξ	Součinitel valivého tření	[mm]
ω	Úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]

10 Seznam příloh

Přílohy

- 01_Pohled na celý dopravní uzel
- 02_Pohled na celý dopravní uzel
- 03_Spodní pohled na dopravní uzel
- 04_Pohled na celou přesuvnu 1
- 05_Pohled na celou přesuvnu 2
- 06_Spodní pohled na přesuvnu
- 07_Pohled do vnitřní části přesuvny
- 08_Přímý čelní pohled ze strany pohonu
- 09_Přímý zadní pohled na přesuvnu
- 10_Přímý horní pohled na přesuvnu
- 11_Přímý spodní pohled na přesuvnu
- 12_Pohled na aktuátor a vedení zdvihu
- 13_Pohled na motor a veškerá řetězová kola

Kompletní výkresová dokumentace

- BP09_A1_00 – Přesuvna europalet (celková sestava)
 - BP09_A3_01 – Bočnice levá
 - BP09_A3_02 – Bočnice pravá
 - BP09_A3_03 – Příčka pohonu
 - BP09_A4_04 – Upevňovací deska
 - BP09_A4_05 – Koncová příložka
 - BP09_A3_06 – Rám přesuvny
 - BP09_A4_07 – Jekl 60x40x3-1030
 - BP09_A4_08 – Jekl 60x40x3-1067
 - BP09_A4_09 – Horní plotna měchu
 - BP09_A4_10 – Příložka pod ložisko
 - BP09_A4_11 – Závitové pouzdro M10
 - BP09_A3_12 – Rám podstavy
 - BP09_A4_13 – Jekl podstavy 60x40x3-1067
 - BP09_A4_14 – Spodní plotna měchu
 - BP09_A4_15 – Příložka pod svěrný spoj
 - BP09_A4_16 – Závitové pouzdro M16
 - BP09_A4_17 – Svěrný spoj vedení
 - BP09_A4_18 – Vodící tyč
 - BP09_A4_19 – Volné dvojkolo 13z 10B
 - BP09_A4_20 – Dvojkolo 2 x 13z 10B
 - BP09_A4_21 – Čep volného dvojkola
 - BP09_A4_22 – Hnací řetězové kolo 13z 10B
 - BP09_A4_23 – Distanční kroužek
 - BP09_A4_24 – Kryt hnacího řetězového kola
 - BP09_A4_25 – Utahovací příložka hnacího kola
 - BP09_A4_26 – Utahovací příložka volného dvojkola
- BP09_A4_27 – Výkres pneumatického zapojení

