



# Inovace pásového dopravníku P22

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 3909T010 – Inovační inženýrství  
*Autor práce:* **Bc. Petr Jankovský**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Jankovský**  
Osobní číslo: **S14000503**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Inovační inženýrství**  
Název tématu: **Inovace pásového dopravníku P22**  
Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

### Z á s a d y   p r o   v y p r a c o v á n í :

Inovujte pásový dopravník P22 pro přepravu směsi sklářského kmene. Navrhněte nové profily konstrukce dráhy pasu a jejich uspořádání. Při návrhu se zaměřte především na snížení hmotnosti a výrobní ceny konstrukce. Zařízení navrhněte podle standardů a používaných technologií dle zadávající firmy.

- 1) Inovujte stávající pásový dopravník P22.
- 2) Popište stávající stav a proveďte jeho zhodnocení.
- 3) Proveďte několik inovačních návrhů řešení a jejich zhodnocení.
- 4) Určete optimální variantu dle zvolených kritérií a k nim přiřazených váhových faktorů.
- 5) Sestavte rozhodovací tabulku a proveďte výběr varianty pro realizaci.
- 6) Na vybranou variantu zpracujte úplný konstrukční návrh včetně výrobně technické dokumentace a ekonomického zhodnocení.





Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby  
Rozsah pracovní zprávy: 50  
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická  
Seznam odborné literatury:

- [1] PEŠÍK, L. *Části strojů. 1. díl.* Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7083-938-4  
[2] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7083-939-2  
[3] LEINVEBER, J. a VÁVRA, P. *Strojníkové tabulky.* Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7  
[4] MAŠÍN, I. a ŠEVČÍK, L. *Metody inovačního inženýrství.* Liberec: IPI 2006. ISBN 80-903533-0-4  
[5] STEHLÍK, J. *Dopravníky.* Liberec: Technická univerzita, 2004. ISBN 80-7083-888-4  
[6] ŠKALOUD, M. *Tenkostěnné ocelové konstrukce z profilů tvarovaných za studena.* Praha: SNTL 1963. ISBN 04-708-63  
[7] ČSN EN 1991-1-1. *Zatížení konstrukcí - Část 1.1. Obecná zatížení - Objemové tíhy, vlastní tíha a užitná zatížení pozemních staveb (3.2004)*  
[8] ČSN EN 1090-2. *Provádění ocelových konstrukcí a hliníkových konstrukcí - část 2. Technické požadavky na ocelové konstrukce (1.2012)*  
[9] ČSN ISO 2148. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladu. Terminologie. (4.1993)*  
[10] ČSN ISO 1537. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korýtkovým doprav. profilem (jiné než přenosné). Válečky (4.1993)*  
[11] ČSN ISO 1535. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korýtkovým doprav. profilem (jiné než přenosné). Dopravní pásy. (5.1993)*

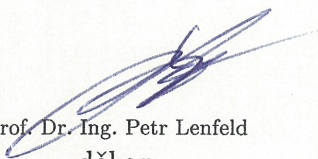
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**

Katedra částí a mechanismů strojů


Konzultant diplomové práce: **Ing. Ludmila Dušková**

Datum zadání diplomové práce: **14. listopadu 2014**

Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2015**

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 14. listopadu 2014

## Prohlášení

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

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

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

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

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

Datum:

Podpis:

## Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. z katedry částí a mechanismů strojů na Technické univerzitě v Liberci za poskytnutý čas a připomínky. Dále pak své konzultantce Ing. Ludmile Duškové z firmy Transys spol. s r.o. za poskytnuté podklady, připomínky a čas strávený při konzultacích dané problematiky.

TÉMA: Inovace pásového dopravníku P22.

ANOTACE:

Diplomová práce se zabývá inovací pásového dopravníku P22 pro přepravu sklářského kmene. Inovace je zaměřena na návrh nové nosné konstrukce a pohonné jednotky zařízení. Po identifikaci nedostatků jsou zpracovány 4 varianty možných řešení. Z těchto je vybrána jedna, která je dále rozpracovaná a ověřena výpočty. Součástí práce je výkresová dokumentace nově navržených součástí. V závěru práce jsou zhodnoceny přínosy inovace.

Klíčová slova: Inovace, pásový dopravník, nosná konstrukce

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů

Dokončeno: 2015

Archivní označení zprávy:

THEME: Innovation of conveyor belt P22.

ANOTATION:

The diploma thesis deals innovation of conveyor belt P22 for transporting the glass batch. Innovation is focused on the design of new supporting structures and the drive unit of device. 4 possible variants are processed after identifying. One is chosen of these, which is further elaborated and verified by the calculations. The work includes design documentation of newly designed components. Evaluated are the benefits of innovation in the conclusion of diploma thesis.

Key words: Innovation, conveyor belt, supporting structures

# Obsah

1	Úvod .....	10
1.1	Cíle práce .....	12
2	Současné řešení pásového dopravníku P22.....	14
2.1	Popis pásového dopravníku P22.....	14
2.1.1	Poháněcí stanice.....	14
2.1.2	Dráha pásu.....	15
2.1.3	Vratná stanice.....	16
2.1.4	Boční vedení .....	17
2.1.5	Gumový pás.....	18
2.2	Mechanické vlastnosti dráhy .....	18
2.3	Nevýhody současného řešení konstrukce dráhy pásu .....	19
3	Návrhy konceptů .....	20
3.1	Inovační prohlášení.....	20
3.1.1	Koncept 1.....	20
3.1.2	Koncept 2.....	24
3.1.3	Koncept 3.....	28
3.1.4	Koncept 4.....	32
3.2	Výběr finálního konceptu .....	35
3.2.1	Srovnávací kriteria.....	35
3.2.2	Hrubý výběr - porovnání navržených variant s původním řešením.....	36
3.2.3	Váhy hodnotících kriterii .....	37
3.2.4	Podrobný výběr .....	37
4	Konstrukce vybraného řešení.....	39
4.1	Pohon pásového dopravníku .....	39
4.1.1	Výpočet upevňovacích šroubů elektroválce .....	41



4.1.2	Výpočet upevňovacích šroubů šikmé vzpěry .....	44
4.1.3	Výpočet upevňovacích šroubů T konzole.....	48
4.1.4	Výpočet hlavních upevňovacích šroubů.....	50
4.1.5	Kontrola šikmé vzpěry při namáhání na vzpěr .....	50
4.1.6	Kontrola dráhy při přetížení .....	53
5	Závěr .....	56
	Seznam použitých zdrojů .....	58
	Seznam obrázků .....	59
	Seznam tabulek .....	61
	Seznam příloh .....	62

## Seznam použitých zkratek:

PD – Pásový dopravník

spol. s r.o. – společnost s ručením omezeným

$Q_m$  [t/hod] – přepravní kapacita

$m$  [kg] - hmotnost

$L$  [mm] – délka

$L_{max}$  [mm] – maximální délka

$L_p$  [m] – přepravní vzdálenost

$d$  [mm] – průměr

$P$  [kW] – výkon

$t$  [mm] – tloušťka

$F$  [N] – síla

$F_{kr}$  [N] – kritická síla

$F_T$  [N] – třecí síla

$F_Q$  [N] – tažná síla ve šroubovém spoji

$F_N$  [N] – normálová síla

$M_u$  [Nm] - utahovací moment

$\tau_k$  [MPa] - napětí v krutu

$\delta_{red}$  [MPa] – redukované napětí

$y$  [mm] – deformace

$y_{max}$  [mm] – maximální deformace

$y_D$  [mm] – dovolená deformace

$E$  [MPa] – modul pružnosti

$\delta$  [MPa] – napětí

$\delta_{max}$  [MPa] – maximální napětí

$\delta_D$  [MPa] – dovolené napětí

$p_D$  [MPa] – dovolený tlak v závitě šroubového spoje

$J$  [mm<sup>4</sup>] - kvadratický moment průřezu

MKP – metoda konečných prvků

[%] – procento

[Kč] – Korun českých

# 1 Úvod

Zadavatelem práce je společnost TRANSYS spol. s.r.o. Chrudim, byla založena v roce 1992. Zakladateli společnosti byli odborníci s dlouholetou praxí v oboru projektování transportních zařízení pro technologické závody, skládky a povrchové doly a jim příslušných ocelových konstrukcí. Mezi hlavní činnosti společnosti patří zařízení pro přepravu a skladování sypkých materiálu jako jsou pásové dopravníky, radlery, elevátory, šnekové dopravníky, sila, transportní mosty a věže.

Snahou každé společnosti je maximálně obstát v tvrdém konkurenčním prostředí a neustále se rozvíjet. Pro kladný rozvoj obchodních a výrobních společností je důležité neustále zlepšování nabízených produktů a služeb. Snížení konkurenceschopnosti by v důsledku mohlo znamenat odliv zákazníků. Zlepšování se musí týkat stejnou měrou kvality a trvanlivosti produktů, ale samozřejmě i jejich ceny. V dnešní době je cena opravdu jedním z hlavních rozhodujících faktorů při výběru dodavatelů. Tím není myšleno, že by kvalita byla vedlejší. Spíše to znamená, že kvalita je předpokládána automaticky, zvláště v případech, kdy je chybný provoz zařízení úzce spojen s ohrožením lidského života.

Jedním ze způsobů jak se neustále zlepšovat je hledání nových přístupů v navrhování produktů. Je nutné si položit zásadní otázku, zda je ke splnění požadavků na kvalitu a trvanlivost produktu opravdu nutné produkty dimenzovat na tak vysokou úroveň. Rozvoj softwarových nástrojů pro kontrolu a výpočty konstrukcí nabízí možnost navrhovat nová řešení bez předchozích reálných zkušeností. Díky tomu je možné navrhnout vždy optimální produkt splňující potřebné požadavky.

Výrobky typu pásový dopravník se z velké části skládají z dodávaných dílů. Díly jsou nakupované od subdodavatelů, kteří je vyrábí ve větších sériích. Jejich ceny podléhají rovněž konkurenčnímu boji a většinou nenabízejí velké možnosti ke snížení nákladů. Hlavní možnost úspory nabízí nosná konstrukce, která je vždy navrhovaná pro konkrétní zakázku. Zde se tedy otevírají možnosti ke splnění požadavků zákazníka na daný produkt při zachování potřebné kvality a nízkých výrobních nákladů.

Dalším faktorem vstupujícím do návrhů tohoto typů výrobků je jejich montáž v místě provozu. Ty jsou často montovány v již hotových provozech, kde je nutné vzít v úvahu i způsob dopravy dílů na konkrétní místo určení. Výrazným prvkem v tomto ohledu je rozměr

a hmotnost jednotlivých dílů a součástí. Značná náročnost transportu může mít za následek výrazný nárůst celkové ceny zakázky.

Tato práce se bude zabývat inovací pasového dopravníku a především jeho nosné konstrukce. Optimalizace se zaměří především na hmotnost konstrukce a náklady spojené s nákupem potřebných prvků.

## 1.1 Cíle práce

Cílem práce je inovace pásového dopravníku P22, který slouží k přepravě sklářského kmene ve výrobním závodě Vetropack Moravia Glass a.s. v Kyjově. Celková přepravní vzdálenost je téměř 16 [m] a přepravní kapacita tohoto zařízení je 76 [t/hod]. Inovace se zaměří především na dráhu pásu a na jeho pohonnou jednotku. Inovace se nebude zabývat technologickým vybavením dopravníku, jako jsou nosné válečky, boční vedení, zakrytí dráhy a jiné prvky které vycházejí z druhu přepravovaného materiálu. Důvodem k zadání této práce je snaha výrobce zařízení, společnosti Transys spol. s.r.o., prozkoumat jiné možnosti při návrzích nosných konstrukcí pásových dopravníků.

U nosné konstrukce je hlavním požadavkem snížení hmotnosti konstrukce a snížení pořizovacích nákladů na použitý materiál. Toho bude dosaženo změnou použitých profilů a jejich uspořádáním. V současném řešení jsou použity až zbytečně robustní a nákladné profily U100 pro podélníky nosné dráhy. Dalším požadavkem je zachovat výrobní jednoduchost, možnost snadné přepravy na místo montáže a s tím spojenou snadnou montáž celého zařízení. Zadavatel požaduje zachovat mechanické vlastnosti dráhy pásu na podobné úrovni.

