



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh spirálového gravitačního dopravníku

Design of Spiral Gravity Conveyor

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Petr CINK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Cink** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **437731**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh spirálového gravitačního dopravníku

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Spiral Gravity Conveyor

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte rešerši na téma spirálových gravitačních dopravníků. Zaměřte se na důležité konstrukční části dopravníku, tedy dopravníkové trati, nosné konstrukce a brzdny systém. Zpracujte konstrukční návrh spirálového gravitačního dopravníku na pneumatiky podle uvedených parametrů. Konstrukci proveďte jako modulární systém. Požadavek je možnost přidávat /ubírat segmenty po 90°. Navrhněte vhodný brzdny systém. U důležitých konstrukčních částí na základě rešerše zvažte možné varianty řešení. Vyberte po konzultaci se zadavatelem práce vhodnou variantu. U vybrané varianty proveďte návrhové a kontrolní výpočty. Technické parametry dopravníku: Dopravní výška: 1600 mm ; Výška výstupu dopravníku: 1300 mm; Dopravované břemeno - osobní pneumatiky a lehké nákladní pneumatiky. Hmotnost a rozměry: Vnější průměr 470mm-840mm; Výška pneu 155.5mm-320mm; hmotnost 5kg-20kg; Dopravní výkon: 1800 ks/hod; Přizpůsobte technologičnost konstrukce s ohledem na výrobní prostředky v TMT Chrudim s.r.o.. Stručná osnova zadání: 1.Rešerše problematiky ; 2.Návrh modulární konstrukce (přidávání /ubírání segmentů po 90°); 3.Výpočet dopravníku vč. nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů; 4.Zpracovat varianty regulace rychlosti pohybu pneu; 5.Konstrukční řešení ve 3D; 6.2D návrhový výkres sestavy. Rozsah grafické části: 1.3D model spirálového dopravníku; 2.2D návrhový výkres sestavy. Specifikace textové části: 1.technická zpráva s výpočty; 2.min. rozsah 40 až 60 stran vč. obrázků + přílohy

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jiří Mrázek Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

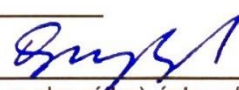
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **27.03.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

12.4.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh spirálového gravitačního dopravníku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 6. 5. 2017

Petr Cink

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jiřímu Mrázkovi Ph.D. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat. Dále chci poděkovat společnosti TMT spol. s.r.o. Chrudim za umožnění zpracování této práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Petr Cink
Název BP: Návrh spirálového gravitačního dopravníku
Anglický název: Design of Spiral Gravity Conveyor
Rok: 2017
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.
Konzultant: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.
Bibliografické údaje: počet stran 39
počet obrázků 32
počet tabulek 7
počet příloh 2
Klíčová slova: dopravník, spirálový, gravitační, válečkový, modulární
Keywords: conveyor, spiral, gravity, roller, modular

Abstract: Bachelor thesis deals with design of spiral gravity conveyor for transporting tires. It was necessary to consider modularity, technology of construction with respect on manufacturing possibilities and compliance with dimensions. The goal is to create constructional solution in 3D and design assembly drawing in 2D including strength and designing calculations of important parts.

Anotace: Bakalářská práce se zabývá návrhem spirálového gravitačního dopravníku pro dopravu pneumatik. Při návrhu bylo nutné brát zřetel na modulární řešení, technologičnost konstrukce s ohledem na výrobní prostředky a dodržení zadaných rozměrů. Cílem je vytvoření konstrukčního řešení ve 3D a návrhového výkresu sestavy ve 2D včetně pevnostních a návrhových výpočtů důležitých částí.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
2. Rešerše problematiky	5
2.1. Požadavky na konstrukci	5
2.2. Současná řešení	6
2.2.1. Dopravníková trať	7
2.2.2. Nosná konstrukce	8
2.2.3. Brzdý systém	9
3. Konstrukční část	11
3.1. Dopravníková trať	11
3.2. Nosná konstrukce	13
3.2.1. Sloup	13
3.2.2. Nosné rameno	16
3.2.3. Spodní rám	23
3.3. Brzdý systém	23
4. Závěr	28
Použitá literatura	30
Seznam obrázků	31
Seznam tabulek	32
Seznam příloh	33

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

D	[mm]	Vnější průměr šroubové plochy
d	[mm]	Vnitřní průměr šroubové plochy
s	[mm]	Stoupání šroubové plochy
α	[°]	Úhel šroubové plochy
U	[mm]	Délka vnější šroubovice
u	[mm]	Délka vnitřní šroubovice
b	[mm]	Šířka šroubové plochy
r	[mm]	Vnitřní poloměr rozvinu
R	[mm]	Vnější poloměr rozvinu
A_{\max}	[mm]	Horní mezní rozměr
A	[mm]	Jmenovitý rozměr
a_n	[m.s ⁻²]	Dostředivé zrychlení pneumatiky
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pneumatiky
v_x	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost pneumatiky
v_y	[m.s ⁻¹]	Vertikální rychlost pneumatiky
β	[°]	Úhel sklonu šroubovice v místě těžiště pneumatiky
r_t	[m]	Poloměr šroubovice v těžišti pneumatiky
m_p	[kg]	Hmotnost pneumatiky
F_o	[N]	Odstředivá síla
M	[N.m]	Moment vyvolaný odstředivou silou na rameni l
l	[m]	Výška sloupu
F_h	[N]	Tahová síla namáhající sloup
x	[m]	Vzdálenost šroubu od pomyslného kloubu
S_3	[mm ²]	Průřez šroubu
ϑ	[1]	Míra využití meze kluzu
σ_{kt}	[N.mm ⁻²]	Mez kluzu v tahu
q	[1]	Součinitel provozního předpětí
m_s	[kg]	Hmotnost segmentu dopravníkové trati
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
G	[N]	Celkové zatížení na jeden nosník
F	[N]	Síla působící na nosné rameno
M_{\max}	[N.mm]	Maximální ohybový moment
l_1	[mm]	Poloha vnější síly
l_2	[mm]	Poloha vnitřní síly
σ_{\max}	[N.mm ⁻²]	Maximální ohybové napětí
W_{oz}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
v_{\max}	[mm]	Maximální průhyb
E	[N.mm ⁻²]	Modul pružnosti v tahu
J_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment k ose z



A_{Mj}	[N.mm ²]	Plocha momentového obrazce
m_{oTj}	[mm]	Jednotkový moment v těžišti momentového obrazce
σ_{ov}	[N.mm ⁻²]	Ohybové napětí ve vetknutí
F_A	[N]	Axiální síla zatěžující svěrný spoj
m_r	[kg]	Hmotnost nosného ramene
k	[1]	Součinitel bezpečnosti
f	[1]	Součinitel smykového tření
N	[N]	Svěrná síla
c	[mm]	Vzdálenost osy objímky od pomyslného kloubu
b	[mm]	Vzdálenost šroubů od pomyslného kloubu
i	[1]	Počet šroubů
Q_0	[N]	Předpětí ve šroubech
d_3	[mm]	Vnitřní průměr šroubu
σ_t	[N.mm ⁻²]	Tahové napětí
τ	[N.mm ⁻²]	Napětí v krutu
M_{KZ}	[N.mm]	Moment v závitě
d_2	[mm]	Průměr stoupání šroubu
P	[mm]	Stoupání
γ	[°]	Úhel stoupání šroubovice
ϕ'	[°]	Třecí úhel v závitě
σ_{red}	[N.mm ⁻²]	Redukované napětí
k_{min}	[1]	Minimální součinitel bezpečnosti
p_0	[N.mm ⁻²]	Tlak mezi sloupem a objímkou
p_D	[N.mm ⁻²]	Dovolený tlak mezi sloupem a objímkou
y	[mm]	Délka objímky
d_H	[mm]	Průměr sloupu
M_{TM}	[N.mm]	Třecí moment pod maticí
M_{KK}	[N.mm]	Moment na klíči
f_M	[1]	Součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou
S	[mm ²]	Průřez kolíku
d_k	[mm]	Průměr kolíku
τ_s	[N.mm ⁻²]	Smykové napětí
τ_D	[N.mm ⁻²]	Dovolené smykové napětí
E	[J]	Energie pneumatiky
E_1	[J]	Energie pneumatiky před brzdícím účinkem
E_2	[J]	Energie pneumatiky po brzdícím účinku
ΔE	[J]	Úbytek kinetické energie
W	[J]	Práce vykonaná pružinou
v_1	[m.s ⁻¹]	Rychlost pneumatiky před brzdícím účinkem
v_2	[m.s ⁻¹]	Rychlost pneumatiky po brzdícím účinku



Δv	[m.s ⁻¹]	Úbytek rychlostí
R_{mr}	[N.mm/°]	Momentová tuhost pružiny
α	[°]	Úhlová výchylka
α_{max}	[°]	Úhlová výchylka ve stavu mezním
d_d	[mm]	Průměr drátu
D_d	[mm]	Průměr vodícího trnu

1. Úvod

Téma bylo zadáno firmou TMT spol. s.r.o. Chrudim (dále jen TMT), která se zabývá výrobou transportní, manipulační a dopravníkové techniky, vhodnou pro dopravu sypkých a kusových materiálů ve všech průmyslových odvětvích a oborech. Cílem této bakalářské práce je návrh gravitačního spirálového dopravníku pro dopravu pneumatik. Tento typ dopravníků firma doposud nakupovala, což se rozhodla změnit a požádala o návrh konstrukčního řešení pro vlastní výrobu.

Práce se bude nejdříve zabývat požadovanými vlastnostmi dopravníku a rešerší dostupných variant na trhu. Rešerše bude zahrnovat důležité konstrukční části dopravníku, tedy dopravníkové trati, nosné konstrukce a brzdny systém. Dále bude následovat konstrukční část, kde budou uvedeny návrhové a konstrukční výpočty zvolených variant, včetně výsledného designu. Cílem je vytvoření konstrukčního řešení ve 3D a návrhového výkresu sestavy ve 2D včetně pevnostních a návrhových výpočtů důležitých částí.