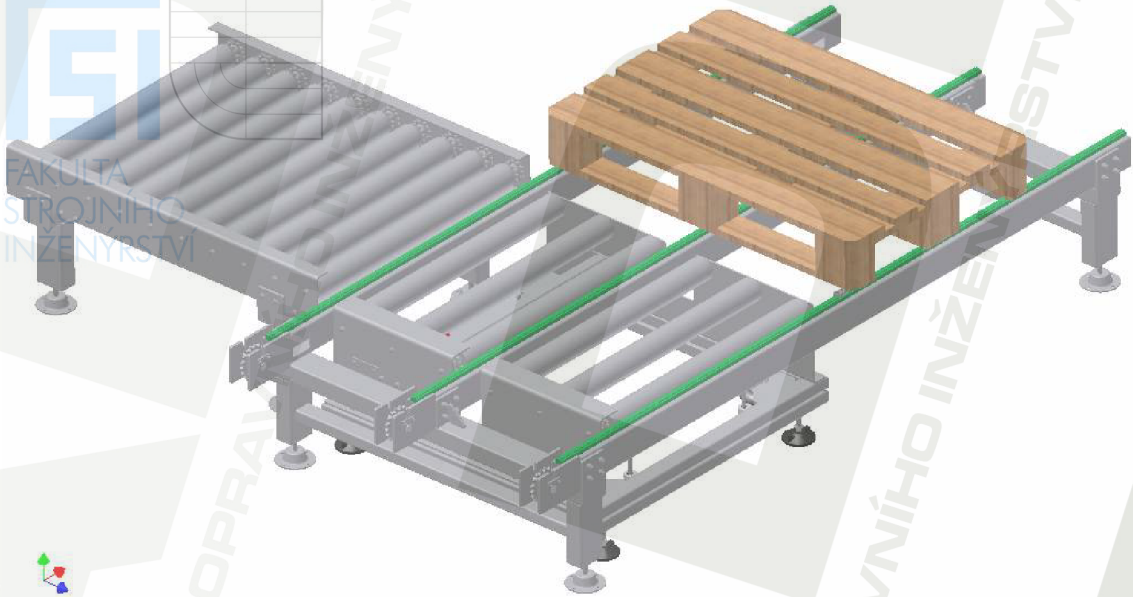
CD

3D model, výkresy, technická zpráva

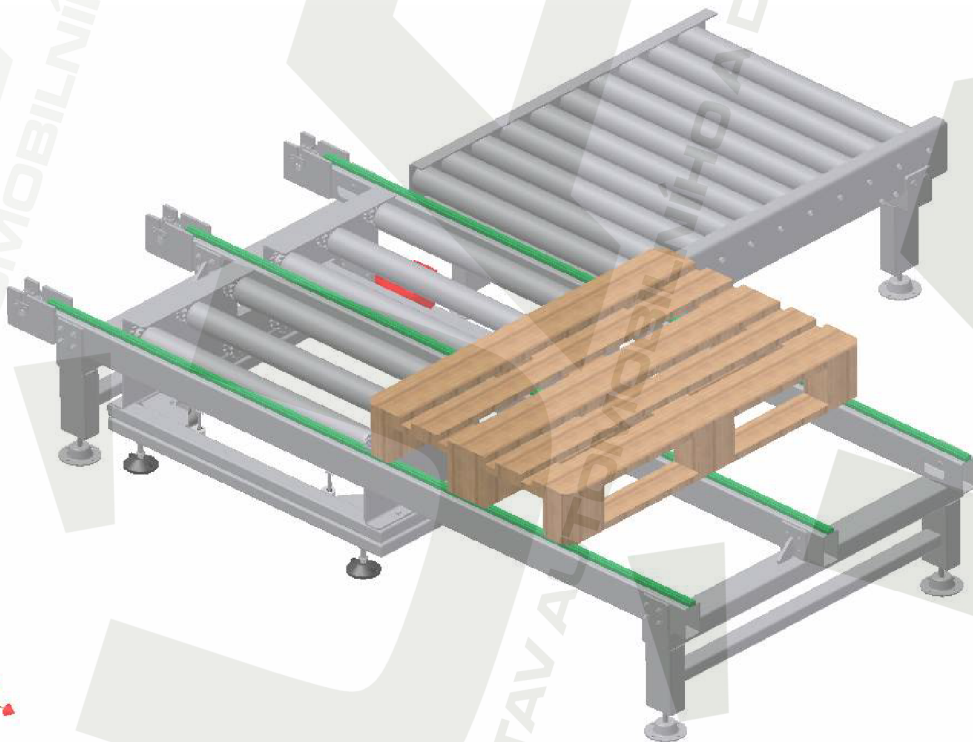