V případě pohonné jednotky je hlavním požadavkem snížení prostorové náročnosti při zástavbě tohoto zařízení, při zachování odolnosti zařízení, nízkých provozních a servisních nákladů. V současném stavu je dopravník pohaněn třífázovým elektromotorem o výkonu 5,5 [kW], s poháněcím bubnem je spojen přes plochou převodovku s čelním ozubením.

Na začátku práce bude představeno a popsáno současné řešení celého dopravníku, včetně účelu jednotlivých dílů. Popsány budou také použité materiály a způsob spojení jednotlivých dílů. Součástí tohoto představení bude také analýza současného řešení. Popsány budou mechanické vlastnosti dráhy, hmotnosti dílů a jejich ceny.

Po seznámení se současným řešením budou představeny 4 koncepty, které se budou zabývat změnou typu profilů a jejich uspořádáním. Dále budou koncepty obsahovat návrh pohonné jednotky. V navrhovaných konceptech musí být také vyřešen způsob upnutí technologického vybavení dráhy. Především se jedná o spodní a horní válce, které nesou dopravníkový pás. Součástí těchto konceptů bude také ověření mechanických vlastností, vyčíslení hmotnosti konstrukce a pořizovacích nákladů na použitý materiál. U jednotlivých konceptů musí být také uveden předpokládaný počet dílů konstrukce a očekávaná náročnost přípravných prací nutných pro výrobu a montáž konstrukce.



Po vygenerování konceptů dojde k jejich roztřídění pomocí předběžného výběru. Výběr vítězného návrhu proběhne na základě celkové hmotnosti konstrukce, pořizovacích nákladů na materiál, mechanických vlastností, náročnosti přípravných prací a počtu potřebných dílů. Rozhodnutí bude provedeno na základě váhy jednotlivých kritérií, což je v podstatě důležitost jednotlivých vlastností při rozhodování.

Vybrané řešení bude následně rozpracováno a ověřeno. Bude určen spojovací materiál a přesný typ pohonné jednotky včetně uchycení. Ověřeny budou také mechanické vlastnosti vybraných prvků. Součástí ověření mechanických vlastností bude analýza konstrukce pro jiné než běžné stavy, především se jedná o přetížení konstrukce vlivem nepředpokládaného zpomalení nebo zastavení dopravníku. Na závěr bude provedeno ekonomické zhodnocení celého řešení.

## 2 Současné řešení pásového dopravníku P22

V podkapitolách bude popsán současný stav pásového dopravníku P22. Budou charakterizovány hlavní části dopravníku, používané materiály a konstrukce. Dále zde bude představeno zatížení dráhy pásu a výsledky pevnostní kontroly současného řešení. Také budou uvedeny hlavní nevýhody současného řešení konstrukce dráhy pásu.

### 2.1 Popis pásového dopravníku P22

Pásový dopravník P22 (dále PD P22) je umístěn v areálu sklářské firmy v Kyjově kde slouží k dopravě sypké směsi sklářského kmene a střepu do jednoho ze sil tavící vany. Směs je v tavící vaně roztavena a ve formovacích strojích dále zpracována na obalové sklo a další výrobky. Celková kapacita tavící vany je v kyjovském závodě 680 tun. Požadovaná přepravní kapacita PD P22 je  $Q_m = 76$  [t/hod]

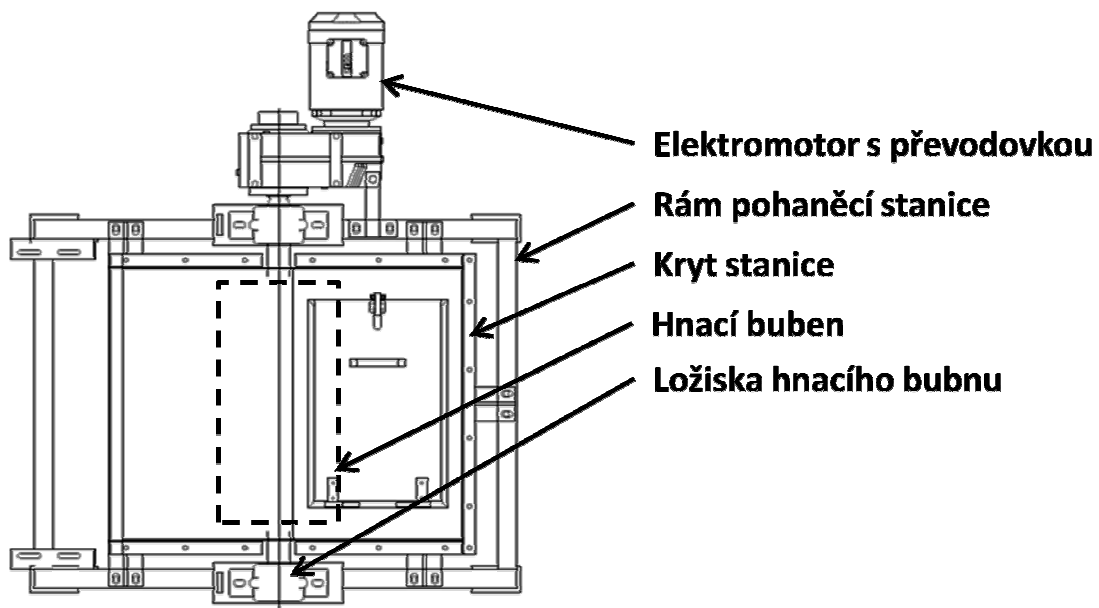
Hlavními částmi PD P22 je poháněcí stanice, dráha pásu s válečkovými stolicemi (pražci), dopadové lože se zakrytím, gumový pás a další příslušenství potřebné pro bezchybný a bezpečný provoz zařízení. Vzdálenost mezi poháněcí a vratnou stanicí je  $L_p = 15,947$  [m], měřeno mezi osami bubnů stanic.

Celé zařízení je umístěno na ocelovém mostě, což je ocelová příhradová konstrukce, která je součástí výrobní haly, kde je pásový dopravník nainstalován.

#### 2.1.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice je zařízení sloužící k pohonu přepravního pásu. Jejími částmi jsou poháněcí buben, pohonná jednotka, předstěrač se spodním stěračem a stírací lištou. Všechny části jsou uloženy v robustním svařovaném rámu z oceli třídy 11 a zakryty pláštěm z ocelového plechu. V horní části pláště je uzavíratelný otvor sloužící pro kontrolu zařízení. Ve spodní části vratné stanice je výsypka, skrz kterou padá přepravovaný materiál do sila.

Poháněcí buben má průměr  $d = 345$  [mm], jeho povrch je pogumován a bombírován, čímž je pás při pohybu udržován ve správné pozici a je bráněno jeho vybočení. Buben je uložený na naklápěcích kuličkových ložiskách. Poháněcí buben je přes plochou převodovku SEW připojen k hnacímu elektromotoru o výkonu  $P = 5,5$  [kW]. Půdorysný pohled na poháněcí stanici je na obrázku 1.



Obrázek 1: Poháněcí stanice [1]

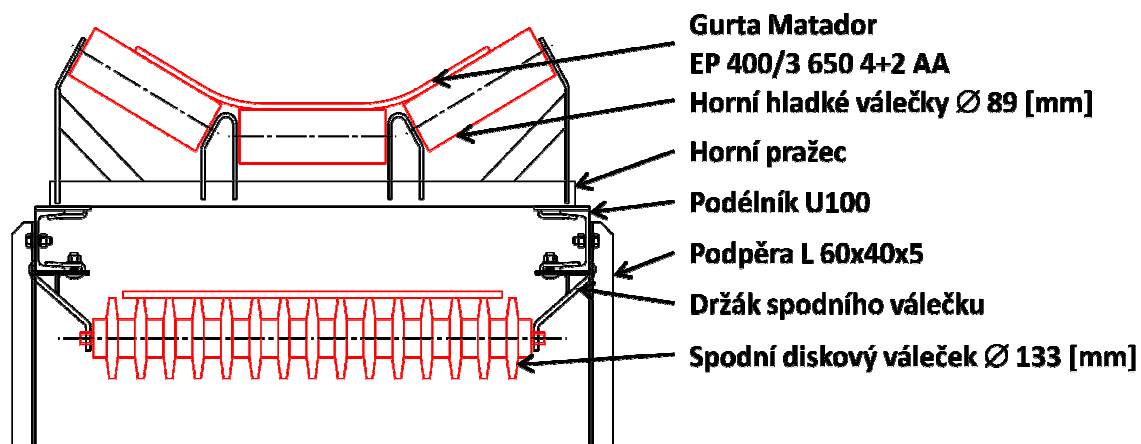
### 2.1.2 Dráha pásu

Dráha PD P22 je tvořena dvěma podélníky. Každý podélník je tvořen 3 samostatnými válcovanými profily U 100 z oceli S235JR. Samostatné profily jsou do jednoho celku spojeny šrouby M12. Celková délka jednoho podélníku je  $L = 15\,060$  [mm].

Příčné spojení těchto podélníků je realizováno prostřednictvím horních pražců a spodních pražců s válečky. Horní pražce jsou tříválečkové s hladkými válečky a nesou horní větve pásu. Spodní pražce jsou jednoválečkové s diskovými válečky a slouží k vedení spodní větve pásu. Dráha pásu tak přenáší zatížení z pražců s válečky do ocelové konstrukce mostu, na které je namontována.

Spojení dráhy pásu s ocelovou konstrukcí mostu je realizováno 14 svislými ocelovými profily L 60x40x6 o délce  $L = 575$  [mm], rovněž vyrobenými z oceli S235JR, pro každý podélník. Začátek a konec podélníku je podepřen nosnou konstrukcí poháněcí a vratné stanice. Na obrázku 2 je příčný řez dopravníkem P22, ve kterém jsou ukázány popisované části.

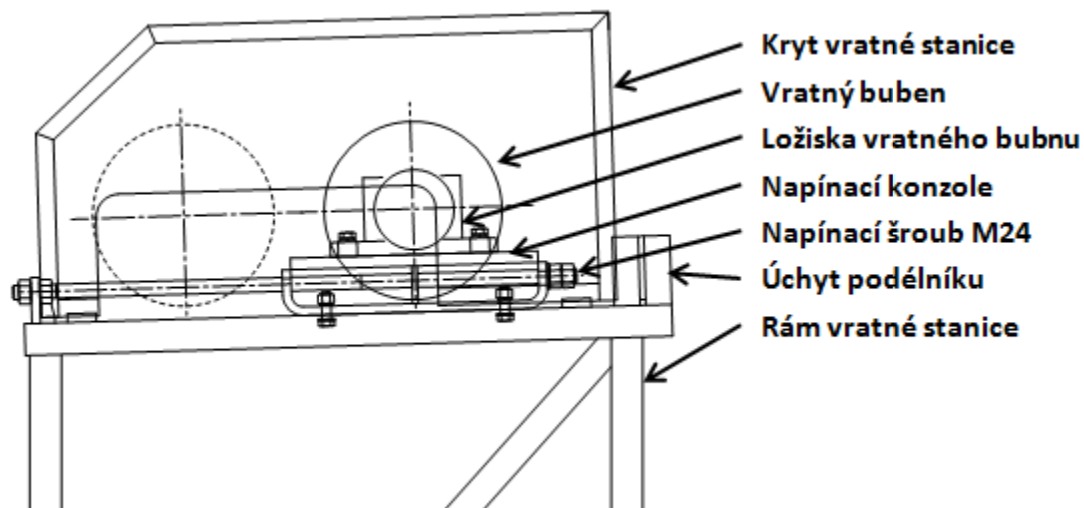
Celková hmotnost dráhy pásu je téměř 350 [kg], potřebné pořizovací náklady jsou ve výši 6790 [Kč] bez započtení spojovacího materiálu.