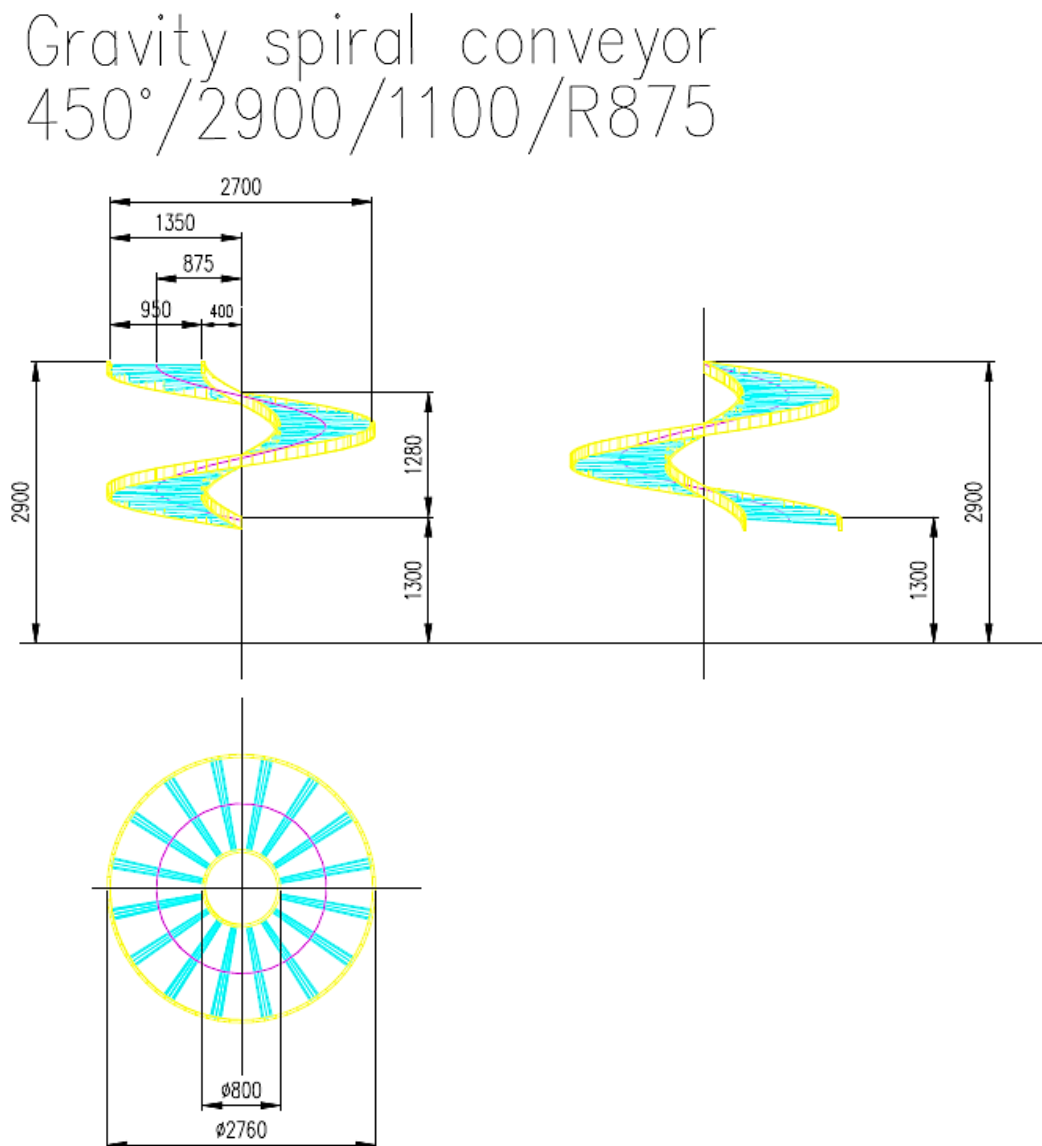
2. Rešerše problematiky

V této kapitole se budu zabývat konkrétním zadáním a požadovanými vlastnostmi dopravníku. Dále uvedu nástin současných řešení.

2.1. Požadavky na konstrukci

Konstrukční řešení je nutné optimalizovat v mnoha ohledech, zejména na výrobní prostředky v TMT, snadnou montáž, výrobní náklady, podnikové normy zákazníka a modularitu pro různé budoucí modifikace. Firma disponuje vysokodynamickým laserovým centrem, tudíž se s výhodou uplatní ohýbané a zakružované výpalky. Dopravník je nutné přizpůsobit tak, aby mohl být opětovně používán v jiných rozměrových modifikacích. A to nejlépe přidáváním, či ubíráním segmentů po 90°. [1]

Požadované rozměry dopravníku jsou uvedeny na obr. 1. Dopravovaným břemenem jsou pneumatiky pro osobní a lehké nákladní automobily dle specifikací v tab. 1 při maximálním dopravovaném výkonu 1800 ks/hod.



Obr. 1.: Požadované rozměry dopravníku zadané firmou TMT

Tab. 1.: Specifikace přepravovaných pneumatik

Vnější průměr [mm]	470	840
Vnitřní průměr [inch]	13"	20"
Výška pneu [mm]	155,5	320
Váha [kg]	5	20

2.2. Současná řešení

Z globálního pohledu se na trhu vyskytuje velké množství firem zabývajících se transportní a dopravníkovou technikou, a tak je spektrum konstrukčních řešení gravitačních spirálových dopravníků velmi široké. Zde si dovoluji poznamenat, že spirála a šroubovice jsou z geometrického hlediska dva různé tvary. Ačkoliv jsou tyto dopravníky koncipovány do tvaru šroubovice, výrobci většinou používají označení spirálový.

TMT v minulosti nakupovala tento typ dopravníků od nizozemské společnosti Apollo VTS B.V., jejichž řešení na obr. 2 bylo předloženo jako příklad konstrukce.



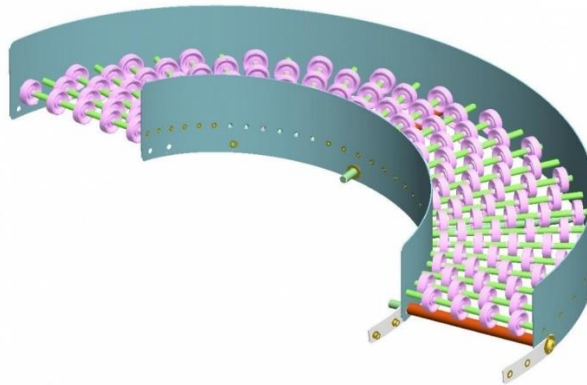
Obr. 2.: Gravitační spirálový dopravník od firmy Apollo VTS B.V. [2]

Jako příklad dalších výrobců uvedu firmy Bastian Solutions a Cisco-Eagle. Všechny tyto firmy nabízí gravitační spirálové dopravníky v mnoha provedeních na zakázku podle konkrétních požadavků zákazníka. [3][4]

Dále se budu věnovat variantám řešení jednotlivých částí dopravníku.

2.2.1. Dopravníková trať

Pro gravitační dopravu se nejčastěji používají válečkové nebo kladičkové tratě. V našem případě se jedná o přepravu po šroubovici, kde obvodová rychlost na vnějším poloměru trati je vyšší než na poloměru vnitřním. Je tedy nutné zvážit řešení takové, které by nebránilo plynulému odvalu pneumatiky. V případě kladičkové trati (obr. 3) každá z kladek umístěných na hřídeli rotuje nezávisle na ostatních a tím je tedy rozdíl obvodových rychlostí eliminován.



Obr. 3.: Příklad kladičkové tratě [5]

V případě válečkové trati je možné použít více válečků namísto jednoho (obr. 4). Zde nedojde k eliminaci rozdílu rychlostí tak efektivně jako u kladek, proto odval nebude optimální. Varianta s jedním válečkem, kde je obvodová rychlost po celé jeho délce konstantní, je použita na obr. 2. Další možností je využití válečků kuželových (obr. 5), kde se jejich průměr zvětšuje souběžně s poloměrem šroubovice. Obvodová rychlost se pak zvětšuje přímo úměrně se zvětšujícím se poloměrem šroubovice.



Obr. 4.: Příklad válečkové tratě s dvěma válečky [6]



Obr. 5.: Příklad válečkové tratě s kuželovými válečky [7]

Pro fixaci válečků se nejčastěji používají zakružované plechy (obr. 3). Jedná se o jednoduché konstrukční řešení, kde je za pomoci laseru snadné produktivně vypálit velké množství montážních děr.

Dopravníkovou trať je nutné opatřit bočním vedením. Zde je nutné brát ohled na vnitřní předpisy zákazníka, které požadují použití kladičkového vedení, a to po obou stranách dopravníkové tratě. Předepsaný je průměr kladiček 50 mm, výška kladiček 15 mm, rozteč kladiček 75 mm a vzdálenost povrchu válečku od středu kladičky 100 mm. V TMT se k těmto účelům standardně používají kladičky NR 20 (obr. 6) od společnosti Kraus GmbH.

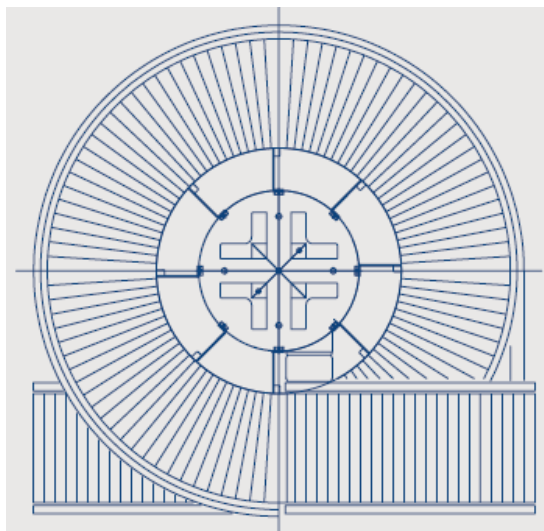


Obr. 6.: Kladička NR 20 od firmy Kraus GmbH [11]

2.2.2. Nosná konstrukce

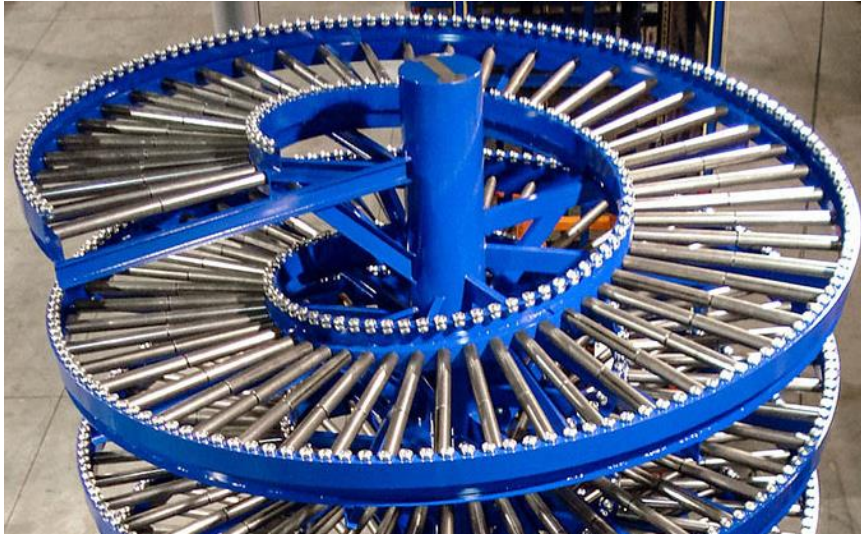
Nosnou konstrukci lze rozdělit na tři základní části: nosný sloup, spodní rám a nosná ramena, která ponесou segmenty dopravníkové trati.

Na dopravníku od firmy Apollo z obr. 2 je použit sloup s vertikálními drážkami pro upevnění nosných ramen. Půdorys tohoto řešení je znázorněn na obr. 7. Výhodou je vysoká flexibilita upevnění nosných ramen v drážkách. Po pevnostní stránce však drážky ideální nejsou, proto je nutné zatížení rozložit do více ramen než v následujících variantách. Jak je však patrné jedná se o poměrně složitou konstrukci a výroba této varianty by byla v rámci TMT složitě proveditelná.



Obr. 7.: Půdorys konstrukčního řešení od firmy Apollo VTS B.V. [2]

Další možností je využití normalizovaných ocelových trubek, na které je možné nosná ramena upevnit za pomoci svěrného spoje nebo svaru. Příklad takového využití se svarovým spojením je na obr. 8.