11 Přílohy



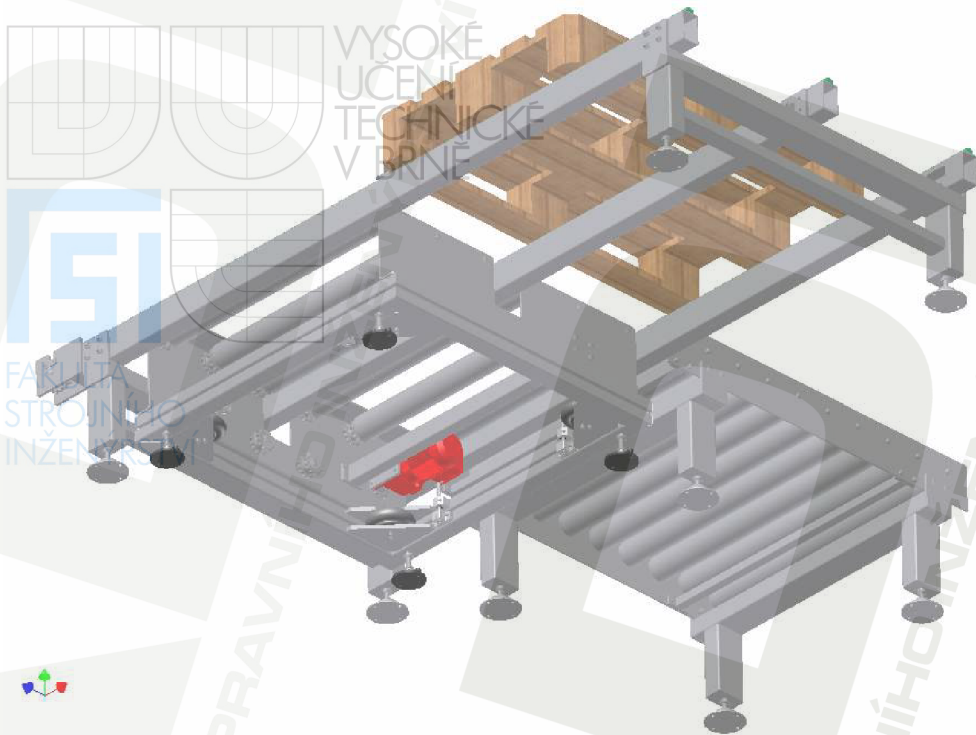
VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