Obrázek 2: Příčný řez dopravníkem P22 [1]

### 2.1.3 Vratná stanice

Vratná stanice je umístěna v samostatném svařovanému rámu, který je rovněž připevněn k ocelové konstrukci mostu. Skládá se z rámu, krytu a vratného bubnu o průměru 315 [mm]. Buben je pomocí naklápěcích kuličkových ložisek uložených v posuvných třmenech, které slouží k napínání pásu. Napínání pásu je realizováno pomocí stavěcího šroubu. Na obrázku 3 je boční pohled na vratnou stanici.



Obrázek 3: Vratná stanice [1]

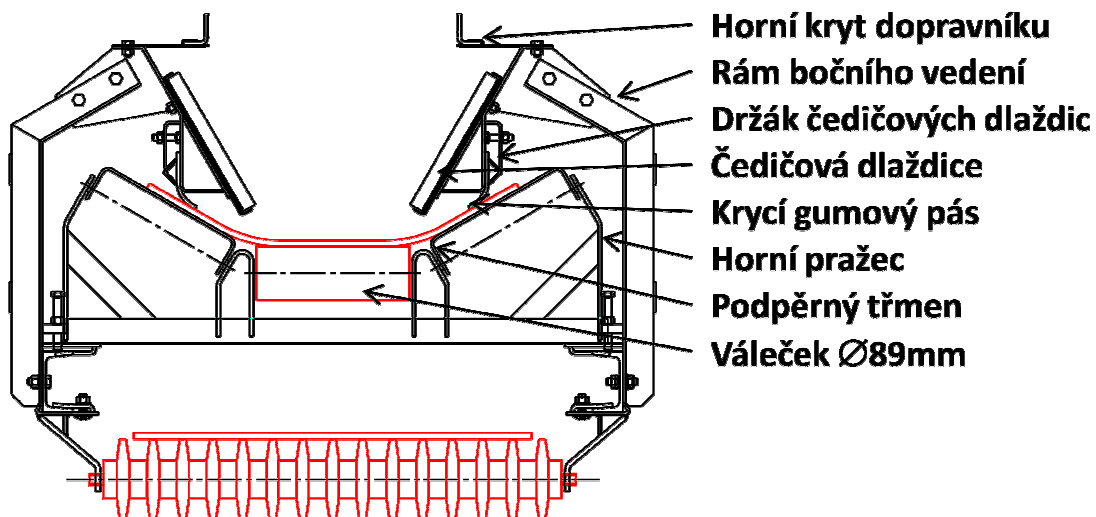
U vratné stanice se nachází násypná část pásu. V této oblasti dochází k dopadání přepravovaného materiálu z jiného dopravníku na PD P22. Násypná část pásu má délku  $L = 4$  [m] a od zbytku pásu ji rozlišuje boční vedení a způsob podepření pásu, které směřuje dopadající materiál na přepravní pás.

V místě dopadu materiálu na pás je použito kluzné vedení pásu v kombinaci s jedním válečkem. Pro toto vedení je použita stejná tříválečková stolice jako jinde na dráze pásu. Zde je použit pouze jeden rotující váleček a boční válečky jsou nahrazeny třmenem ve tvaru U. V této oblasti se tedy pás odvaluje po spodním válečku a po bočních plechách se pouze smýká.

#### 2.1.4 Boční vedení

Boční vedení je samostatná ocelová konstrukce připevněná k dráze pásu pomocí třech podpěr na každé straně.

V místě dopadu přepravovaného materiálu je boční vedení opatřeno čedičovým vyložením. Čedičové vyložení se skládá s ocelového rámečku, k němuž je pomocí malty Permapatch TH-35-AC připevněna čedičová dlaždice o rozměrech 250 x 250 [mm]. Na každé bočnici jsou umístěny 4 dlaždice. Čedičové dlaždice se vyznačují vysokou otěrovou a chemickou odolností a také dlouhou životností. Na opačné straně je k bočnici pomocí upínací lišty přichycena gumová kurta o tloušťce  $t = 2,5$  [mm], která slouží jako těsnění a zabraňuje pronikání prachu z přepravovaného materiálu do okolí. Na obrázku 4 je příčný řez dopravníkem v místě bočního vedení.

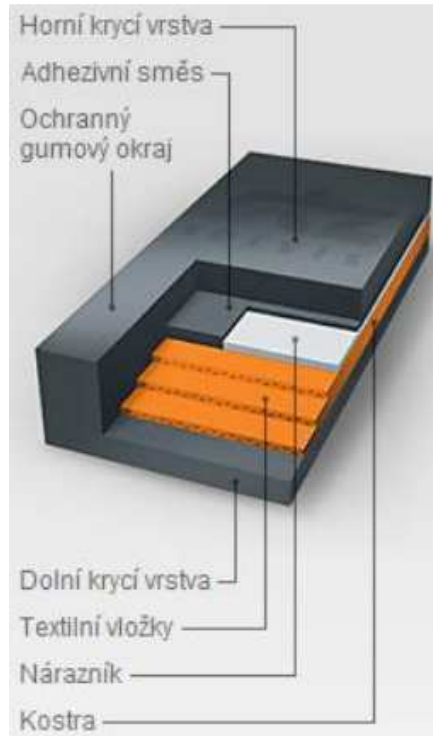


Obrázek 4: Příčný řez dopravníkem v místě bočního vedení. [1]



### 2.1.5 Gumový pás

U pásového dopravníku P22 je použit gumový pás Matador EP 400/3 650 4+2 AA. Tento typ se používá pro přepravu velmi brusného, sypkého a zrnitého materiálu. Struktura tohoto pásu je na obrázku 5.



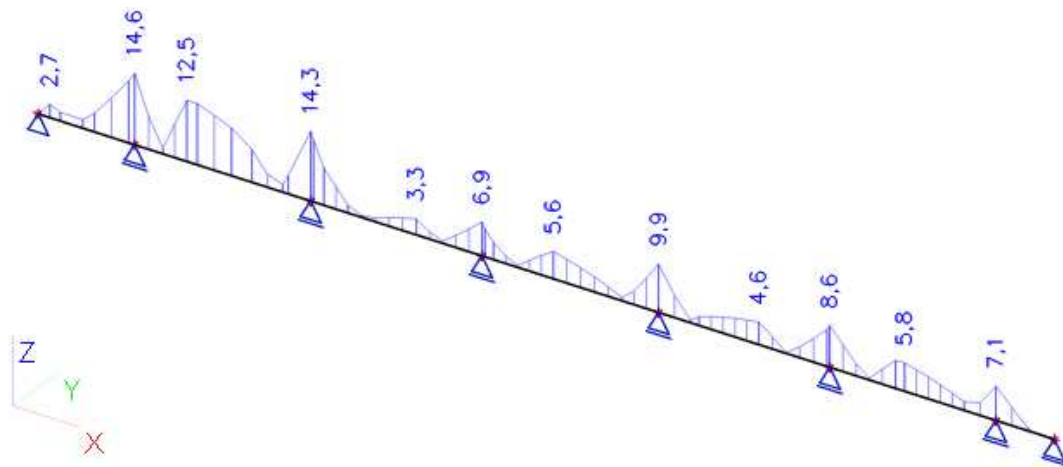
Obrázek 5: Struktura pásu Matador EP 400/3 650 4+2 AA [2]

## 2.2 Mechanické vlastnosti dráhy

Mechanické vlastnosti byly zjištěny na základě zatížení dráhy, které je vyvoláno vlivem převáženého materiálu a vlivem hmotnosti jednotlivých částí technologického vybavení. Rozložení zatěžujících sil po délce dráhy pásu je uvedeno v příloze 1. V příloze 2 jsou uvedeny charakteristické hodnoty zatěžujících sil. Pro výpočty jsou použity návrhové hodnoty těchto sil. Tyto hodnoty získáme vynásobením koeficientem 1,35 pro stálá zatížení, respektive koeficientem 1,5 pro nahodilá zatížení vyvolaná materiálem.

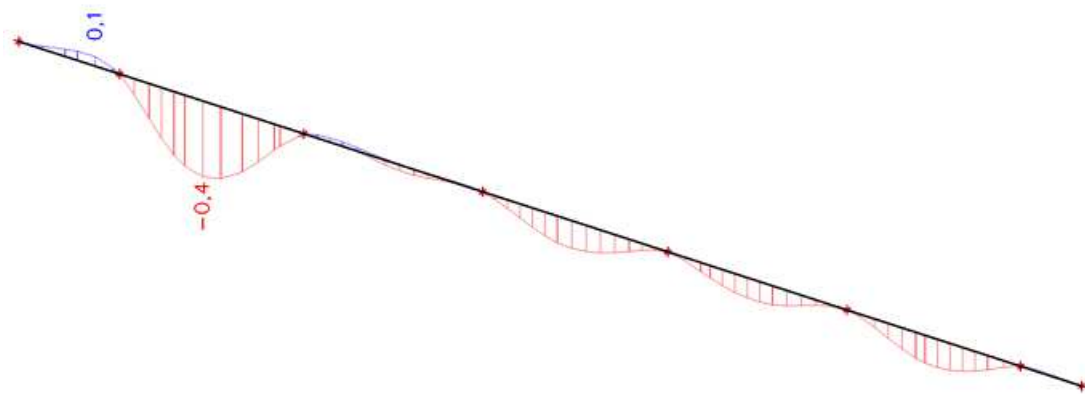
Současné řešení konstrukce dráhy bylo podrobena analýze MKP, pro zjištění mechanických vlastností. K této analýze byl využit software Scia Engineer od společnosti Nemetschek Scia. Tento software se primárně využívá pro kontrolu ocelových i jiných nosných konstrukcí.

Provedenou pevnostní analýzou byla zjištěna maximální hodnota napětí  $\delta_{MAX} = 14,6$  [MPa]. Toto napětí vzniká v místě první podpěry, kde je dráha osazena bočním vedením. Výsledky této analýzy jsou na obrázku 6.



Obrázek 6: Současné řešení – Průběh napětí

Analýzou zjištěná deformace dosahuje maximální hodnoty  $y_{MAX} = 0,4$  [mm], tato deformace nastává mezi první a druhou podpěrou, viz obrázek 7. V tomto místě je umístěna konstrukce bočního vedení, která lokálně zvyšuje namáhání dráhy.



Obrázek 7: Současné řešení – Průběh deformace

Tyto výsledky budou dále použity při výběru vítězné varianty a budou sloužit pro porovnání s navrženými koncepty řešení.

### 2.3 Nevýhody současného řešení konstrukce dráhy pásu

- vysoká hmotnost konstrukce,
- obtíže při montáži do velkých výšek (nutnost dodatečného vyztužení nosných mostů),

- obtížná manipulace s materiálem při přípravných pracích,
- vyšší náklady na ošetření nátěrem,
- zbytečně naddimenzované nosné a podpěrné profily,
- velké půdorysné rozměry pohonné stanice.

### 3 Návrhy konceptů

V této kapitole budou uvedeny čtyři návrhy konceptů. U každého konceptu bude provedena analýza statické únosnosti, aby byly ověřeny vlastnosti navržené koncepce. Na základě zhodnocení těchto konceptů bude vybrán jeden, který je optimální z hlediska požadavků zadavatele.

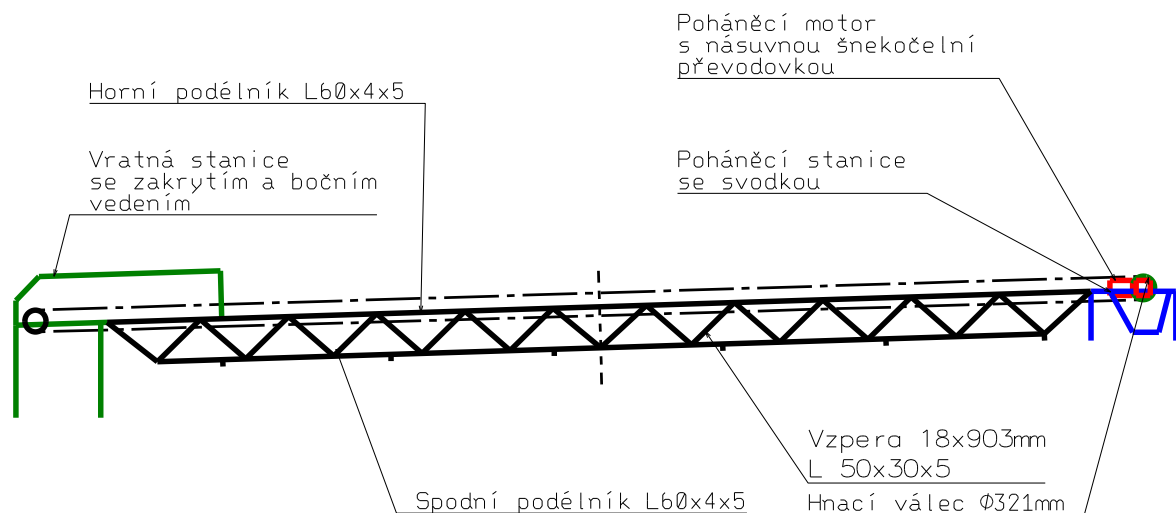
#### 3.1 Inovační prohlášení

Inovačním záměrem je navržení nové odlehčené konstrukce dráhy pásu PD P22 a navržení nového typu pohonu.