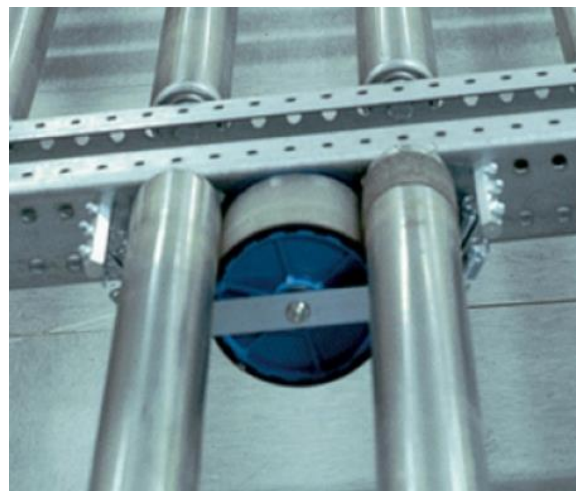
Obr. 8.: Konstruktivního řešení od firmy TUFF Automation [8]

2.2.3. Brzdny systém

Pro brzdění dopravníkových tratí je možné využít brzdové válce, které firma Kraus GmbH nabízí ve dvou provedeních. Typ EBT (obr. 9) je váleček s brzdovým systémem uvnitř, který se vloží přímo do válečkové dráhy. Typ EBR (obr. 10) je pogumovaný kotouč se systémem pružin připevněných pod gravitační válceky, jenž brzdí. [9]



Obr. 9.: Brzdový válec EBT [9]



Obr. 10.: Brzdový válec EBR [9]

Válce typu EBR jsou nevhodné, neboť je nutné, aby oba brzděné válce byly rovnoběžné, což u spirálové trati není možné. Válce typu EBT sice tuto podmínku splňují, nevýhodou je však větší průměr válců brzdových (80 mm) oproti válcům gravitačním (50 mm) a nenabízí možnost regulace brzdícího účinku.

Další možností je využití brzdících kartáčů, které by se mohly umístit mezi gravitační válce dopravníkové trati. Zároveň by bylo možné regulovat brzdící účinek nastavením výškového zásahu do dopravníkové trati. Ukázka kartáčových lišt je na obr. 11.



Obr. 11.: Kartačové lišty [10]

V TMT bylo navrženo řešení brzdného systému pomocí otočného ramene zavěšeného na torzní pružině, která by akumulovala hybnost pneumatiky. Brzdný systém fungující na tomto principu byl v minulosti dodán do TMT od společnosti Apollo VTS B.V. (obr. 12).



Obr. 12.: Brzdný systém od firmy Apollo VTS B.V. [2]

3. Konstrukční část

V této kapitole bude proveden konstrukční rozbor všech hlavních částí dopravníku, tedy dopravníkové trati, nosné konstrukce a brzdného systému. V každé této části zvolím vhodnou variantu z rešeršní části, provedu nezbytné návrhové a kontrolní výpočty zvolené varianty a uvedu její výsledný design.

3.1. Dopravníková trať

Pro trať byly po konzultaci v TMT zvoleny válečky gravitační se stejným průměrem 50 mm po celé jeho délce od výrobce Kraus GmbH, který je standartním dodavatelem tohoto typu válečků. Odval pneumatiky nebude optimální z důvodů uvedených v rešerši, dojde však k žádoucímu částečnému zpomalení pneumatiky kvůli tření mezi pneumatikou a válečkem. Zvoleno je provedení s vnitřním závitem M8 a připojovací délkou 950 mm (obr. 13).



Obr. 13.: Váleček Serie 3700 od firmy Kraus GmbH [11]

Válečky budou sevřené šrouby mezi dvěma zakruženými vypálenými plechy. Pro snadnou montáž a zvýšení tuhosti jsou přidány dvě rozpěrné tyče. Takto vznikne 90° segment, který se dále připevní na ramena nosné konstrukce.

Kladičkové vedení je z montážního hlediska vhodné zkonstruovat jako jeden celek. Ten se poté namontuje na segment válečkové trati. K tomuto účelu je nutné vytvořit svařovaný L profil zakřivený do tvaru šroubovice, na který se kladičky přišroubují. L profil je tvořen dvěma plechy, které jsou opatřeny drážkami pro snadné zafixování při svařování. Horní plech je navíc opatřen zúženými mezerami mezi otvory pro montáž kladiček z důvodu snadného přihnutí k dolnímu plechu (obr. 14). U horizontálně orientovaného plechu je nutné vyřešit problém s rozvinem, neboť takovou šroubovici není možné bez přetvoření rozvinout, a proto je nutné rozměry 3D modelu přepočítat pro rozvin s přetvořením. Při tvorbě dokumentace je tedy nutné vytvořit jak model šroubovice, tak i model rozvinu pro tvorbu výkresu (obr. 14). Vzájemně pak oba modely parametricky propojit, aby se při úpravě 3D modelu rozvin automaticky aktualizoval.

Výpočet rozměrů rozvinu horizontálně orientovaného plechu L profilu vnitřního kladičkového vedení [12]

Tab. 2.: Rozměry šroubové plochy

$D = 772 \text{ mm}$	$d = 712 \text{ mm}$	$s = 1280 \text{ mm}$	$\alpha = 89,7^\circ$
----------------------	----------------------	-----------------------	-----------------------

Délka vnější šroubovice

$$U = \sqrt{\pi^2 \cdot D^2 + s^2} \cdot \frac{\alpha}{360} = \sqrt{\pi^2 \cdot 772^2 + 1280^2} \cdot \frac{89,7}{360} = 683 \text{ [mm]} \quad (3.1.1)$$

Délka vnější šroubovice

$$u = \sqrt{\pi^2 \cdot d^2 + s^2} \cdot \frac{\alpha}{360} = \sqrt{\pi^2 \cdot 712^2 + 1280^2} \cdot \frac{89,7}{360} = 642 \text{ [mm]} \quad (3.1.2)$$

Šířka šroubové plochy

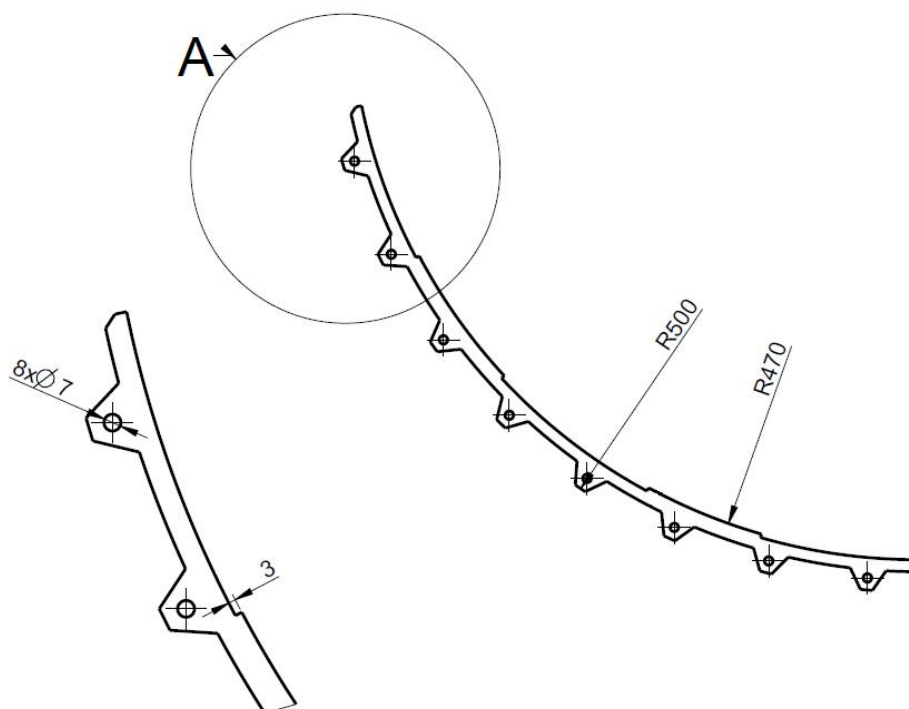
$$b = \frac{D - d}{2} = \frac{772 - 712}{2} = 30 \text{ [mm]} \quad (3.1.3)$$

Vnitřní poloměr rozvinu

$$r = \frac{b \cdot u}{U - u} = \frac{30 \cdot 642}{683 - 642} = 470 \text{ [mm]} \quad (3.1.4)$$

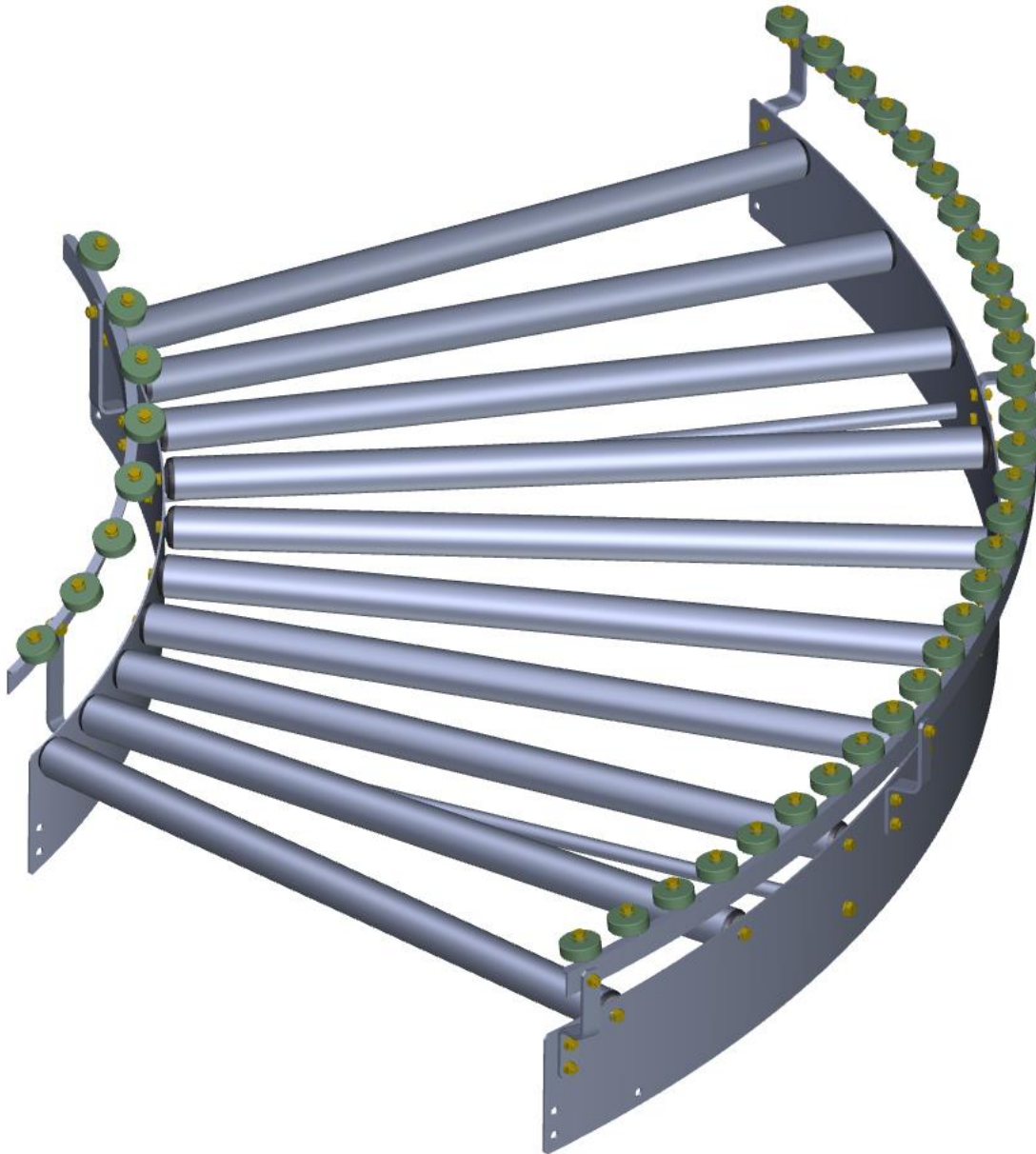
Vnější poloměr rozvinu

$$R = r + b = 470 + 30 = 500 \text{ [mm]} \quad (3.1.5)$$



Obr. 14.: Výsledný rozvinutý tvar

Výpočet pro vnější vedení by se provedl analogicky. Kladičkové vedení se k segmentu připevní pomocí ohýbaných plechů do tvaru Z tak, aby povrchy kladiček byli v úrovni konců válečků. Výsledný model segmentu dopravníkové trati je pak na obr. 15.