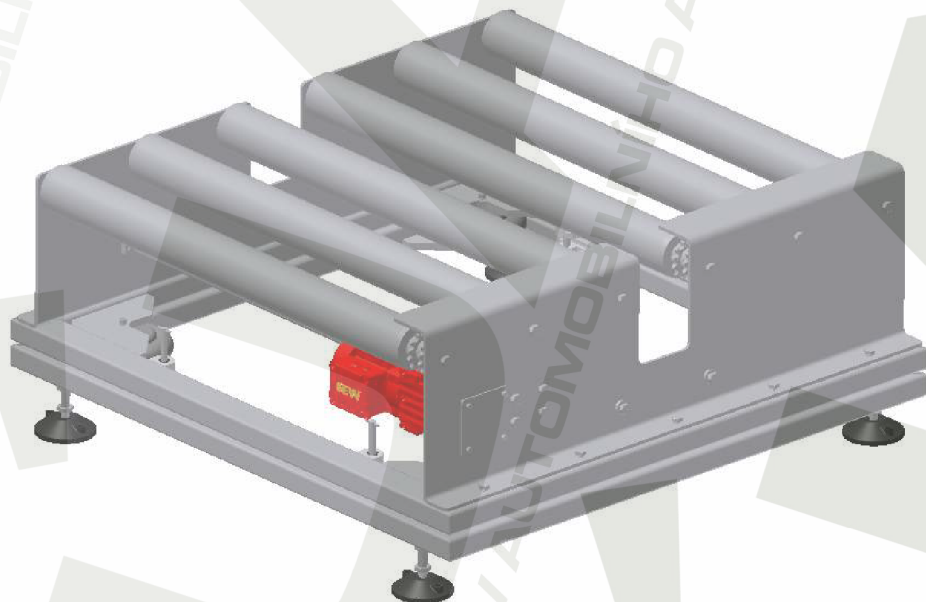
01_Pohled na celý dopravní uzel



02_Pohled na celý dopravní uzel



03_Spodní pohled na dopravní uzel



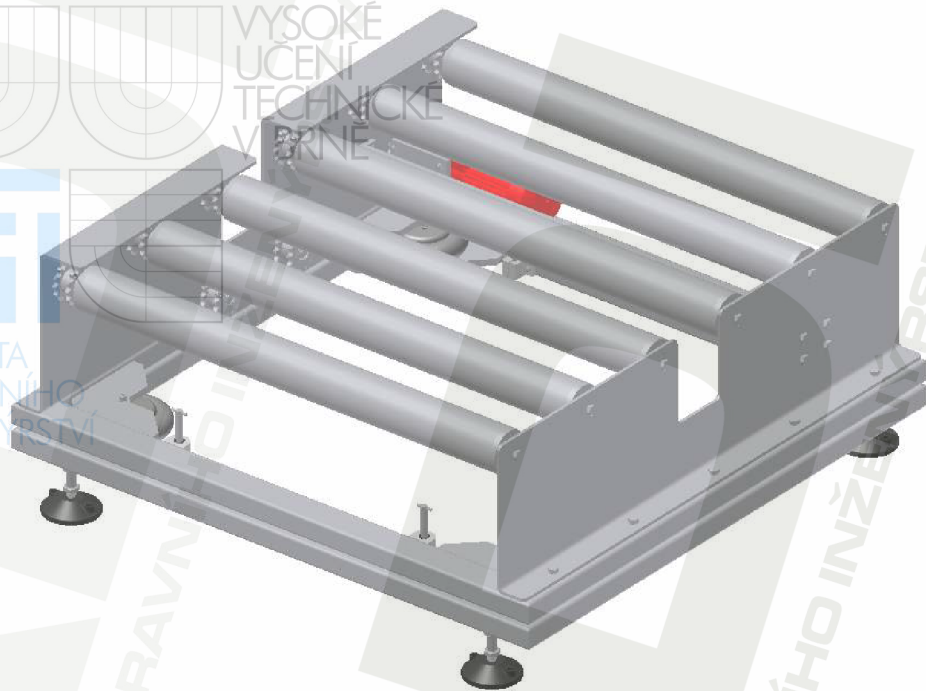
04_Pohled na celou přesuvnu



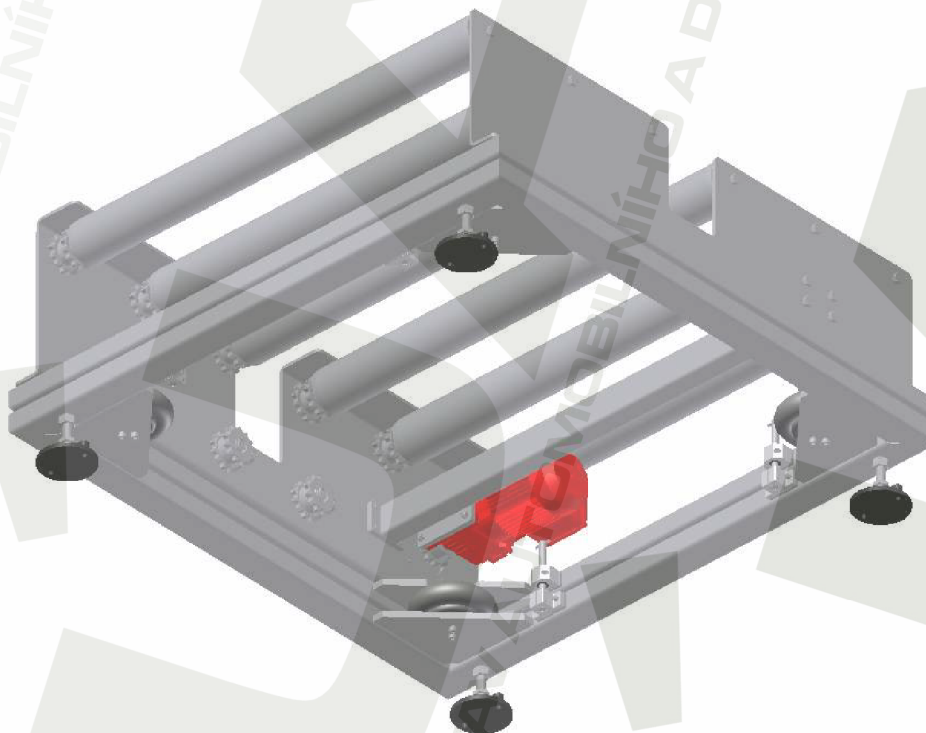
VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