Při návrhu je důležité zachovat parametry současné konstrukce. Především dodržet současnou přepravní kapacitu a tím i požadovanou únosnost konstrukce dráhy pasu, při snížení hmotnosti a výrobní ceny celého zařízení.

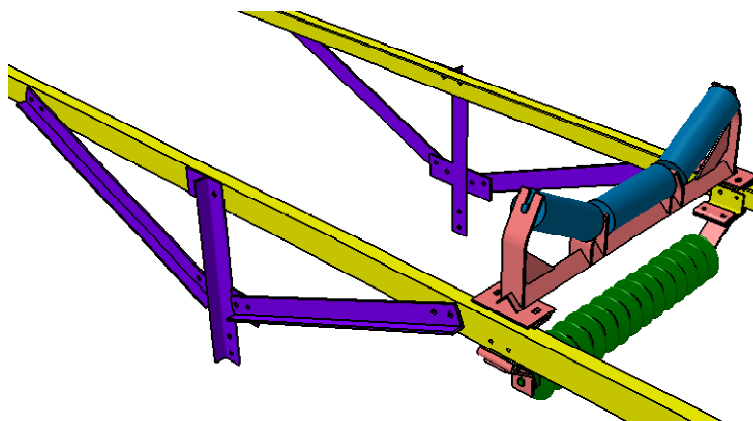
##### 3.1.1 Koncept 1

V prvním konceptu budou nosné U profily dráhy nahrazeny ohýbanými L profily. Podélníky jsou navrženy z profilu L 80x40x6, který má nižší měrnou hmotnost i pořizovací náklady. Kolmé podpěry a šikmé vzpěry jsou navrženy z profilu L 45x30x4, které rovněž nabízejí úsporu hmotnosti i pořizovacích nákladů. Připojení šikmých vzpěr ke kolmé podpěře je realizováno pomocí držáků vyrobených z plechu o tloušťce  $t = 4$  [mm]. Tyto držáky jsou s kolmou podpěrrou spojeny svarovým spojem. Veškeré ostatní spoje jsou navrženy jako šroubové. Celkové uspořádání profilů je ukázáno na obrázku 8.



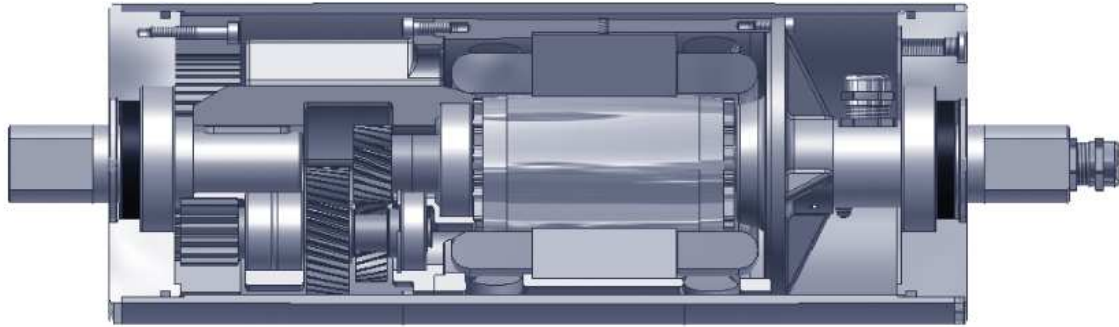
Obrázek 8: Koncept 1 – Celkový pohled

Horní pražce s válečky jsou připevněny přímo k podélníkům. Spodní válce jsou upevněny pomocí držáků, vyrobených z profilu L 80x40x6 o délce  $L = 100$  [mm]. Spojení držáku s podélníkem je navrženo jako šroubový spoj. Návrh tohoto upevnění je na obrázku 9.



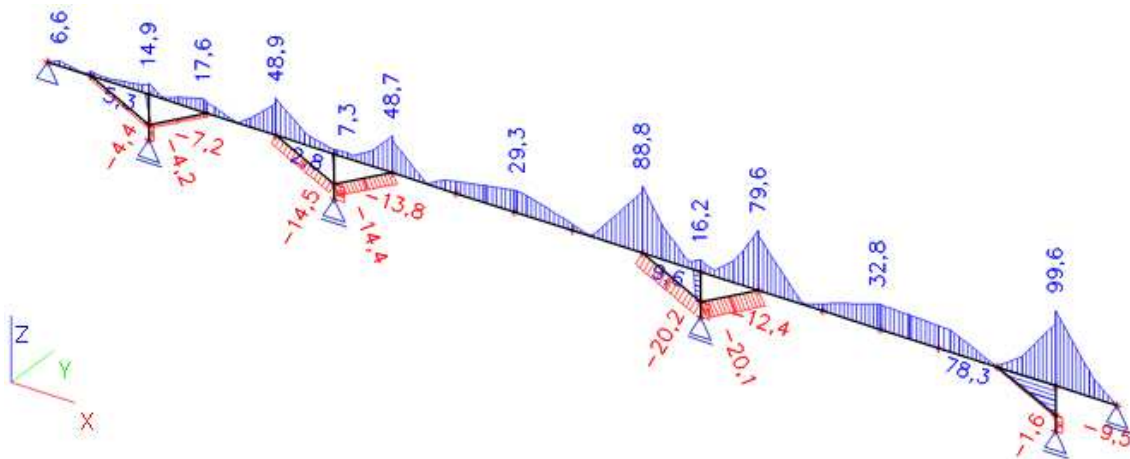
Obrázek 9: Koncept 1 – Upevnění spodních a horních válců

Pro pohon dopravníku je navržen elektroválec o průměru  $d = 320$  [mm] a výkonu  $P = 11$  [kW]. Elektroválec je pohonná jednotka dopravníku, kde je převodovka s elektromotorem umístěna uvnitř válce v olejové lázni, která mimo jiné zabezpečuje chlazení celé jednotky. Výhodou použití elektroválce je snadná montáž a minimální nároky na prostor a údržbu. Jeho nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady, oproti klasickému řešení je to asi 30 [%]. Na obrázku 10 je uveden ilustrační podélný řez tímto zařízením.



Obrázek 10: Koncept 1 – Návrh pohonu – Elektroválec [3]

Z provedené statické analýzy byly zjištěny maximální hodnoty napětí v podélníku  $\delta_{max} = 99,6$  [MPa] v místě druhé podpěry, viz obrázek 11. Tato hodnota je vyhovující, jelikož se zadavatelem byla domluvena maximální hodnota napětí  $\delta_D = 150$  [MPa]. Maximální hodnoty napětí v podpěrách a v šikmých vzpěrách dosahují hodnot  $\delta = 9,6$  [MPa], respektive  $\delta = 20,2$  [MPa].

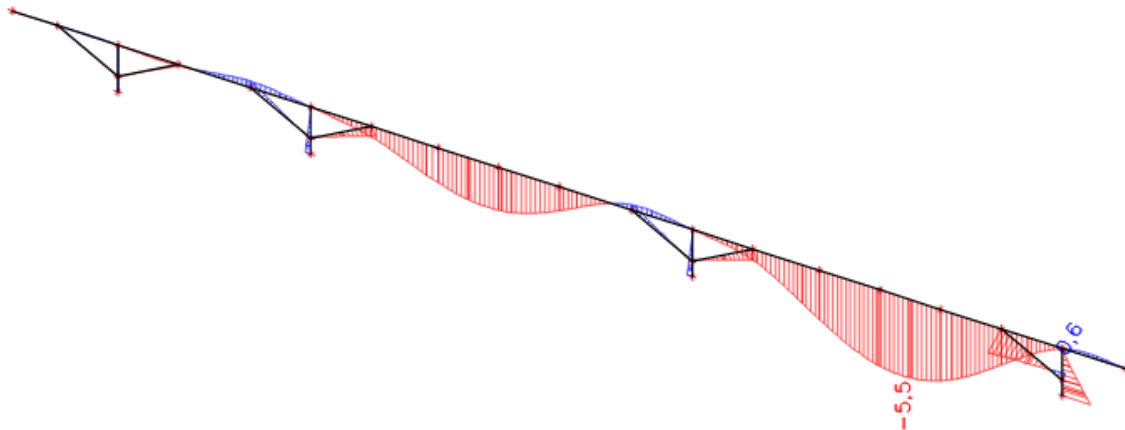


Obrázek 11: Koncept 1 – Průběh napětí

Maximální zjištěná hodnota deformace dosahuje hodnoty  $y_{max1} = 5,5$  [mm], viz obrázek 12. Tato deformace se objevuje mezi 3 a 4 podpěrou. Dovolená hodnota deformace byla stanovena zadavatelem jako  $y_D = \frac{L_{MAX}}{400}$  [mm],  $L_{MAX}$  označuje maximální vzdálenost mezi



podpěrami. U konceptu 1 je  $L_{MAX} = 3467$  [mm]. Dovolená hodnota deformace je v tomto případě  $y_D = 8,7$  [mm].



Obrázek 12: Koncept 1 – Průběh deformace

V následující tabulce jsou vyčísleny jednotkové hmotnosti navržených profilů a jejich potřebné množství pro sestavení celé konstrukce. Dalším údajem uvedeným v této tabulce jsou pořizovací náklady na jednotlivé profily.

Tabulka 1: Koncept 1 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce.

	<b>Podélník</b>	<b>Podpěra</b>	<b>Šikmá vzpěra</b>	<b>Konzola</b>
<b>Typ profilu</b>	L 80x40x6	L 45x30x4	L 45x30x4	P 60x4
<b>Materiál</b>	11 375	11 375	11 375	11 375
<b>Jednotková hmotnost [kg/m]</b>	5,41	2,77	2,77	1,9
<b>Cena za 1m [Kč]</b>	126,2	46,1	46,1	38,5
<b>Celková délka [m]</b>	30,12	4,8	12,6	2,08
<b>Celková hmotnost [kg]</b>	163	13,3	34,9	4
<b>Celková cena [Kč]</b>	3801,1	221,3	580,9	80,1

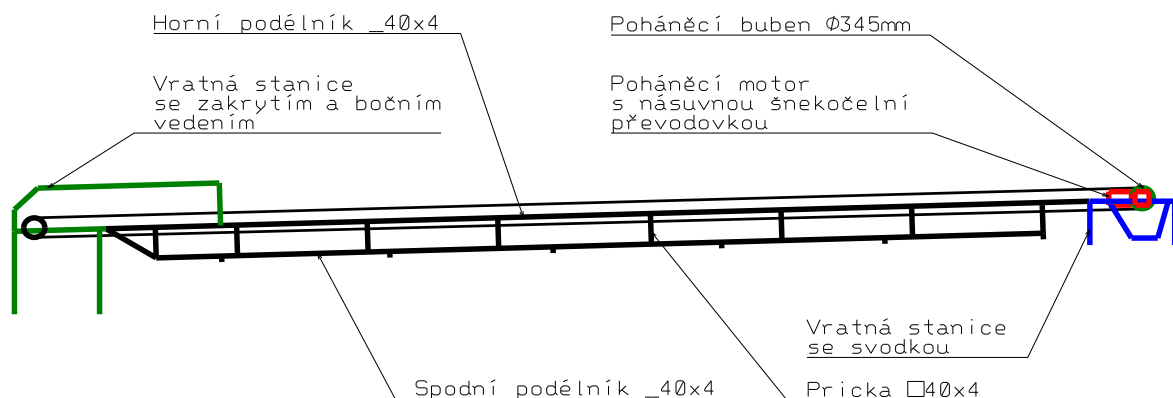
## Shrnutí

Shrnutí parametrů konceptu 1 bylo vypracováno na základě výše uvedených informací, tyto parametry budou dále použity při výběru vítězné varianty.