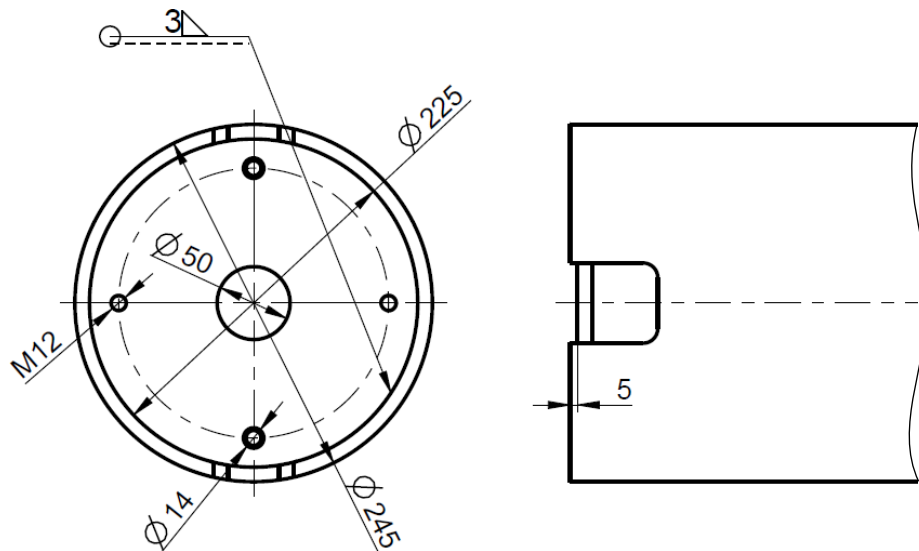
Obr. 15.: Segment dopravníkové trati

3.2. Nosná konstrukce

Tato kapitola je rozdělena na tři různé části, které budou tvořit celek nosné konstrukce. Postupně tedy bude rozebrán sloup, nosné rameno a spodní rám.

3.2.1. Sloup

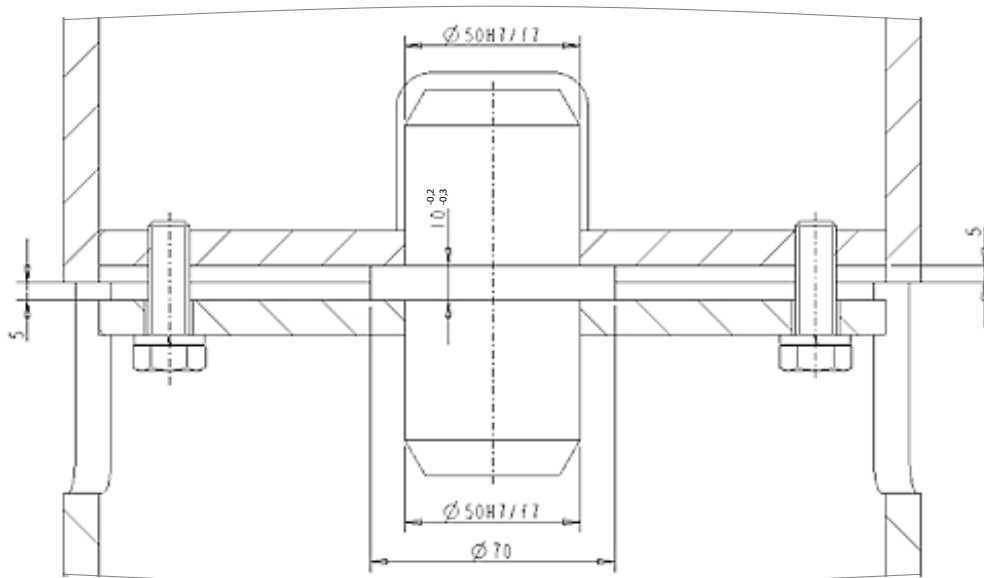
S ohledem na výrobní prostředky v TMT byla zvolena varianta s použitím normalizované ocelové trubky. Z hlediska modularity a bezproblémové dopravy na místo dodání zakázky je vhodné sloup rozdělit na více částí. Délka jednoho segmentu byla zvolena tak, aby při případné rozměrové modifikaci bylo možné při přidání jednoho segmentu sloupu rozšířit dopravníkovou trať o 360°. Tyto segmenty budou spojeny šrouby skrze kruhové desky s čtyřmi dírami pro šrouby, z nichž dvě budou průchozí a dvě se závitem. Desky se přivaří dovnitř po obou stranách trubky. Současně se do trubky vyříznou montážní otvory dle obr. 16.



Obr. 16.: Konstrukční řešení konce trubky sloupu

Z důvodu snadného vycentrování dvou segmentů sloupu a ulehčení montáže je vložen jako mezikus čep (obr. 17). Výrobní tolerance šířky 10 válce čepu o $\varnothing 70$ musí být volena tak, aby byla zaručena vůle mezi dosedacími plochami a vychází z rozměrového obvodu, kde vzdálenost 5 mezi kruhovou deskou a krajem trubky je tolerována dle nepředepsané mezní úchytky délkových rozměrů ISO 2768-m (střední řada).

$$A_{max} = 2 \cdot 4,9 = 9,8 \text{ [mm]} \rightarrow A = 10 \begin{matrix} -0,2 \\ -0,3 \end{matrix} \text{ [mm]} \quad (3.2.1.1)$$

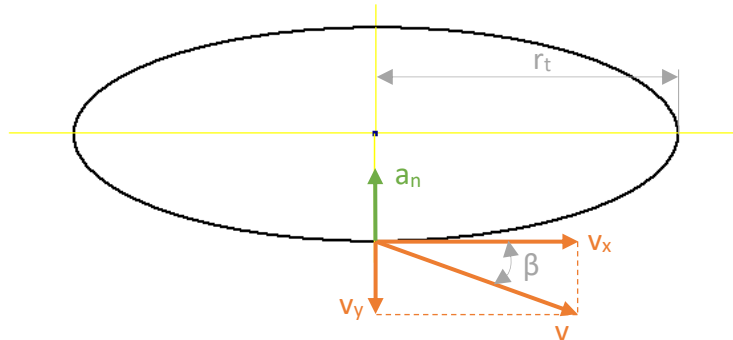


Obr. 17.: Uložení čepu

Toto konstrukční řešení umožní v případě použití nosných ramen upevněných svěrným spojem jejich bezproblémové nasunutí.

Návrhový výpočet šroubů spojících segmenty sloupu

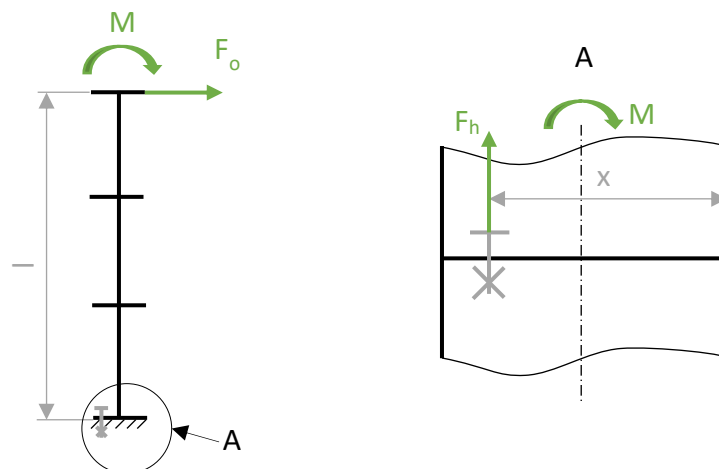
Spojovací šrouby je nutné dimenzovat tak, aby pevnostně odolali momentu, který pneumatika vyvine při průjezdu po dopravníkové trati v nejvyšší výšce a při maximální rychlosti. Kinematické poměry pneumatiky jsou znázorněny na obr. 18, kde v je maximální rychlost pneumatiky v jejím těžišti tečně na šroubovici, v_x je její horizontální složka, z které odvodíme dostředivé zrychlení pneumatiky a_n (3.2.1.1) pro výpočet odstředivé síly. Maximální rychlost v je brána jako dvojnásobek vstupní rychlosti pneumatiky na dopravníkovou trať, tedy $50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 18.: Kinematické poměry pneumatiky

$$a_n = \frac{v_x^2}{r_t} = \frac{v^2 \cdot \cos^2 \beta}{r_t} = \frac{\left(\frac{50}{60}\right)^2 \cdot \cos^2 9,145^\circ}{0,93} = 0,728 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (3.2.1.2)$$

Na obr. 19 je schematicky znázorněn výpočtový model. Odstředivá síla F_o je dána dostředivým zrychlením a_n a maximálně možnou hmotností pneumatiky m dle vztahu 3.2.1.2. Tato síla působící na rameni l vytvoří moment M (3.2.1.3). Rameno l je délka tří segmentů sloupu. V úvahu je tedy brána možnost přidání jednoho segmentu nad rámec zadání. Pro výpočet se uvažuje rozložení namáhání pouze do jednoho šroubu dle obr. 19 vpravo a výsledek tak bude s větší bezpečností. Rozloží-li se moment M do síly F_h na rameni x , pak je F_h výsledná síla namáhající šroub (3.2.1.4).



Obr. 19.: Schematické znázornění výpočtového modelu

$$F_o = a_n \cdot m = 0,728 \cdot 20 = 14,56 \text{ [N]} \quad (3.2.1.3)$$

$$M = F_o \cdot l = 14,56 \cdot 3,75 = 54,6 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.2.1.4)$$

$$F_h = \frac{M}{x} = \frac{54,6}{0,2} = 273 \text{ [N]} \quad (3.2.1.5)$$

Pro návrhový výpočet průřezu šroubu použijeme vztah 3.2.1.5 dle [13, str. 54], přičemž je uvažován pulsující zatěžovací cyklus. Hodnota součinitele provozního předpětí q je volena 1,3. Míru využití meze kluzu v pro pulsující sílu je 0,85. Pro pevnostní třídu šroubů 8.8 je minimální mez kluzu $630 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. [13]

$$\frac{F_h}{S_3} = \frac{\vartheta \cdot \sigma_{kt}}{1,2 \cdot (1 + q)} \quad (3.2.1.6)$$

$$S_3 = \frac{1,2 \cdot F_h \cdot (1 + q)}{\vartheta \cdot \sigma_{kt}} = \frac{1,2 \cdot 273 \cdot (1 + 1,3)}{0,80 \cdot 630} = 1,5 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.2.1.7)$$

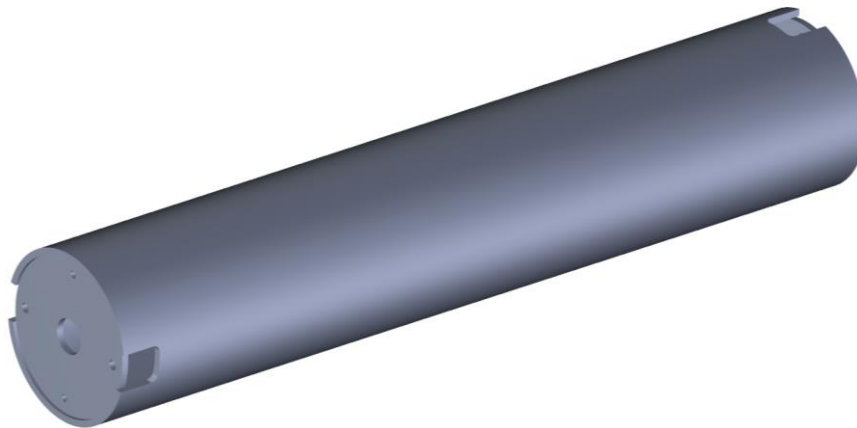
Průřezu S_3 by odpovídal šroub M1,8, z čehož je patrné, že odstředivá síla od průjezdu pneumatiky při maximální provozní rychlosti nemá na namáhání šroubů výrazný vliv. S ohledem na velikost konstrukce a na dynamické zatížení jsou po konzultaci v TMT voleny šrouby M12.