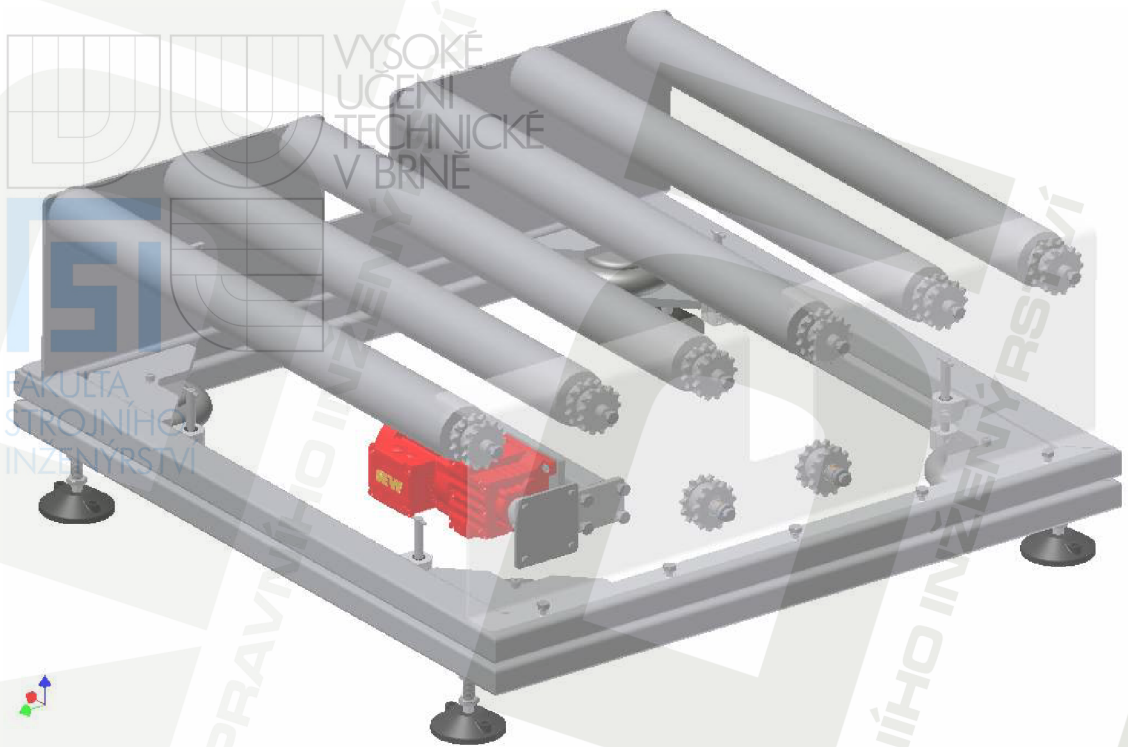
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