- Celková hmotnost konstrukce dráhy pasu je 215,2 [kg] (bez spojovacího materiálu).
- Pořizovací náklady materiálu jsou ve výši 4683,2 [Kč].
- Maximální napětí v podélníku dosahuje hodnoty  $\delta_{max} = 99,6$  [MPa].
- Využití nosného profilu z hlediska napětí je určeno ze vztahu  $\frac{\delta_{max}}{\delta_D} \times 100$  [%], v případě konceptu 1 dosahuje 66,4 [%].
- Maximální deformace podélníku je  $y_{max} = 5,5$  [mm].
- Využití nosného profilu z hlediska deformace je určeno obdobně jako případě napětí a to ze vztahu  $\frac{y_{\delta_{max}}}{y_D} \times 100$  [%], u konceptu 1 dosahuje 63 [%].
- Celkový počet dílů konstrukce je 36 ks (bez spojovacího materiálu).
- Náročnost přípravných prací je hodnocena jako střední a zahrnuje dělení materiálu, vrtání otvorů a 24 svarových spojů.

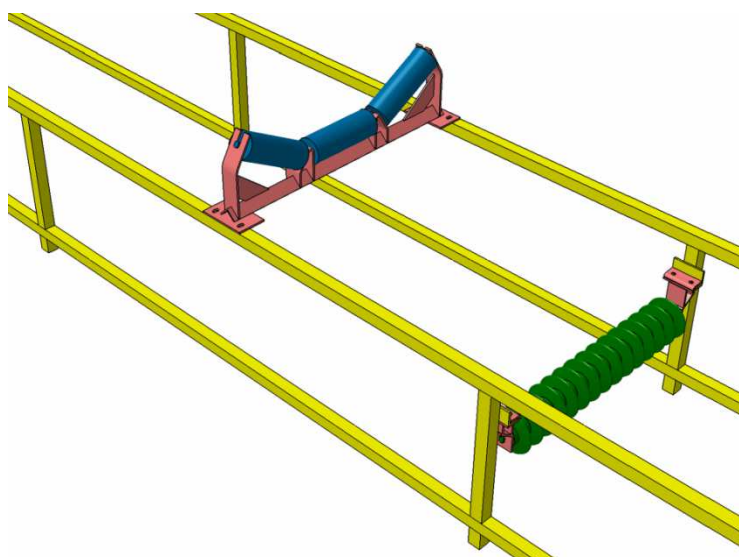
### 3.1.2 Koncept 2

Dráha pasu je u konceptu 2 složena ze svařenců, levého a pravého. Každý svařenec se skládá ze dvou podélníků umístěných nad sebou. Horní a dolní podélníky jsou spojeny svislou příčkou. Příčné spojení je realizováno pomocí horních pražců s válečky. Podélníky a svislé příčky jsou navrženy z uzavřeného čtvercového profilu 40x4. Uspořádání profilů je patrné z obrázku 13.



Obrázek 13: Koncept 2 – Uspořádání profilů dráhy pasu

Použití uzavřených čtvercových profilů neumožňuje standardní upevnění horních pražců s válečky a držáků dolních válečků pomocí svěrného spoje. Upevnění horních pražců je navrženo jako šroubový spoj, který je spojuje přímo s podélníkem, viz obrázek 14. Držáky dolních válečků jsou přichyceny ke svislé příčce, kde je pro ně navařen jednoduchý držák vyrobený z L profilu, viz obrázek 14.



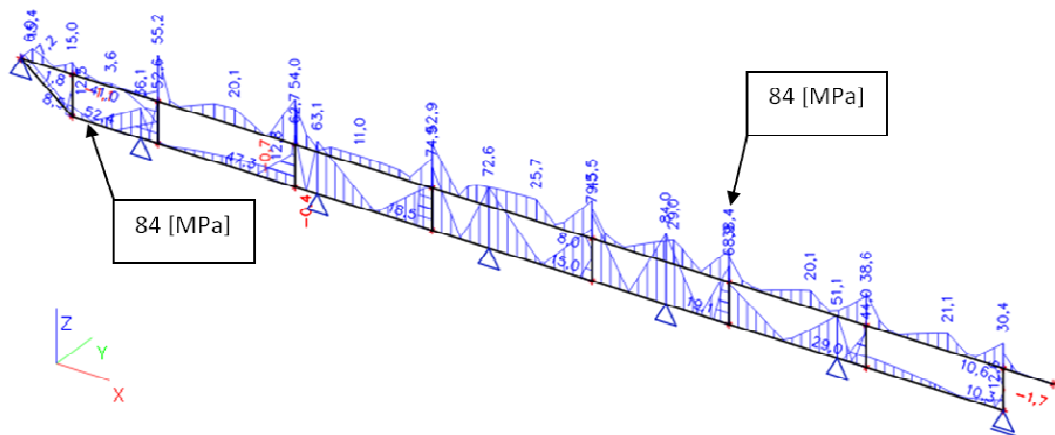
Obrázek 14: Koncept 2 – Upevnění spodních a horních válců

Pro pohon dopravníku byl v konceptu 2 navržen elektromotor s násuvnou kuželočelní převodovkou Motox od společnosti Siemens, viz obrázek 15. Její výhody jsou oproti původnímu řešení menší zástavbové nároky a jednoduchá montáž. Nevýhodou je nutnost uložení hnacího válce ve vlastních ložiscích a dále nutnost montáže pohonné jednotky pomocí držáku se záchytem hnacího momentu, což vede ke zvýšení počtu dílů.



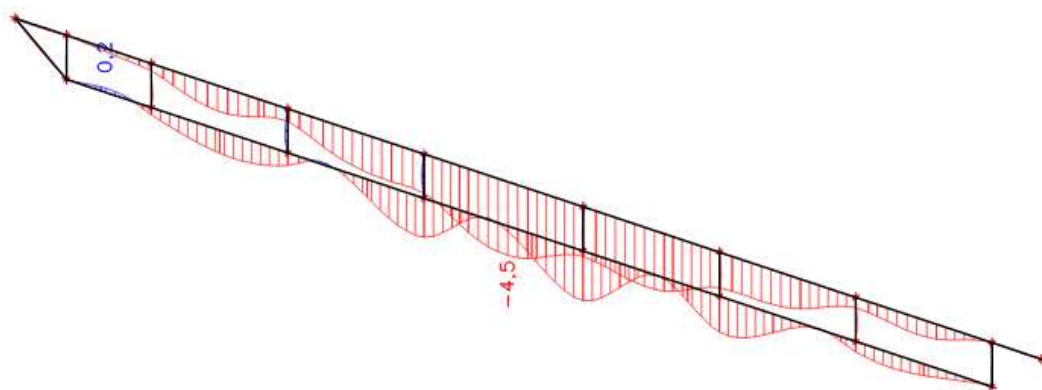
Obrázek 15: Koncept 2 – Návrh pohonu - násuvná kuželočelní převodovka Siemens

Z provedené statické analýzy byly zjištěny maximální hodnoty napětí v podélníku  $\delta_{max} = 84$  [MPa] v místě šesté svislé příčky mezi 4. a 5. podpěrou, viz obrázek 16. Tato hodnota je vyhovující, jelikož se zadavatelem byla domluvena maximální hodnota napětí  $\delta_D = 150$  [MPa]. Maximální hodnota napětí vyvolaná ve svislé příčce je u druhé příčky a dosahuje hodnoty  $\delta = 52,4$  [MPa]. Tyto hodnoty jsou vyhovující, jelikož se zadavatelem byla domluvena maximální hodnota napětí  $\delta_D = 150$  [MPa].



Obrázek 16: Koncept 2 – Průběh napětí

Maximální zjištěná hodnota deformace je  $y_{max1} = 4,5$  [mm]. Tato deformace se objevuje mezi 4. a 5. příčkou, viz obrázek 17. Dovolená hodnota deformace byla stanovena zadavatelem jako  $y_D = \frac{L_{MAX}}{400}$  [mm], kde  $L_{MAX}$  označuje maximální vzdálenost mezi podpěrami. U konceptu 2 je  $L_{MAX} = 2575$  [mm]. Dovolená hodnota deformace je v tomto případě  $y_D = 6,4$  [mm].



Obrázek 17: Koncept 2 – Průběh deformace

V tabulce 2 jsou vyčísleny měrné hmotnosti navržených profilů a jejich potřebné množství pro sestavení celé konstrukce. Z těchto údajů jsou předběžně určeny náklady pro nákup potřebných dílů. Dále jsou zde uvedeny hmotnosti potřebných dílů. Sumarizace těchto hodnot je provedena v následujícím shrnutí.

Tabulka 2: Koncept 2 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce

	Podélník	Příčka	Šikmá vzpěra
<b>Typ profilu</b>	□ 40x4	□ 40x4	□ 40x4
<b>Materiál</b>	11 375	11 375	11 375
<b>Jednotková hmotnost [kg/m]</b>	4,08	4,08	4,08
<b>Cena za 1m [Kč]</b>	72,5	72,5	72,5
<b>Celková délka [m]</b>	57,3	6,3	1,8
<b>Celková hmotnost [kg]</b>	233,8	25,7	7,3
<b>Celková cena [Kč]</b>	4154,3	456,8	130,5

## Shrnutí

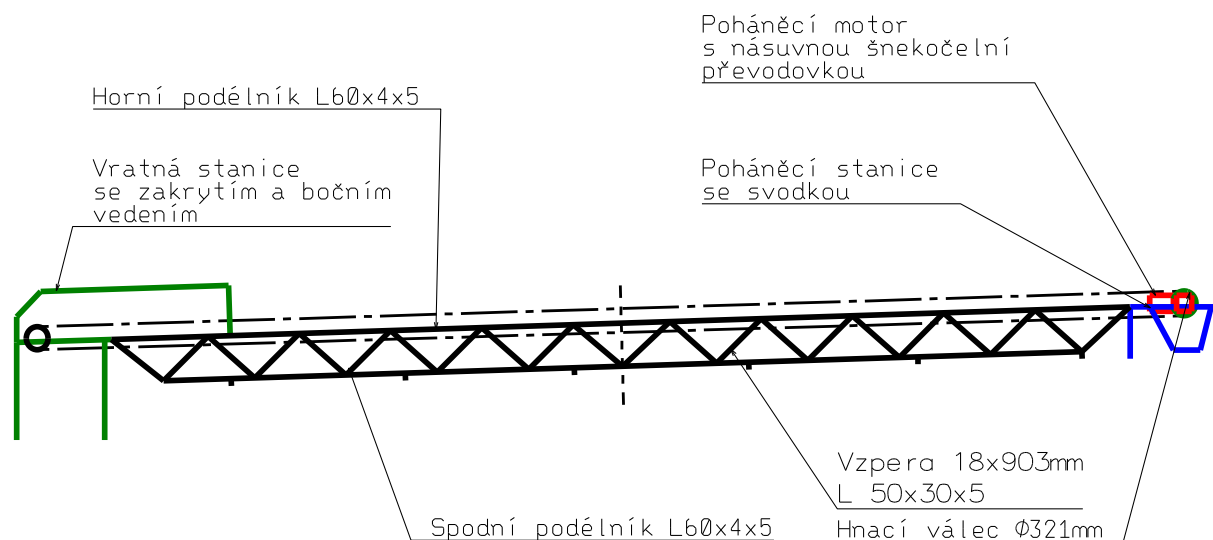
Na základě uvedených údajů bylo vypracováno shrnutí parametrů konceptu 2, které budou dále použity při výběru vítězné varianty.