Dále je zpětně vypočtena maximální možná síla F_h při použití šroubů M12:

$$F_h = \frac{\vartheta \cdot \sigma_{kt} \cdot S_3}{1,2 \cdot (1 + q)} = \frac{0,8 \cdot 630 \cdot 76,25}{1,2 \cdot (1 + 1,3)} = 13923 \text{ [N]}$$

Reverzí bylo zjištěno, že teoretická maximální síla namáhající šroub je 50x větší než reálné zatížení. Není tedy pochyb o tom, že šrouby pevnostně vyhovují.

Výsledný model segmentu sloupu je na obr. 20.



Obr. 20.: Segment sloupu

3.2.2. Nosné rameno

Z důvodu snadné regulovatelnosti bylo po konzultaci v TMT doporučeno svěrné spojení nosného ramene se sloupem. Předběžně byly vybrány dvě varianty – spojení svěrnou objímkou a sevření šrouby v kombinaci s použitím kolíků. Provedena bude pevnostní analýza nosného ramene a dále pak návrhové výpočty sevření obou zvolených variant.

Pevnostní analýza nosného ramene

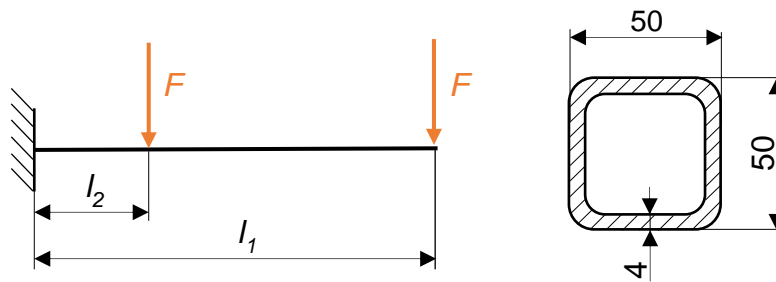
Nejdříve je nutné definovat zatížení. Určíme ho z hmotnosti válečkového segmentu a hmotnosti pneumatiky. Hmotnost jednoho segmentu je 52,8 kg. Dopravník tvoří celkem 5 segmentů, které podpírá 6 nosných ramen. Nejtěžší pneumatika má hmotnost 20 kg, kde se uvažuje rozložení této hmotnosti pouze na jeden nosník a výpočet je tak na straně vyšší bezpečnosti. Vlastní hmotnost ramene je zanedbána. Výsledné celkové zatížení na jeden nosník je tedy:

$$G = \left(\frac{5}{6} \cdot m_s + m_p\right) \cdot g = \left(\frac{5}{6} \cdot 52,8 + 20\right) \cdot 9,81 = 628 \text{ [N]} \quad (3.2.2.1)$$

Analytické řešení

Příklad je řešen jako vetknutý nosník staticky zatížený dvěma silami F , působících v místech uchycení segmentu k nosnému rameni.

$$F = \frac{G}{2} = \frac{628}{2} = 314 \text{ [N]} \quad (3.2.2.2)$$

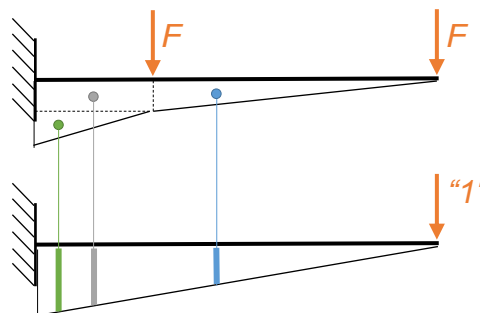


Obr. 21.: Výpočtový model a průřez nosného ramene

$$M_{o_{max}} = F \cdot (l_1 + l_2) = 314 \cdot (1215 + 265) = 464\,720 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (3.2.2.3)$$

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{w_{oz}} = \frac{464\,720}{10\,461} = 44,4 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (3.2.2.4)$$

Maximální průhyb je řešen dle Vereščagina [14, str. 237]:



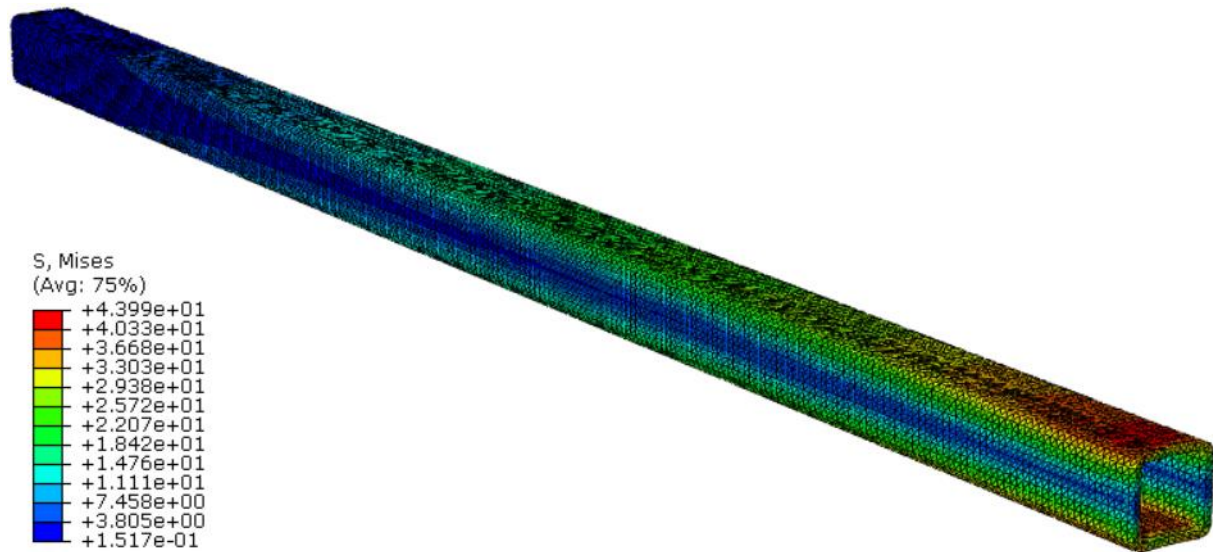
Obr. 22.: Schéma řešení průhybu

$$\begin{aligned}
 v_{max} &= \frac{1}{E \cdot J_z} \sum_{j=1}^n A_{Mj} \cdot m_{oTj} = \frac{1}{E \cdot J_z} \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot F \cdot (l_1 - l_2)^2 \right] \cdot \left[\frac{2}{3} (l_1 - l_2) \right] + [F \cdot (l_1 - l_2) \cdot l_2] \right. \\
 &\cdot \left[(l_1 - l_2) + \frac{l_2}{2} \right] + \left[2 \cdot F \cdot l_2^2 \cdot \frac{1}{2} \right] \cdot \left[(l_1 - l_2) + \frac{2}{3} \cdot l_2 \right] \left. \right\} \\
 &= \frac{1}{210\,000 \cdot 261\,525} \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot 314 \cdot (1215 - 265)^2 \right] \cdot \left[\frac{2}{3} (1215 - 265) \right] \right. \\
 &+ [314 \cdot (1215 - 265) \cdot 265] \cdot \left[(1215 - 265) + \frac{265}{2} \right] + \left[2 \cdot 314 \cdot 265^2 \cdot \frac{1}{2} \right] \\
 &\cdot \left. \left[(1215 - 265) + \frac{2}{3} \cdot 265 \right] \right\} = 3,609 \text{ [mm]} \quad (3.2.2.5)
 \end{aligned}$$

Pozn.: w_{oz} a J_z dle [15]

MKP řešení

Výpočet pomocí metody konečných prvků je proveden v softwaru Abaqus a to pro dva případy – idealizované rameno bez děr a reálné rameno s dírami pro připojení válečkového segmentu. Idealizované rameno je řešeno především kvůli smysluplnému porovnání výsledků s analytickým řešením. Zatížení je shodné jako u analytického řešení dle obr. 21. [16]

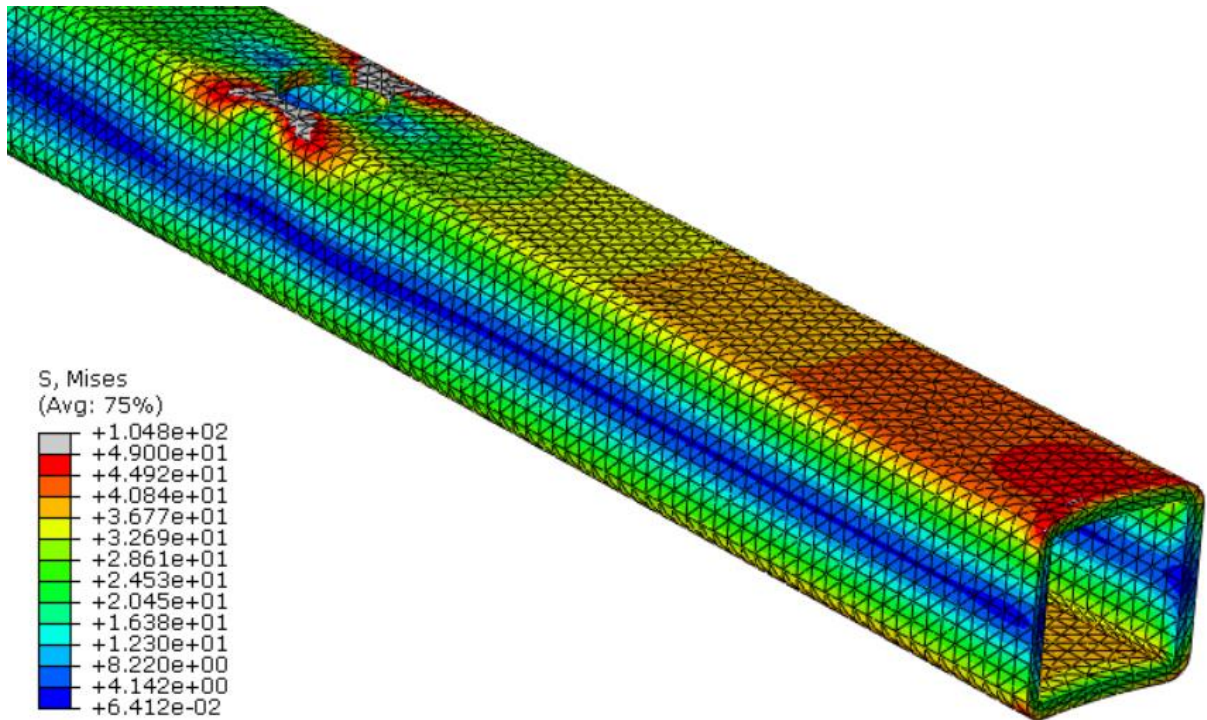


Obr. 23.: Napěťová analýza idealizovaného nosníku

Na obr. 23 je barevně znázorněné rozložení napjatosti idealizovaného nosníku. Červená barva značí maximální napětí ve vetknuté části nosníku, zatímco volný konec je znázorněn modře. Maximální ohybové napětí dosahuje hodnoty 43,99 N.mm⁻² a rozdíl oproti analytickému řešení je 1 %. Maximální průhyb na volném konci nosníku dosahuje hodnoty 3,684 mm a rozdíl činí 2 % (viz. tab. 3). Tyto odchylky jsou minimální a výpočet lze považovat za platný.