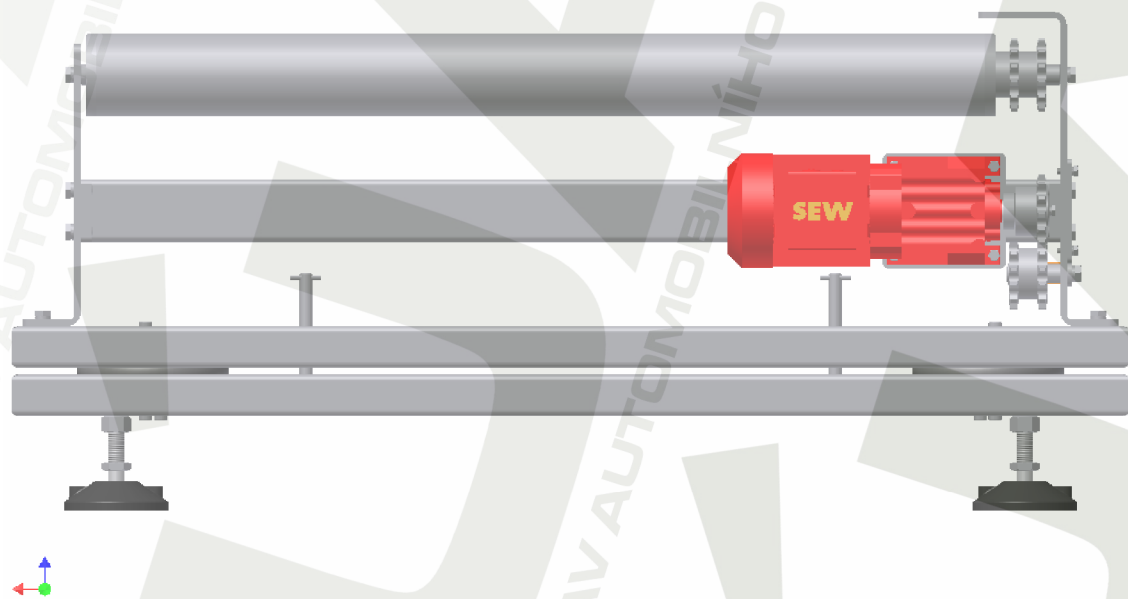
05_Pohled na celou přesuvnu



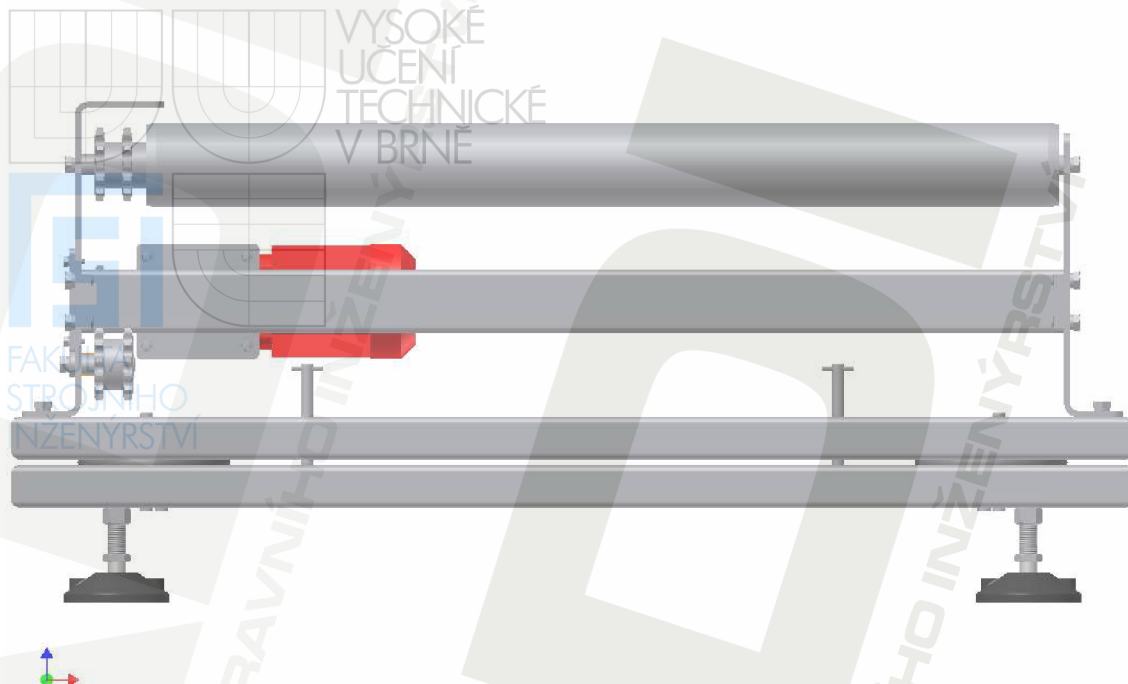
06_Spodní pohled na přesuvnu



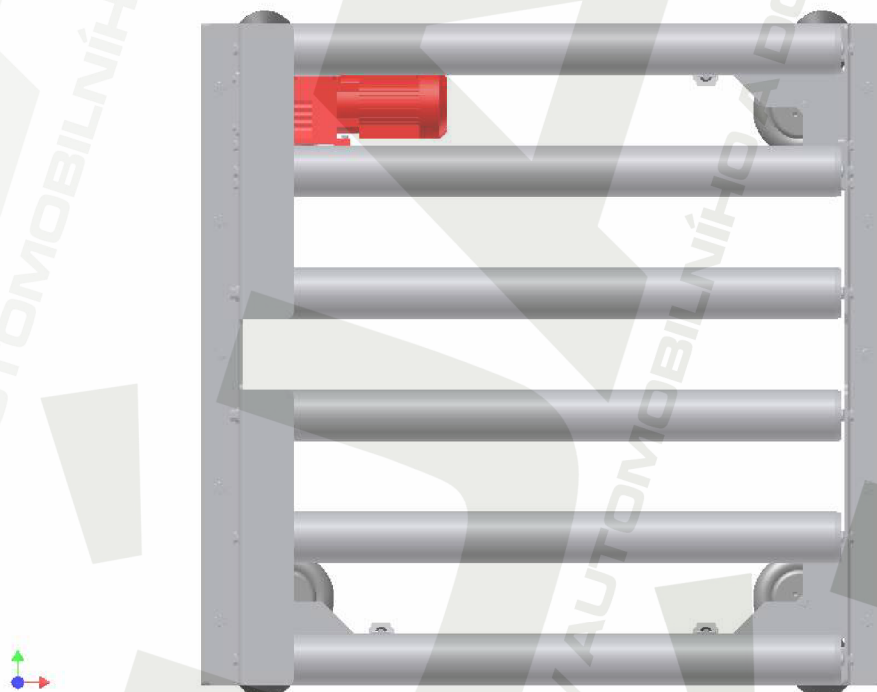