- Celková hmotnost konstrukce dráhy pásu je 266,8 [kg].
- Celkové pořizovací náklady materiálu jsou 4741,6 [Kč].
- Maximální zjištěné napětí v podélníku je  $\delta_{max} = 84$  [MPa].
- Využití profilu z hlediska napětí je určeno ze vztahu  $\frac{\delta_{max}}{\delta_D} \times 100$  [%] a u konceptu 2 dosahuje 46 [%].
- Maximální zjištěná deformace podélníku je  $y_{max} = 4,5$  [mm].
- využití profilu z hlediska deformace je určeno pomocí  $\frac{y\delta_{max}}{y_D} \times 100$  [%], v případě konceptu 2 dosahuje 70,3 [%].

- Nosná konstrukce se skládá celkem z 28 dílů a to bez započtení spojovacího materiálu.
- Náročnost přípravných prací je hodnocena jako vysoká, protože konstrukce je navržena jako svařenec, zahrnuje také dělení materiálu a vrtání.

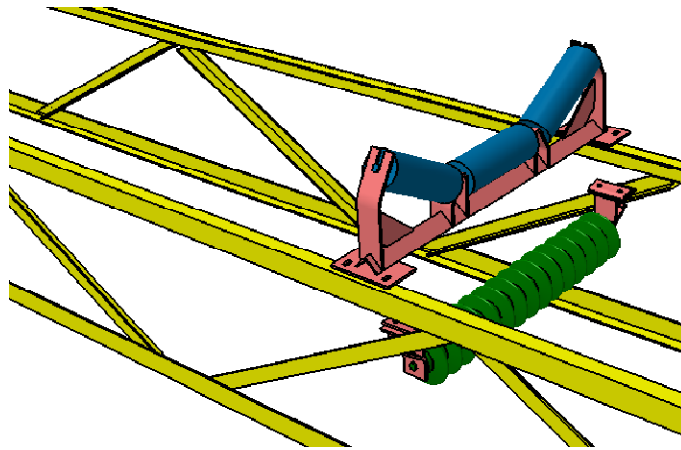
### 3.1.3 Koncept 3

Pro koncept 3 byla konstrukce dráhy navržena také jako svařenec, který je sestaven ze dvou podélníků umístěných nad sebou. Spojení mezi horním a dolním podélníkem zajišťují šikmé vzpěry, které jsou rovnoměrně rozmístěny po délce konstrukce. Na každé straně dráhy je jeden svařenec, jejich vzájemné spojení je realizováno pomocí prachů s horními válečky. Podélníky jsou navrženy z profilu L 60x40x5 a vzpěry z profilu L 50x30x5. Uspořádání profilů je na obrázku 18.



Obrázek 18: Koncept 3 – Uspořádání profilů dráhy pasu

Pražce horních válců jsou upevněny k horním podélníkům pomocí standardních držáků. Spodní válce jsou upevněny pomocí standardních držáků k šikmým vzpěrám na kterých jsou navařeny L profily pro jejich uchycení, toto uložení je na obrázku 19.



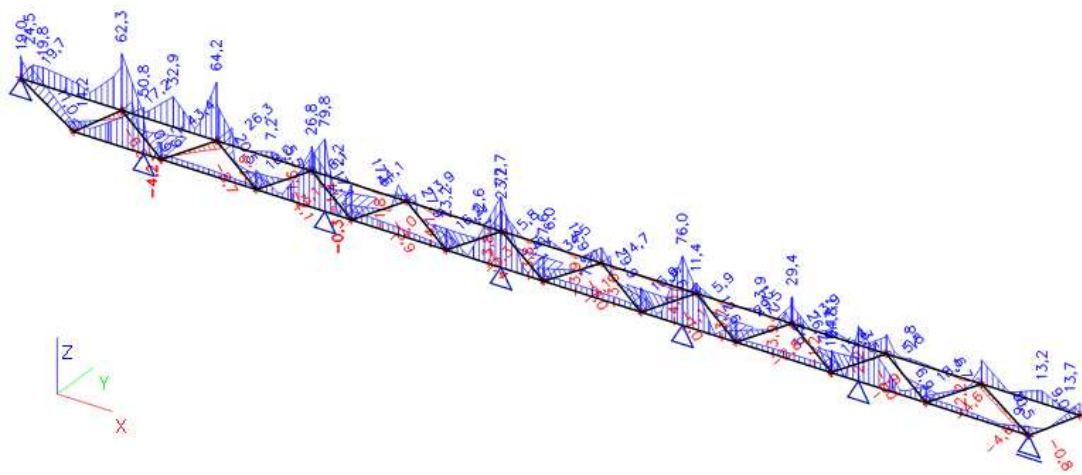
Obrázek 19: Koncept 3 – Upevnění spodních a horních válců

Pro pohon dopravníku byl v konceptu 3 navržen elektromotor s násuvnou kuželočelní převodovkou Motox od společnosti Siemens, viz obrázek 20. Jejimi výhodami jsou oproti původnímu řešení menší zástavbové nároky a jednoduchá montáž. Nevýhodou je nutnost uložení hnacího válce ve vlastních ložiscích a dále nutnost montáže pohonné jednotky pomocí držáku se záchytem hnacího momentu.



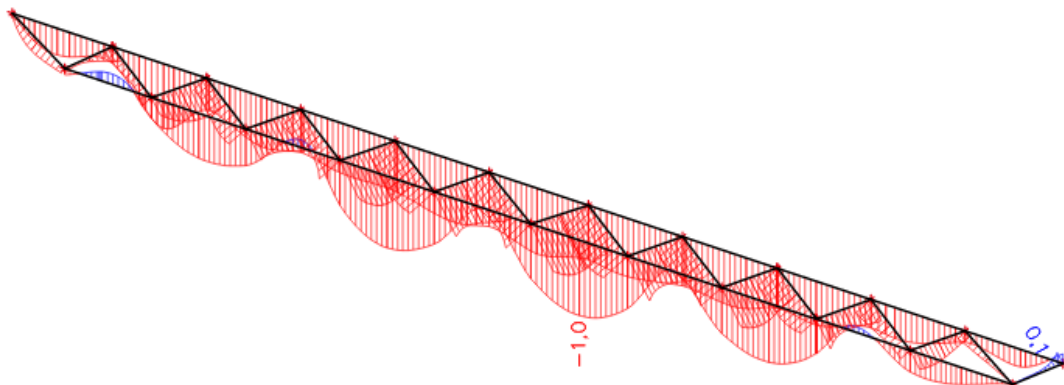
Obrázek 20: Koncept 3 – Návrh pohonu - násuvná kuželočelní převodovka Siemens.

Provedením statické analýzy bylo zjištěno maximální vyvolané napětí v podélníku  $\delta_{max} = 79,8$  [MPa], tato hodnota je z pohledu maximálního zatížení dráhy v pořádku. Hodnota maximálního zatížení dráhy byla stanovena zadavatelem jako  $\delta_D = 150$  [MPa]. Výsledky této analýzy jsou na obrázku 21.



Obrázek 21: Koncept 3 – Průběh napětí

V případě analýzy deformace, byla zjištěna maximální hodnota posunutí  $y_{\max 1} = 1$  [mm]. Tato deformace se objevuje u horního podélníku v místě mezi 3 a 4 patkou, přes kterou je nosná konstrukce upevněna k ocelovému mostu, viz obrázek 22. Dovolená hodnota deformace byla stanovena zadavatelem jako  $y_D = \frac{L_{MAX}}{400}$  [mm], kde  $L_{MAX}$  označuje maximální vzdálenost mezi podpěrami. U konceptu 3 je  $L_{MAX} = 2575$  [mm]. Dovolená hodnota deformace je v tomto případě  $y_D = 6,4$  [mm].



Obrázek 22: Koncept 3 – Průběh deformace

V tabulce 3 jsou uvedeny potřebné profily a jejich množství. Z těchto údajů jsou předběžně určeny pořizovací náklady na materiál nosné konstrukce dráhy.



Tabulka 3: Koncept 3 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce.

	<b>Podélník</b>	<b>Vzpěry</b>
<b>Typ profilu</b>	L 60x40x5	L 50x30x5
<b>Materiál</b>	11 375	11 375
<b>Jednotková hmotnost [kg/m]</b>	3,76	2,96
<b>Cena za 1m [Kč]</b>	73,8	49,6
<b>Celková délka [m]</b>	57,3	39,6
<b>Celková hmotnost [kg]</b>	215,5	117,2
<b>Celková cena [Kč]</b>	4228,8	1964,2

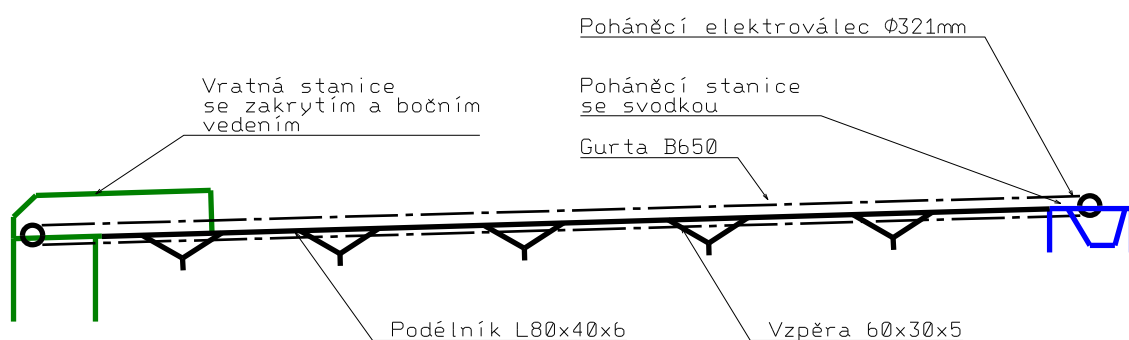
## Shrnutí

Výše uvedené informace byly zpracovány do následujícího přehledu. Tento přehled bude dále využit při výběru vítězné varianty.

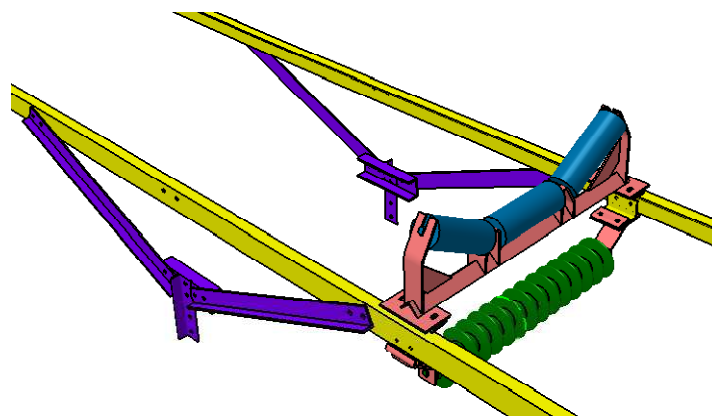
- Celková hmotnost navrhované konstrukce dráhy pásu je 332,7 [kg].
- Pořizovací náklady na potřebný materiál jsou ve výši 6193 [Kč].
- Maximální zjištěné napětí v podélníku je  $\delta_{max} = 79,8$ [MPa].
- Využití profilu z hlediska napětí je určeno podle vztahu  $\frac{\delta_{max}}{\delta_D} \times 100$  [%] jeho hodnota 53,2 [%].
- Maximální deformace podélníku je  $y_{max} = 1$ [mm].
- Využití profilu z hlediska deformace je zjištěno podle vztahu  $\frac{y\delta_{max}}{y_D} \times 100$  [%] a je na úrovni 15,5 [%].
- Konstrukce nosné dráhy je složena z 56 dílů bez započtení spojovacího materiálu.
- Náročnost přípravných prací je hodnocena jako velmi vysoká, protože konstrukce je navržena jako svařenec s větším počtem svarů než u Konceptu 2, zahrnuje také dělení materiálu a vrtání.