Tab. 3.: Porovnání výsledků analytického řešení s MKP řešením bez děr

	Analytické řešení	MKP bez děr	Rozdíl [%]
σ_{ov} [N.mm ⁻²]	44,43	43,99	1
v_{max} [mm]	3,609	3,684	2



Obr. 24.: Napěťová analýza nosníku s dírami

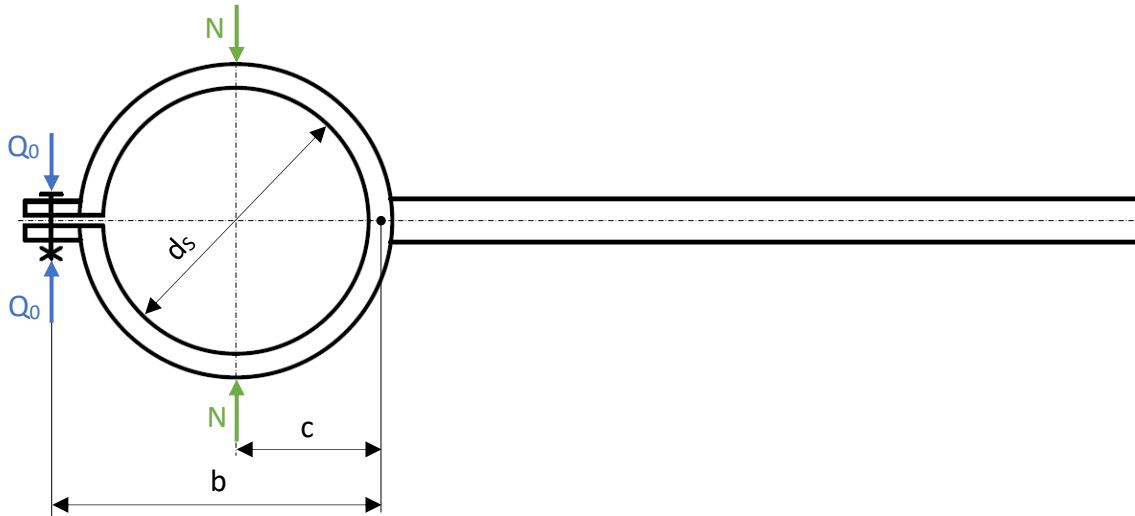
Z analýzy reálného nosníku s dírami (obr. 24) vyplývá, že napětí ve vetknutí je 48,5 N.mm⁻², což představuje nárůst o 9,3 % oproti idealizovanému nosníku. Maximální průhyb na volném konci je 3,919 mm. Zde je nárůst 6% (viz tab. 4). Největší rozdíl je však patrný v oblasti technologického otvoru pro utažení šroubu (na obr. 24 je oblast znázorněna šedivou barvou), kde z důvodu lokálního zmenšení průřezu nosníku napětí dosahuje hodnoty 104,8 N.mm⁻² a jedná se tak o nejvíce namáhané místo. U použité oceli 11 532 dle ČSN je mez kluzu 355 N.mm⁻² [17]. Nosník je sice pevnostně předimenzovaný, avšak s ohledem na vibrace a minimální průhyb je volba profilu vyhovující.

Tab. 4.: Porovnání výsledků MKP řešení bez děr s MKP řešením s dírami

	MKP bez děr	MKP s dírami	Rozdíl [%]
σ_{ov} [N.mm ⁻²]	43,99	48,50	9,3
v_{max} [mm]	3,684	3,919	6

Návrhový výpočet svěrné objímky

Objímka je konstruována jako svěrný spoj s jednostranně rozříznutým nábojem, kde je nosné rameno přivařeno k objímce na protilehlé straně od průřezu dle obr. 25.



Obr. 25.: Schematické znázornění svěrné objímky

Toto řešení předpokládá, že při pravé straně náboje existuje kloub a je přijatelné jen v případě, kdy mezi sloupem a objímkou je minimální vůle, či raději mírný přesah (H7/n6 až H7/p6). Při větší vůli by bylo nutné zvětšit celkové předpětí ve šroubech o sílu, potřebnou na ohybovou deformaci náboje. [13, str. 86]

Axiální síla F_A , které musí svěrný spoj čelit, se určí ze součtu celkového zatížení na jeden nosník dle (3.2.2.1) a vlastní tíhy nosného ramene:

$$F_A = G + m_r \cdot g = 628 + 19 \cdot 9,81 = 814 \text{ [N]} \quad (3.2.2.6)$$

Svěrná síla N se určí z podmínky únosnosti spoje:

$$k \cdot F_A \leq f \cdot N \rightarrow N = \frac{k \cdot F_A}{f} = \frac{1,5 \cdot 814}{0,1} = 12210 \text{ [N]} \quad (3.2.2.7)$$

Při jednostranném umístění šroubů se předpětí ve šroubech Q_0 obvykle řeší z momentové rovnováhy sil, kde počet šroubů je volen $i = 2$. [13, str. 86]:

$$N \cdot c = i \cdot Q_0 \cdot b \quad (3.2.2.8)$$

$$Q_0 = \frac{N \cdot c}{i \cdot b} = \frac{12210 \cdot 128}{2 \cdot 290} = 2695 \text{ [N]} \quad (3.2.2.9)$$

Výpočet průměru šroubů (zvolena pevnostní třída 8.8) [18, str. 50]:

$$S_3 \geq \frac{Q_0}{0,7 \cdot \sigma_{kt}} = \frac{2695}{0,7 \cdot 630} = 6,1 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.2.2.10)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,1}{\pi}} = 2,79 \text{ [mm]} \quad (3.2.2.11)$$

Průměru d_3 by odpovídal šroub M4. S ohledem na okolní konstrukci a fakt, že šroub musí deformovat objímku jsou však po konzultaci v TMT voleny šrouby M12.

Pevnostní kontrola použitých šroubů M12 [18, str. 50]:

$$\sigma_t = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2695}{\frac{\pi \cdot 10,16^2}{4}} = 33,24 [N \cdot mm^{-2}] \quad (3.2.2.12)$$

$$\tau = \frac{M_{KZ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{2890}{\frac{\pi \cdot 10,16^3}{16}} = 14,03 [N \cdot mm^{-2}] \quad (3.2.2.13)$$

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,5}{\pi \cdot 11,026} = 0,0433 [1] \quad (3.2.2.14)$$

$$M_{KZ} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 2695 \cdot \frac{11,026}{2} \cdot 0,1945 = 2890 [N \cdot mm] \quad (3.2.2.15)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{33,24^2 + 3 \cdot 14,03^2} = 41,2 [N \cdot mm^{-2}] \quad (3.2.2.16)$$

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{630}{41,2} = 15,3 \gg k_{min} = 1,2 [1] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.2.2.17)$$

Kontrola tlaku mezi sloupem a objímkou [18, str. 50]:

$$p_0 = \frac{4 \cdot i \cdot Q_0}{\pi \cdot 0,5 \cdot y \cdot d_H} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 2695}{\pi \cdot 0,5 \cdot 150 \cdot 245} = 0,37 [N \cdot mm^{-2}] \quad (3.2.2.18)$$

$$p_0 \ll p_D = 40 [N \cdot mm^{-2}] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.2.2.19)$$

Výpočet potřebného momentu na klíči [13, str. 33]:

$$M_{KK} = M_{TM} + M_{KZ} = 5572 + 2890 = 8462 [N \cdot mm] \quad (3.2.2.20)$$

$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_M \cdot 0,75 \cdot d_2 = 2695 \cdot 0,25 \cdot 0,75 \cdot 11,026 = 5572 [N \cdot mm] \quad (3.2.2.21)$$

Návrhový výpočet sevření šrouby v kombinaci s použitím kolíků

Při tomto řešení bude objímka uložena na sloupu s vůlí 2 mm. Axiální fixace bude zajištěna šrouby, které budou umístěny po obvodu objímky v dírách se závity dle obr. 26. Poté, co bude dopravníková trať kompletně smontována a seřízena se objímka navíc zajistí kolíky skrze otvory vyvrtané v místech děr se závity. Šrouby se navíc zajistí svarem, aby vlivem vibrací nemohlo dojít k povolání. Nosné rameno bude k objímce přivařeno a vyztuženo žebry dle obr. 26.

Svěrná síla je dle (3.2.2.6) $N = 12\,210 [N]$. Počet šroubů je volen $i = 6$. Montážní předpětí je:

$$Q_0 = \frac{N}{i} = \frac{12210}{6} = 2035 [N] \quad (3.2.2.22)$$

Výpočet průměru šroubů (zvolena pevnostní třída 8.8) [18, str. 50]:

$$S_3 \geq \frac{Q_0}{0,7 \cdot \sigma_{kt}} = \frac{2035}{0,7 \cdot 630} = 4,6 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.2.2.23)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,6}{\pi}} = 2,42 \text{ [mm]} \quad (3.2.2.24)$$

Průměru d_3 by odpovídal šroub M3,5. Jelikož je však styková plocha mezi šroubem a sloupem teoreticky přímka, jsou za účelem zvětšení stykové plochy, kvůli příznivějším tlakům mezi šroubem a sloupem, po konzultaci v TMT, voleny šrouby M8.

Pevnostní kontrola použitých šroubů M8 [18, str. 50]:

$$\sigma_t = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2035}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 62 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]} \quad (3.2.2.25)$$

$$\tau = \frac{M_{kz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{1500}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 28,3 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]} \quad (3.2.2.26)$$

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 0,055 \text{ [1]} \quad (3.2.2.27)$$

$$M_{kz} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 2035 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot 0,205 = 1500 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (3.2.2.28)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{62^2 + 3 \cdot 28,3^2} = 79 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]} \quad (3.2.2.29)$$

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{630}{79} = 8 \gg k_{min} = 1,2 \quad \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.2.2.30)$$

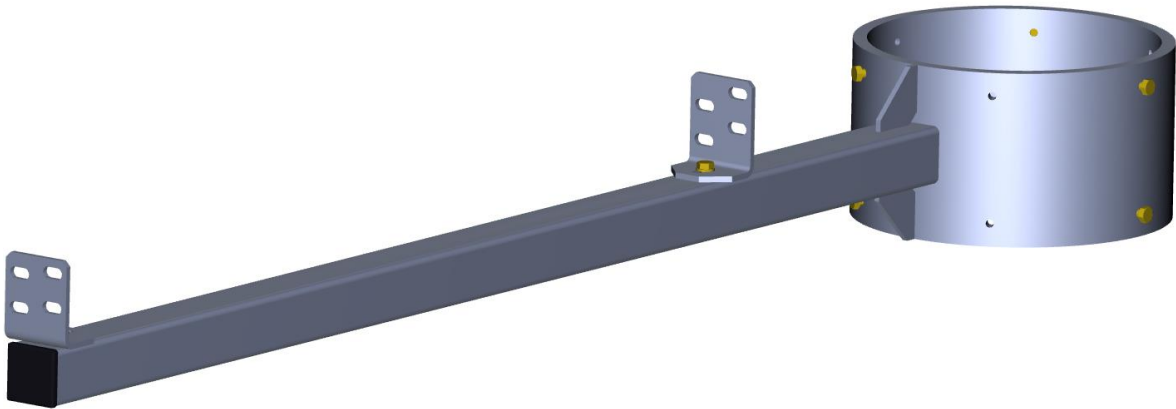
Při návrhovém výpočtu kolíků bude zanedbán účinek svěrné síly od šroubů a bude se tak uvažovat namáhání axiální silou F_A dle (3.2.2.5). Jsou voleny kolíky 8 x 30 ČSN EN ISO 2338, aby je bylo možné umístit do děr vyvrtaných skrze neobsazené závity objímky. Následně je řešen počet potřebných kolíků.

$$\tau_s = \frac{F_A}{i \cdot S} = \frac{F_A}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_D \quad (3.2.2.31)$$

$$i = \frac{F_A}{\tau_D \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} = \frac{814}{50 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 0,32 \quad (3.2.2.32)$$

Z podmínky únosnosti je patrné, že by stačil jeden kolík. Aby se axiální síla rozložila symetricky po obvodu objímky, budou použity po konzultaci v TMT tři kolíky.