07_Pohled do vnitřní části přesuvny



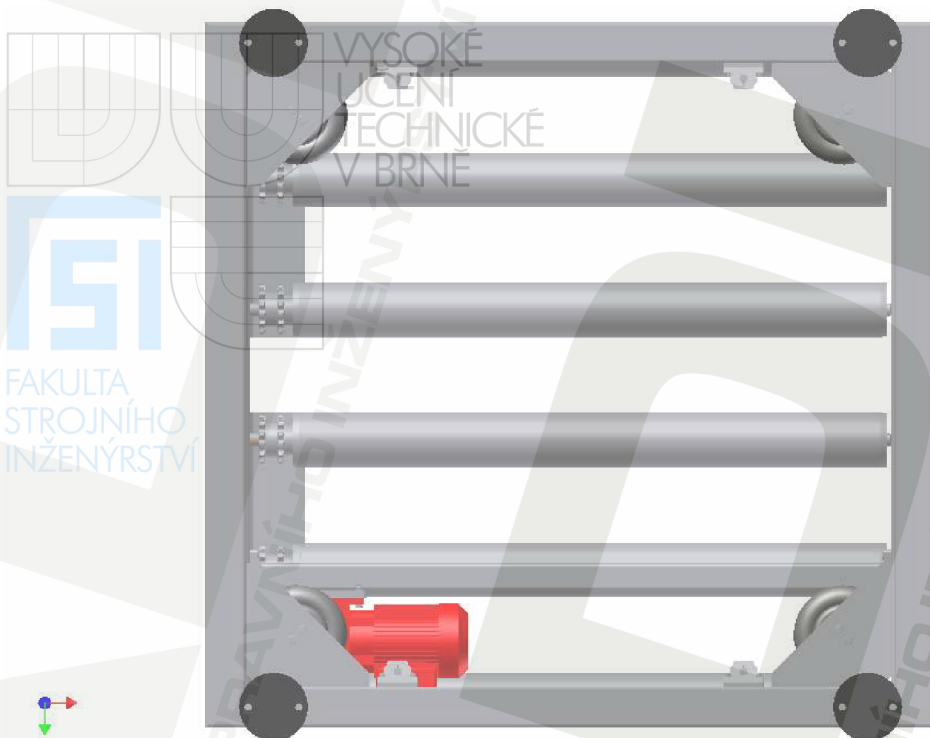
08_Přímý čelní pohled ze strany pohonu



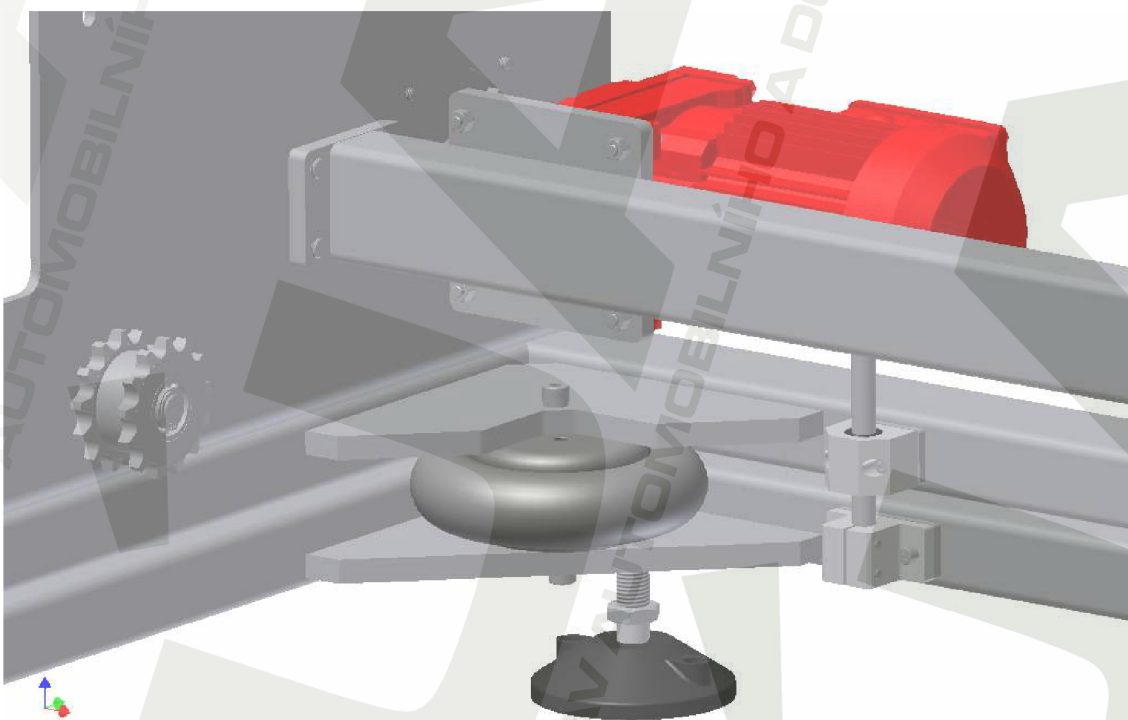
09_Přímý zadní pohled na přesuvnu