### 3.1.4 Koncept 4

Dráha pásu byla navržena z jednoho podélníku na každé straně dráhy, podélníky jsou na každé straně podepřeny podpěrou ve tvaru Y a byly navrženy z L profilů o rozměrech 80x40x6. Rozmístění profilu je na obrázku 23. Vzpěry se skládají ze dvou příček rozevřených pod úhlem 116° a jsou navrženy z L profilu o rozměrech 60x30x5. Tyto vzpěry jsou připevněny k vodorovné příčce vyrobené z U profilu o rozměrech 75x50x5, spojení tohoto celku s patkou na ocelovém mostě je realizováno pomocí podpěrné nohy vyrobené ze stejného profilu. Všechny spoje jsou šroubové. Návrh spojení Y podpěry je na obrázku 24.



Obrázek 23: Koncept 4 – Uspořádání profilů dráhy



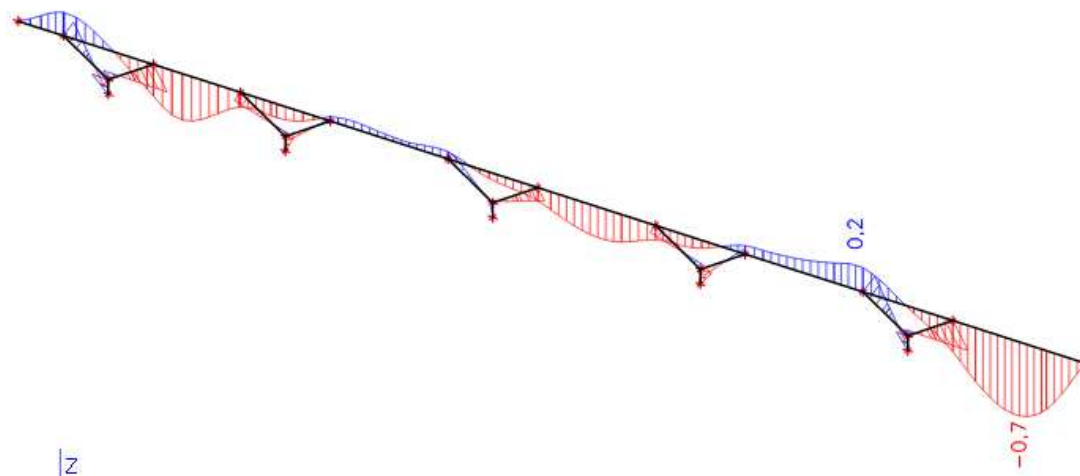
Obrázek 24: Koncept 4 – Upevnění spodních a horních válců

Dopravník v konceptu 4 je poháněn elektroválcem o průměru  $d = 320$  [mm] a výkonu  $P = 11$  [kW]. Výhodou použití elektroválce je snadná montáž a minimální nároky na prostor a údržbu, nevýhodou jsou pak vyšší pořizovací náklady. Na obrázku 25 je uveden ilustrační podélný řez touto pohonnou jednotkou.



zadavatelem jako  $y_D = \frac{L_{MAX}}{400}$  [mm], kde  $L_{MAX}$  označuje maximální vzdálenost mezi podpěrami.

U konceptu 4 je  $L_{MAX} = 2575$  [mm]. Dovolená hodnota deformace je v tomto případě  $y_D = 6,4$  [mm].



Obrázek 27: Koncept 4 – Průběh deformace

Tabulka 4: Koncept 4 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce.

	Podélník	Podpěra	Šikmá vzpěra	Příčka
Typ profilu	L 80x40x6	U 75x50x5	L 60x30x5	U 75x50x5
Materiál	11 375	11 375	11 375	11 375
Jednotková hmotnost [kg/m]	5,41	5,2	3,35	5,2
Cena za 1m [Kč]	126,2	75,2	53,1	75,2
Délka 1 ks [m]	5,02	0,215	0,75	0,25
Počet ks	6	10	20	10
Celková délka [m]	30,12	2,15	15	2,5
Celková hmotnost [kg]	163	11,2	50,3	13
Celková cena [Kč]	3801,1	161,7	796,5	188

## Shrnutí

Všechny informace získané při prověřování a návrhu varianty jsou zpracovány do uvedeného přehledu. Tento přehled bude dále využit při výběru vítězné varianty.

- Celková hmotnost konstrukce dráhy pásu je 237,5 [kg] bez zahrnutí spojovacího materiálu.
- Pořizovací náklady na potřebný materiál jsou 4947,2 [Kč].
- Maximální napětí vyvolané v podélníku je  $\delta_{max} = 28,6$  [MPa].
- Využití profilu z hlediska napětí je určeno ze vztahu  $\frac{\delta_{max}}{\delta_D} \times 100$  [%] je na úrovni 19,1 [%] dovoleného napětí.
- Maximální deformace podélníku je  $y_{max} = 0,7$  [mm].
- Využití profilu z hlediska deformace je určeno obdobným způsobem jako u napětí ze vztahu  $\frac{y_{\delta_{max}}}{y_D} \times 100$  [%], jeho hodnota je 16,7 [%]
- Celkový počet dílů konstrukce je 38 bez započtení spojovacího materiálu.
- Náročnost přípravných prací je hodnocena jako střední a zahrnuje dělení materiálu, vrtání otvorů.

## 3.2 Výběr finálního konceptu

Výběr finálního konceptu byl proveden ve dvou krocích. V prvním kroku - **hrubý výběr**, byli navržené koncepty porovnány podle vybraných kritérií se současným stavem konstrukce. Z tohoto výběru vzešli dvě varianty, které byly dále porovnávány mezi sebou podle váhy jednotlivých kritérií – **podrobný výběr**.

### 3.2.1 Srovnávací kritéria

1. **Hmotnost dráhy:** zahrnuje hmotnost dráhy pásu bez technologického vybavení.
2. **Cena profilů:** náklady na nákup nosných profilů, použity jsou ceny dle katalogu firmy Ferona.
3. **Náročnost přípravných prací:** počet a náročnost operací, které je nutné provést před vlastním složením konstrukce
4. **Počet dílů celé konstrukce:** z kolika součástí je konstrukce složena

5. **Tuhost konstrukce:** odolnost konstrukce vůči deformacím
6. **Využití profilu z hlediska deformace:** posuzuje konstrukci z hlediska deformace nosných profilů dráhy podle výsledků pevnostní analýzy.
7. **Využití profilu z hlediska napětí:** posuzuje konstrukci z hlediska napětí vyvolaného v nosných profilech.

### 3.2.2 Hrubý výběr - porovnání navržených variant s původním řešením

Tabulka 5: Hrubý výběr konceptu

Kriterium	Koncept			
	1	2	3	4
Hmotnost	+	-	-	+
Cena	+	+	+	+
Náročnost přípravných prací	+	-	-	+
Počet dílů	-	+	-	+
Tuhost konstrukce	+	+	+	-
Využití profilu z hlediska deformace	+	-	-	+
Využití profilu z hlediska napětí	+	-	-	+
Počet bodů +	6	3	2	6
Počet bodů -	1	4	5	1
Počet 0 bodů	0	0	0	0
Skore	5	-1	-3	5
Pořadí	<b>1.</b>	<b>3.</b>	<b>4.</b>	<b>1.</b>

**+** : zlepšení vůči původnímu stavu

**-** : zhoršení vůči původnímu stavu

**0** : shodné s původním stavem

Z prvního kroku výběru finálního konceptů vzešla 2 řešení, která budou dále porovnána mezi sebou podle váhy jednotlivých kritérií. **Jsou to koncepty 1 a 4.**

### 3.2.3 Váhy hodnotících kritérií

1. **Hmotnost dráhy:** nejdůležitější faktor, hmotnost má být co nejvíce redukována, 25 [%].
2. **Cena profilů:** zohledňuje požadavek na snížení nákladu, 25 [%].
3. **Náročnost přípravných prací:** prodlužuje dobu výroby a zvyšuje cenu, 10 [%].
4. **Počet dílů celé konstrukce:** počet dílů konstrukce by měl být co nejmenší, ovlivňuje nasádný transport na místo montáže, 10 [%].
5. **Tuhost konstrukce:** konstrukce musí odolat provozním zatížením, 10 [%]
6. **Využití profilu z hlediska deformace:** příliš malé využití poukazuje na naddimenzovanost konstrukce 10 [%].
7. **Využití profilu z hlediska napětí:** příliš malé využití poukazuje na naddimenzovanost konstrukce 10 [%].

#### Bodové hodnocení:

5 bodů = nejlepší

1 bod = nejhorší

### 3.2.4 Podrobný výběr

Podrobný výběr byl proveden na základě vážených hodnot. Ty byly získány bodovým ohodnocením konceptů, podle toho jak koncepty plní zvolená kritéria. Stupnice bodování měla škálu od jedné do pěti bodů, kdy jeden bod je nejhorší a pět bodů nejlepší. Bodové hodnocení bylo násobeno váženou hodnotou pro dané kritérium. Výsledné hodnoty byly následně sečteny. Postup výběru je viditelný z tabulky 6.

Tabulka 6: Podrobný výběr konceptu

Kritérium	Váha	Koncept			
		1		4	
		Hodnota	Vážená hodnota	Hodnota	Vážená hodnota
Hmotnost	25	3	0,75	4	1
Cena	25	5	1,25	4	1
Náročnost přípravných prací	10	2	0,2	3	0,3
Počet dílů	10	2	0,2	2	0,2
Tuhost konstrukce	10	4	0,4	4	0,4
Využití profilu z hlediska deformace	10	2	0,2	3	0,3
Využití profilu z hlediska napětí	10	2	0,2	3	0,3
Součet		3,2		3,5	
Pořadí		<b>2.</b>		<b>1.</b>	

V podrobném výběru získal lepší hodnocení koncept 4. Stavá se tedy vítězným řešením a bude dále rozpracován.



## 4 Konstrukce vybraného řešení

Z navržených variant řešení, byl vybrán Koncept 4. Parametry tohoto návrhu nejvíce odpovídají požadavkům zadavatele. Tento koncept bude v následující části práce dále rozpracován a ověřen výpočty.

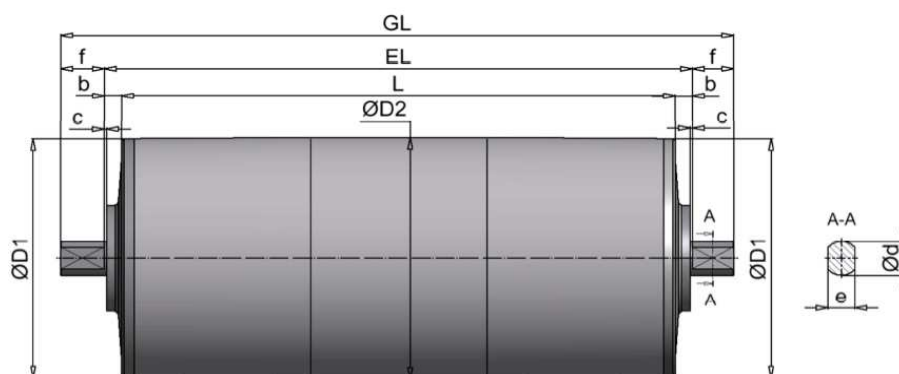
### 4.1 Pohon pásového dopravníku

U stávajícího řešení byl k pohonu dopravníku použit buben o průměru  $d = 345$  [mm], který je přes plochou převodovku SEW připojen k hnacímu elektromotoru o výkonu  $P = 5,5$  [kW]. Nevýhodou tohoto řešení je prostorová náročnost, protože namontovaná převodovka včetně motoru zvětšuje půdorysné rozměry pohonné stanice o  $0,65$  [m]. Další nevýhodou je vyšší hmotnost a také zvýšené jednostranné zatížení stanice vlivem vyvážení pohonného ústrojí mimo půdorys stanice. Výhodou tohoto řešení je naopak snadný přístup při opravách, případně možnost demontáže ústrojí bez demontáže pásu.

Elektroválec byl navrhnut z důvodu úspory prostoru pro zástavbu, snadnou montáž a jednoduchou údržbu.

Z dostupných dodavatelů byl vybrán elektroválec od firmy Rulmeca. Zvoleným typem elektroválce je 320M o průměru bubnu  $P = 320$  [mm] a výkonu  $P = 11$  [kW], který nejvíce odpovídá požadavkům kladených na dopravník, viz obrázek 28.