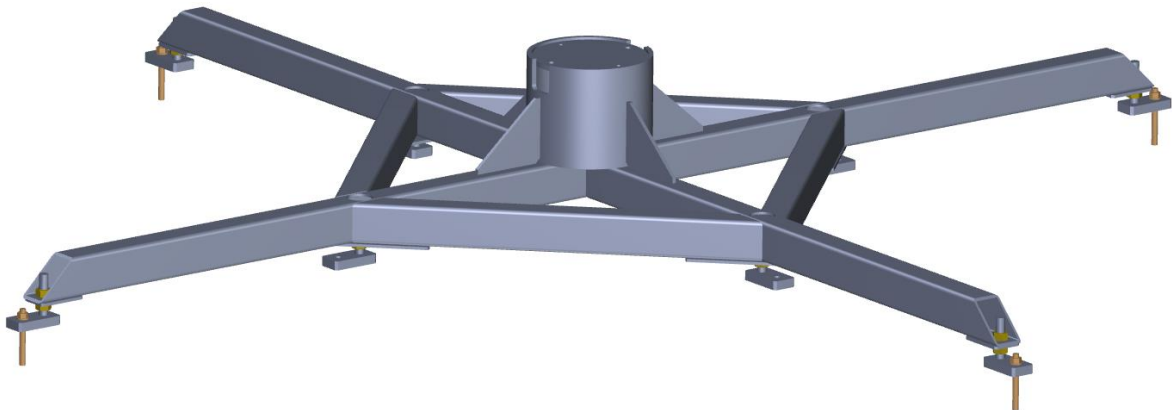
Z důvodu jednodušší výroby bylo po konzultaci v TMT zvoleno sevření šrouby v kombinaci s použitím kolíků. Výsledný model nosného ramene je na obr. 26.



Obr. 26.: Nosné rameno

3.2.3. Spodní rám

Spodní rám je konstruován především s ohledem na co největší tuhost, aby byly co možná nejlépe potlačeny vibrace spojené s průjezdem pneumatik. Pro připojení segmentu sloupu je v jeho ose přivařena koncovka, která je řešena stejně jako konce segmentu sloupu. Aby se daly eliminovat nerovnosti podlahy, je rám uložen na stavitelných patkách. Ty budou ukotveny do země. Technologické otvory v profilech pro připevnění patek jsou vyztuženy přivařenými výztuhami. Výsledný model spodního rámu je na obr. 27.



Obr. 27.: Spodní rám

3.3. Brzdný systém

Jako nejvhodnější řešení brzdného systému bylo po konzultaci v TMT zvoleno otočné rameno připevněné k torzní pružině. Z důvodu nejasností ohledně třecích a valivých odporů by bylo obtížné dopředu určit, jak moc bude pneumatika při průjezdu dopravníkovou tratí vlivem gravitace zrychlovat. Bude proto vytypována sada pružin na základě jejich účinků na zpomalení pneumatiky od zkrutného momentu pružiny. Účinky těchto pružin budou experimentálně otestovány při zkoušce funkčnosti dopravníku. Použije se pouze ta pružina, která bude nejlépe vyhovovat.

Návrhový výpočet pružiny

Aby bylo zřejmé, v jakých řádech se při výpočtech pohybovat, je potřeba zjistit velikost kinetické energie při průjezdu 20 kg pneumatiky s maximální možnou rychlostí 50 m.min⁻¹.

$$E = \frac{1}{2} m_p v^2 = \frac{1}{2} \cdot 20 \cdot \left(\frac{50}{60}\right)^2 = 6,94 [J] \quad (3.3.1)$$

Dále je provedena analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané úbytky kinetických energií. Vztah pro výpočet rychlosti v_1 před brzdícím účinkem pružiny (3.3.3) je odvozen ze vztahu úbytku kinetických energií (3.3.2). Při výpočtu se uvažuje, že pneumatika je zpomalena brzdícím účinkem pružiny na rychlost v_2 , která je rovna vstupní rychlosti pneumatiky na gravitační dopravníkovou trať, tedy $v_2 = 25 \text{ m.min}^{-1} = 0,417 \text{ m.s}^{-1}$. Rozdíl těchto dvou rychlostí je pak vyjádřen vztahem (3.3.4). Analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané úbytky kinetických energií, provedená dle uvedených vztahů, je shrnuta v tab. 5.

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \frac{1}{2} m_p v_1^2 - \frac{1}{2} m_p v_2^2 \quad (3.3.2)$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta E}{m_p} + v_2^2} \quad (3.3.3)$$

$$\Delta v = v_1 - v_2 \quad (3.3.4)$$

Výpočet rychlostních změn pro $\Delta E = 1 \text{ J}$:

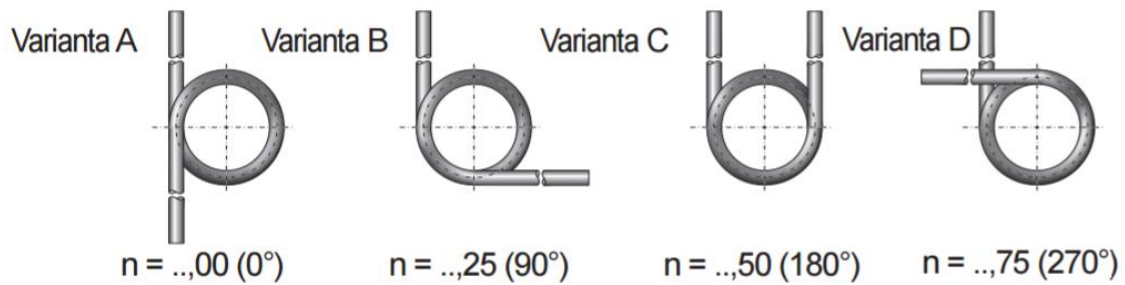
$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta E}{m_p} + v_2^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1}{20} + 0,417^2} = 0,523 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.3.5)$$

$$\Delta v = v_1 - v_2 = 0,523 - 0,417 = 0,106 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.3.6)$$

Tab. 5.: Analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané úbytky kinetických energií

$\Delta E [J]$	$v_1 [m.s^{-1}]$	$v_1 [m.min^{-1}]$	$\Delta v [m.s^{-1}]$	$\Delta v [m.min^{-1}]$
1	0,523	31,4	0,106	6,4
2	0,611	36,7	0,195	11,7
3	0,688	41,3	0,271	16,3

Tato řada rychlostních změn, která vyšla z analýzy je vyhovující. Dále je potřeba vybrat sadu pružin, jejichž brzdící účinky by přibližně odpovídaly zvoleným úbytkům kinetických energií z tab. 5. Z ekonomických důvodů je výhodné vybrat standardně vyráběné pružiny z katalogu [19]. Pro náš účel konstrukce je vhodné tangenciální provedení zkrutných levotočivých pružin, které jsou dostupné ve čtyřech variantách dle obr. 28. Ideální je varianta D, případně lze však použít i varianty A, B, a C za předpokladu, kdy se montážně předepnou o 270°, 180°, respektive o 90°.



Obr. 28.: Varianty zkrutných tangenciálních pružin [19]

Limitujícími kritérii při výběru pružin jsou také průměr vodícího trnu D_d a maximální povolená výchylka α_{\max} . Průměr vodícího trnu by měl být po konzultaci v TMT alespoň 15 mm z důvodu dostatečné tuhosti. Maximální povolená výchylka pak musí být s určitou bezpečností větší než výchylka reálná, která se skládá z případného předepnutí a úhlu vytočení otočného ramene.

Energie absorbovaná konkrétní pružinou při průjezdu pneumatiky se vypočítá dle vztahu (3.3.7), kde R_{mr} je tuhost vybrané pružiny [19]:

$$\Delta E = W = \frac{R_{mr} \cdot \alpha^2 \cdot \pi}{360 \cdot 1000} \quad (3.3.7)$$

Výpočet absorbované energie pro pružinu M20L23, kde $R_{mr} = 7,03 \text{ N.mm/}^\circ$:

$$\Delta E = W = \frac{R_{mr} \cdot \alpha^2 \cdot \pi}{360 \cdot 1000} = \frac{7,03 \cdot 100^2 \cdot \pi}{360 \cdot 1000} = 0,613 \text{ [J]} \quad (3.3.8)$$

Analýza absorbovaných energií vytypovanými pružinami při průjezdu pneumatiky je shrnuta v tab. 6.

Tab. 6.: Analýza absorbovaných energií vytypovanými pružinami

Katalogové číslo	Provedení	d_d [mm]	D_d [mm]	R_{mr} [N.mm/°]	α_{\max} [°]	α [°]	ΔE [J]
M20L23	D	2	17	7,03	151	100	0,613
M28L23	D	2,8	21	21,47	128	100	1,874
M20L60	A	3,6	17	2,7	396	370	3,226

Analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané pružiny, provedená dle vztahů (3.3.3) a (3.3.4), je shrnuta v tab. 7.

Výpočet rychlostních změn pro pružinu M20L23, kde $\Delta E = 0,613 \text{ J}$:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta E}{m} + v_2^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,613}{20} + 0,417^2} = 0,485 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.3.9)$$

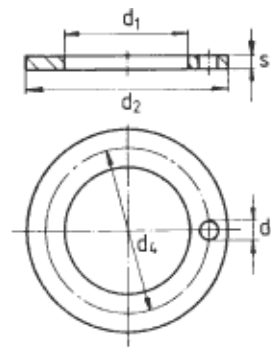
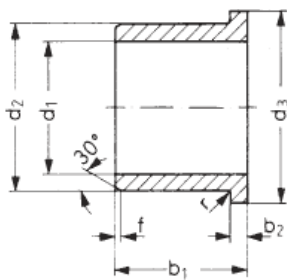
$$\Delta v = v_1 - v_2 = 0,485 - 0,417 = 0,068 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.3.10)$$

Tab. 7.: Analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané pružiny

Katalogové číslo	v_1 [m.s ⁻¹]	v_1 [m.min ⁻¹]	Δv [m.s ⁻¹]	Δv [m.min ⁻¹]
M20L23	0,485	29	0,068	4
M28L23	0,601	36	0,184	11
M20L60	0,704	42	0,289	17