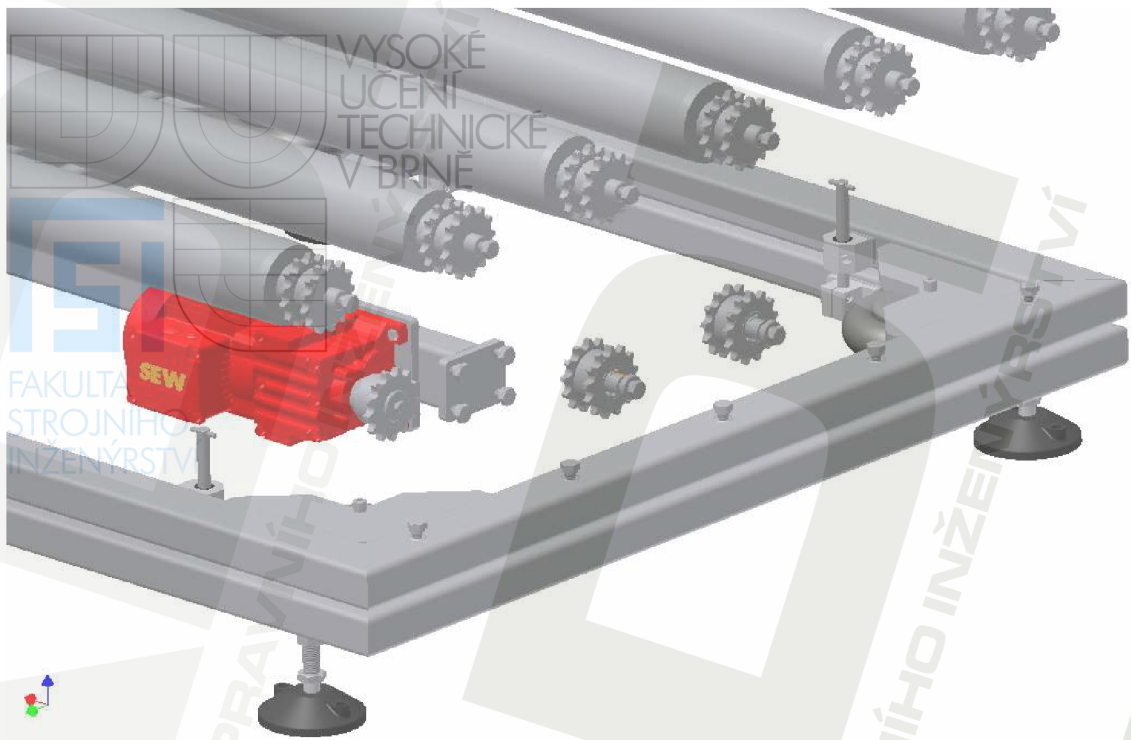
10_Přímý horní pohled na přesuvnu



10_Přímý horní pohled na přesuvnu



12_Pohled na aktuátor a vedení zdvihu



13_Pohled na motor a veškerá řetězová kola