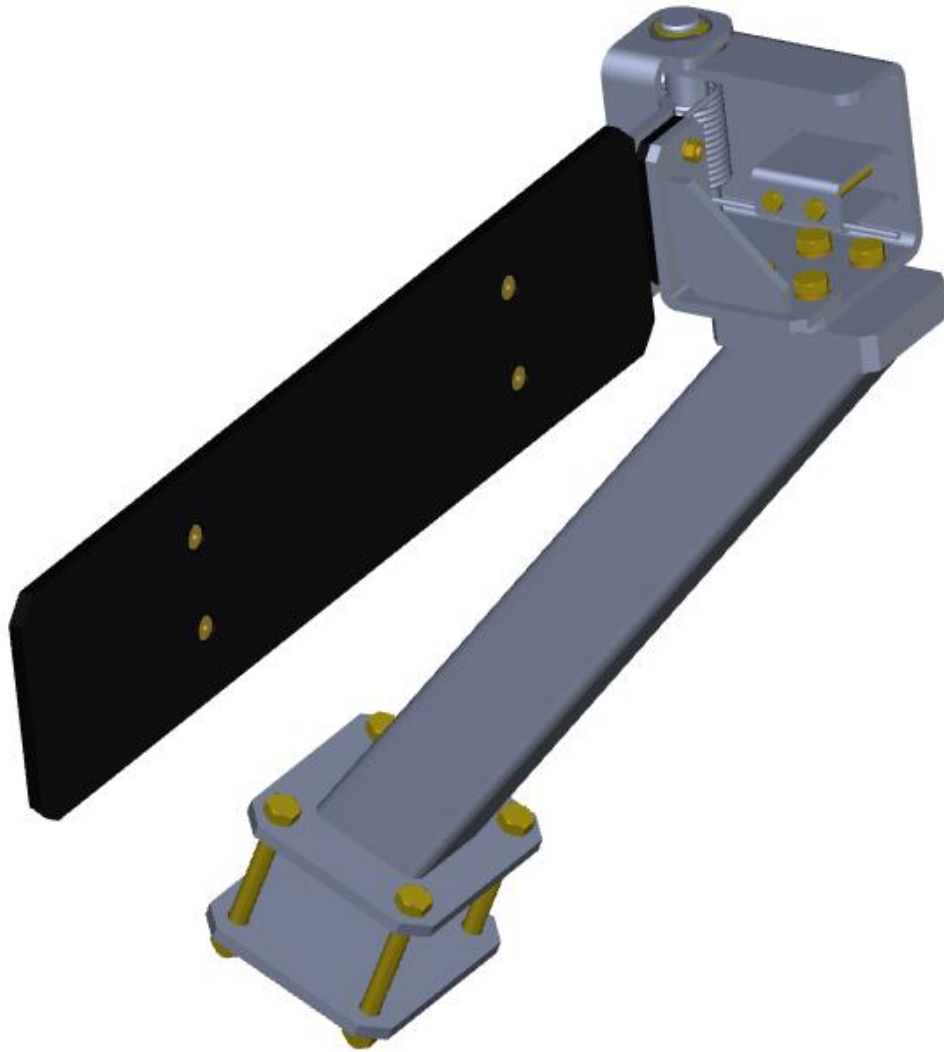
Konstrukční poznámky k brzdnému systému

Brzda bude připevněna svěrně k nosnému rameni v prostoru mezi sloupem nosné konstrukce a dopravníkovou tratí. Bude tak možné montážně doladovat úhel vytočení ramene při průjezdu pneumatiky v závislosti na poloze držáku brzdy vůči dopravníkové trati. Držák brzdy je pod takovým úkošem, aby otočné rameno kopírovalo směr stoupání šroubovice. Otočný mechanismus tvoří dva ohýbané výpalky z plechu, které jsou spojeny čepem. Jako mezikusy mezi výpalky a čepem jsou použita otěruvzdorná kluzná pouzdra od firmy Iigus GFM-1719-16 (obr. 29) a GTM-2036-015 (obr. 30) [20].


Obr. 29.: Pouzdro GFM-1719-16 [20]
Obr. 30.: Kroužek GTM-2036-015 [20]

Čep je axiálně jištěn pojistnými kroužky. Na čepu je nasunuta pružina, jejíž první konec je opřený o otočné rameno a druhý o nastavovací plech, jímž lze částečně nastavit předepnutí pružiny. Délka otočného ramene je přizpůsobena tak, aby se rameno při průjezdu největší možné pneumatiky vytočilo o 100°, s kterými byl proveden návrhový výpočet pružiny. Dorazová plocha otočného ramene je vyrobena z ultravysokomolekulárního polyethylenu, což je vysoce odolný konstrukční plast, velice odolný vůči abrazi a opotřebení.

Výsledný model brzdy je na obr. 31.



Obr. 31.: Brzda

4. Závěr

V rámci této bakalářské práce byl proveden návrh spirálového gravitačního dopravníku pro dopravu pneumatik, zadaného firmou TMT spol. s.r.o. Chrudim. V rešerši byly shrnuty požadavky na konstrukci. Zejména bylo nutné brát zřetel na modulární řešení, technologičnost konstrukce s ohledem na výrobní prostředky v TMT a dodržení zadaných rozměrů. Všechny tyto aspekty byly respektovány a promítly se do výsledného návrhu. Dále byl proveden výzkum již existujících řešení na trhu, včetně uvedení různých variant provedení jednotlivých konstrukčních částí, tedy dopravníkové trati, nosné konstrukce a brzdného systému.

V konstrukční části byly provedeny návrhové výpočty zadavatelem vybraných variant částí dopravníku a jejich výsledný design. Pozornost byla věnována těmto výpočtům: výpočet rozměrů rozvinu horizontálně orientovaného plechu L profilu vnitřního kladičkového vedení; návrhový výpočet šroubů spojujících segmenty sloupu; pevnostní analýza nosného ramene; návrhový výpočet svěrné objímky; návrhový výpočet sevření šrouby v kombinaci s použitím kolíků; návrhový výpočet pružiny. Pevnostní analýza nosného ramene byla provedena jak analytickým výpočtem, tak metodou konečných prvků v softwaru Abaqus. Tyto metody pak byly porovnány. Výsledný design modelu spirálového gravitačního dopravníku je na obr. 32.

Součástí práce jsou dvě přílohy: návrhový výkres sestavy a 3D model v elektronické podobě ve formátu .pdf, se kterým lze libovolně pohybovat. Tvorba 3D modelu a návrhového výkresu sestavy byla provedena v CAD softwaru Creo Parametric.

Jelikož se zadavatel rozhodl tento spirálový gravitační dopravník na základě této práce vyrobit, nelze pochybovat o tom, že bakalářská práce splnila svůj účel.



Obr. 32.: Spirálový gravitační dopravník

Použitá literatura

- [1] Rozsah činnosti. *T M T spol. s r.o. Chrudim* [online]. [cit. 2017-03-16]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/rozsah-cinnosti>
- [2] Spiral Conveyors. *Apollo* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.apollobv.com/products-services/vertical-conveying/spiral-conveyors/>
- [3] Conveying with Spiral Conveyors. *Cisco-Eagle* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.cisco-eagle.com/catalog/c-4269-spiral-conveyors.aspx>
- [4] All Vertical Spiral Conveyors. *Bastian Solutions* [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <https://www.bastiansolutions.com/shop/conveyor/vertical-spiral-conveyors>
- [5] TMT spol. s.r.o. Chrudim. *Katalog modulů linek* [online]. [cit. 29.3.2017]. Dostupný na WWW: <http://katalog.tmt.cz/4280-spiralovy-kladickovy-dopravnik>
- [6] ROLLCONTECH s.r.o. *Dopravníky* [online]. [cit. 29.3.2017]. Dostupný na WWW: http://www.rollcontech.cz/obrazky/161cz_9_600x600.jpg
- [7] TECHNOLOGY s.r.o. *Válečková zatáčka* [online]. [cit. 29.3.2017]. Dostupný na WWW: <http://www.technology.cz/balici-stroje/dopravnikove-zatacky/valeckova-zatacka/>
- [8] TUFF AUTOMATION. *Specialty Conveyors* [online]. [cit. 9.4.2017]. Dostupný na WWW: <http://www.tuffautomation.com/specialty-conveyors.html>
- [9] ROLLCONTECH s.r.o. *Brzdící válce* [online]. [cit. 15.4.2017]. Dostupný na WWW: <http://www.rollcontech.cz/119-brzdici-valce.html>
- [10] Kartáče Souček. *Lišty pro průmysl* [online]. [cit. 15.4.2017]. Dostupný na WWW: <http://www.kartace.com/vyroba-kartacu/specialni-kartace/listy-pro-prumysl>
- [11] KRAUS GMBH. *Conveyor-Rollers* [online]. [cit. 9.4.2017]. Dostupný na WWW: http://www.kraus-austria.com/fileadmin/downloads/Tragrollen_E.pdf
- [12] LASKOWSKI, Max a Georg JOHN. *Rozvinuté součásti z plechu* [online]. 3., nezměn. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1975.
- [13] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008.
- [14] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. Vyd. 3. Praha: ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3
- [15] Kvadratický moment průřezu jáklu. *E-konstruktor* [online]. [cit. 2017-02-10]. Dostupné z: <http://e-konstruktor.cz/technicke-vypocty/14-kvadraticky-moment-a-modul-prurezu-v-ohybu/104-kvadraticky-moment-prurezu-jaklu>
- [16] Cvičení 2: Nosník. *Metoda konečných prvků pro Biomechaniku* [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkpb/cv01.htm>
- [17] ČSN 11523 – konstrukční ocel. *CZ FERRO - STEEL* [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/trubky4-11523.pdf>
- [18] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. 2. přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1995.
- [19] PK SERVIS. *Pružiny Hennlich* [online]. [cit. 29.4.2017]. Dostupné z: http://www.pksevis.com/data/web/upload/29_hennlich/katalog-pruziny-hennlich.pdf
- [20] IGUS. *Ložiska Iglidur G pro víceúčelové použití* [online]. [cit. 29.4.2017]. Dostupné z: http://www.igus.cz/iPro/iPro_02_0001_0000_CZcs.htm?c=CZ&l=cs

Seznam obrázků

- Obr. 1.: Požadované rozměry dopravníku zadané firmou TMT
- Obr. 2.: Gravitační spirálový dopravník od firmy Apollo VTS B.V. [2]
- Obr. 3.: Příklad kladičkové tratě [5]
- Obr. 4.: Příklad válečkové tratě s dvěma válečky [6]
- Obr. 5.: Příklad válečkové tratě s kuželovými válečky [7]
- Obr. 6.: Kladička NR 20 od firmy Kraus GmbH [8]
- Obr. 7.: Půdorys konstrukčního řešení od firmy Apollo VTS B.V. [2]
- Obr. 8.: Konstrukčního řešení od firmy TUFF Automation [9]
- Obr. 9.: Brzdový válec EBT [9]
- Obr. 10.: Brzdový válec EBR [9]
- Obr. 11.: Kartáčové lišty [10]
- Obr. 12.: Brzdový systém od firmy Apollo VTS B.V. [2]
- Obr. 13.: Váleček Serie 3700 od firmy Kraus GmbH [8]
- Obr. 14.: Výsledný rozvinutý tvar
- Obr. 15.: Segment dopravníkové trati
- Obr. 16.: Konstrukční řešení konce trubky sloupu
- Obr. 17.: Uložení čepu
- Obr. 18.: Kinematické poměry pneumatiky
- Obr. 19.: Schématické znázornění výpočtového modelu
- Obr. 20.: Segment sloupu
- Obr. 21.: Výpočtový model a průřez nosného ramene
- Obr. 22.: Schéma řešení průhybu
- Obr. 23.: Napěťová analýza idealizovaného nosníku
- Obr. 24.: Napěťová analýza nosníku s dírami
- Obr. 25.: Schématické znázornění svěrné objímky
- Obr. 26.: Nosné rameno
- Obr. 27.: Spodní rám
- Obr. 28.: Varianty zkrutných tangenciálních pružin [19]
- Obr. 29.: Pouzdro GFM-1719-16 [20]
- Obr. 30.: Kroužek GTM-2036-015 [20]
- Obr. 31.: Brzda
- Obr. 32.: Spirálový gravitační dopravník

Seznam tabulek

Tab. 1.: Specifikace přepravovaných pneumatik

Tab. 2.: Rozměry šroubové plochy

Tab. 3.: Porovnání výsledků analytického řešení s MKP řešením bez děr

Tab. 4.: Porovnání výsledků MKP řešení bez děr s MKP řešením s dírami

Tab. 5.: Analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané úbytky kinetických energií

Tab. 6.: Analýza absorbovaných energií vytypovanými pružinami

Tab. 7.: Analýza rychlostních změn pneumatiky pro vybrané pružiny

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Návrhový výkres sestavy spirálového gravitačního dopravníku

Příloha č. 2 – 3D model spirálového gravitačního dopravníku (pouze na CD)