Navýšení výkonu pohonné jednotky oproti původnímu řešení je z důvodu zatížení tahovou silou v pásu. Válec o srovnatelném výkonu není schopen přenést potřebné zatížení.



Obrázek 28: Elektroválec Rulmeca 320 M

Z katalogového listu zvoleného elektroválce byly do práce zahrnuty pouze údaje o rozměrech válce a jeho výkonové parametry, tyto hodnoty jsou ukázány v tabulce 7 a 8.

Tabulka 7: Rozměry hnacího elektroválce

Typ	ØD1 [mm]	ØD2 [mm]	L [mm]	c [mm]	Ød [mm]	e [mm]	f [mm]	b [mm]
TM 321	319	321	800	3	50	40	50	22

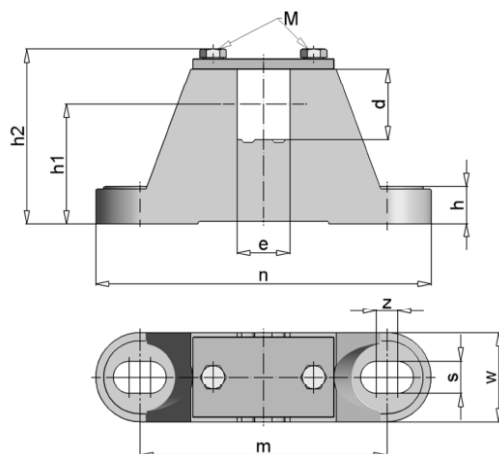
Tabulka 8: Výkonové parametry hnacího elektroválce

Typ	Výkon [kW]	Rychlost pásu [m/s]	Tažná síla [N]	Točivý moment [Nm]	Příkon 400V / 50Hz [A]	Hmotnost [kg]
320M	11kW	1	11550	1672	11,5	178

#### Držák elektroválce:

Uchycení elektroválce k poháněcí stanici je realizováno pomocí držáku od stejného dodavatele jako elektroválec, viz obrázek 29. Tento držák je vyroben z běžné oceli a slouží k přenosu tahové síly z pásu do nosné konstrukce poháněcí stanice. Jeho uchycení je realizováno pomocí šroubů M16. Součástí práce je kontrolní výpočet těchto šroubů.

Elektroválec se sploštěnými konci hřidelů zasune do drážky v držáku, čímž je zachycen jeho točivý moment. Proti uvolnění z držáku je válec jištěn plechem, který uzavírá drážku a zabraňuje tak pohybu válce. Plech je jištěn dvěma šrouby M8, které jsou součástí dodávaného celku, jejich únosnost tedy nebude kontrolována.



Obrázek 29: Držák Elektroválce Rolmeca 320 M [3]

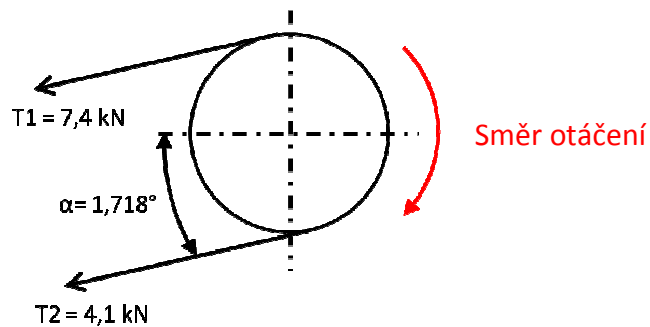
Standardizované rozměry držáku jsou uvedeny v tabulce 9 a plně odpovídají zvolenému elektroválci. Dodavatelem je firma Rolmeca.

Tabulka 9: Rozměry držáku elektroválce

Typ	d [mm]	e [mm]	h [mm]	h1 [mm]	h2 [mm]	m [mm]	n [mm]	s [mm]	w [mm]	z [mm]	M
TM 321	50	40	21	67	105	140	190	17	50	12	M8

#### 4.1.1 Výpočet upevňovacích šroubů elektroválce

Držák elektroválce zachycuje zatížení elektroválce a přenáší jej do konstrukce poháněcí stanice. Celkové zatížení všech šroubu je  $F_c = 11,5$  [kN] a je bráno jako charakteristické. Tato hodnota byla zjištěna od zadavatele na základě původního řešení a vychází z působení přepravovaného materiálu a předpětí gurty, viz obrázek 30. Po zanesení součinitele 1,5 pro nahodilé zatížení je výpočtová hodnota zatěžující síly  $F_c = 17,25$  [N]. Pro připevnění držáků byli zvoleny šrouby M16 (pro každý 2), které byli následně ověřeny numerickým výpočtem a výpočtem pomocí programu Autodesk Inventor 2013.



Obrázek 30: Zatížení elektroválce

#### a) Numerický výpočet:

- **Parametry šroubového spoje:**

Šroub M16x2, pevnostní třída 8.8,  $R_m = 800$  [MPa],  $R_{p0,2} = 640$  [MPa], spoj je utahován v nezátíženém stavu bez předpětí  $\rightarrow \delta_D = 0,8 \cdot R_{p0,2} = 512$  [MPa],  $p_D = 150$  [MPa], počet šroubů:  $i=4$ , střední průměr závitu:  $d_2 = 14,701$  [mm], stoupání závitu:  $P_h = 2$  mm, matice M16x2, dovolený tlak v závitu:  $p_D = 150$  [MPa], vnitřní průměr závitu matice:  $D_1 = 13,835$  [mm], výška matice:  $m = 16,4$  [mm], otvor pro šroub  $D_o = 17$  [mm], koeficient tření mezi spojovanými díly a v závitu šroubového spoje:  $f = 0,18$ , rozměr montážního klíče:  $D_k = 24$  [mm].

- **Utahovací moment:**

$$M_u = \frac{F_Q}{2} [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'_z) + f \cdot D_P]$$

$$F_Q = \frac{F_C}{i \cdot f} = 23\,960 \text{ [kN]}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{P_h}{\pi d_2}\right) = 2,48^\circ$$

$$\varphi'_z = \operatorname{arctg}\frac{f}{\cos 30} = 11,74^\circ$$

$$D_P = \frac{D_k + D_o}{2} = 20,5 \text{ [mm]}$$

$$M_u = 88,8 \text{ Nm}$$

- **Pevnostní kontrola:**

$$d_{\min} = d_3 = 13,546 \text{ [mm]}$$

$$\delta_{red} < \delta_D$$

$$\delta_{red} = \sqrt{\delta_t^2 + 3\tau_k^2}$$

$$\tau_k = \frac{16M_u}{\pi \cdot d_3^3} = 182 \text{ [MPa]}$$

$$\delta_t = \frac{4F_Q}{\pi d_3^2} = 166,3 \text{ [Mpa]}$$

$$\delta_{red} = 356 \text{ [MPa]} < 512 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

- **Kontrola otláčení závitu:**

$$p < p_D$$

$$p = \frac{F_Q}{m/p \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d-D_1}{2}}$$

$$p = 49,84 \text{ [MPa]} < 150 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

**b) Kontrolní výpočet pomocí AUTODESK Inventor 2013:**

Tabulka 10: Výsledky kontrolního výpočtu šroubů elektroválce

Předepínací síla	$F_v$	23958,333 N
Pracovní síla	$F_{max}$	23958,333 N
Požadovaný utahovací moment	$M_u$	93,483 N m
Tahové napětí	$\sigma_t$	166,237 MPa
Napětí v krutu	$\tau_k$	191,533 MPa
Redukované napětí	$\sigma_{red}$	371,066 MPa
Napětí od maximální síly	$\sigma_{max}$	166,237 MPa
Tlak v závitu	$p_c$	73,789 MPa
Pevnostní kontrola		<b>KLADNÝ</b>

Z uvedeného výpočtu a z tabulky 10 je zřejmé, že výsledný utahovací moment získaný dvěma různými metodami se rozchází o 4,7 [Nm]. Tento rozdíl může být způsoben například

zaokrouhlováním dílčích výsledků. Pro montáž je doporučeno dodržet vyšší hodnotu tohoto momentu, což je  $M_U = 93,5$  [Nm].

#### 4.1.2 Výpočet upevňovacích šroubů šikmé vzpěry

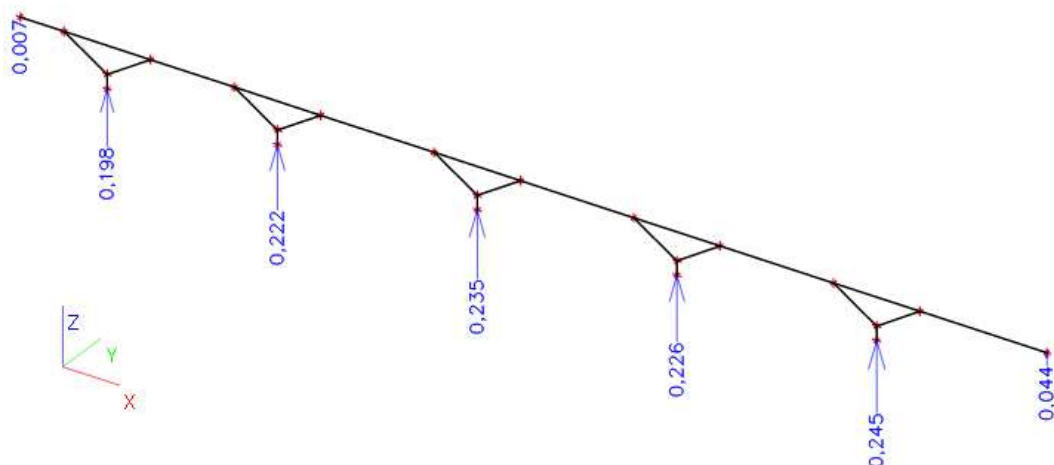
Spojení podélníku s příčnou vzpěrou je realizováno pomocí 2 šroubů M14. Spodní konec příčné vzpěry je uchycen rovněž pomocí 2 šroubu M14 k upevňovací konzoli.

##### Zatížení šroubového spoje

Při provozu je konstrukce dráhy pásu zatížena vlastní tíhou ocelové konstrukce, tíhou technologického vybavení a dále také tíhou přepravovaného materialu. Všechna tato zatížení musí být zachycena v patkách, které jsou součástí ocelového mostu, kde je dráha umístěna.

##### a) reakce vyvolané vlastní tíhou konstrukce dráhy:

Tyto reakce představují účinky působení vlastní tíhy konstrukce dráhy do patek. Tato tíha má charakter stálého zatížení, viz obrázek 31. Proto je po konzultaci se zadavatelem zvolen výpočtový součinitel 1,35.

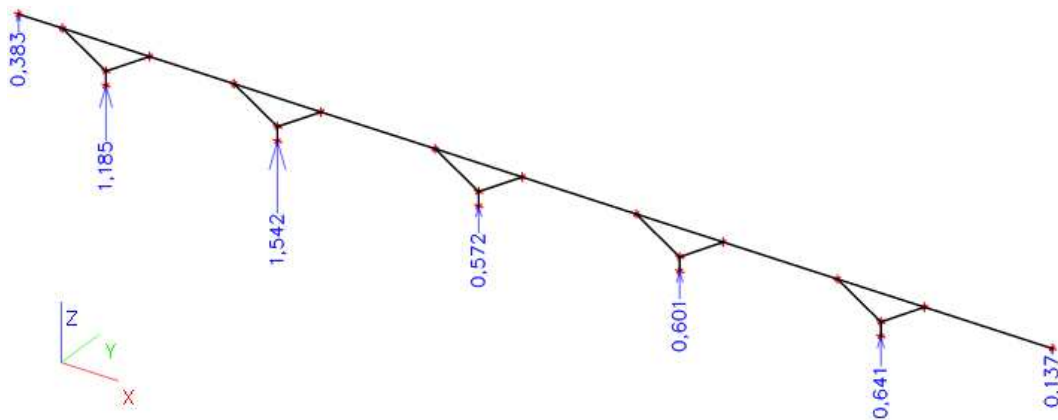


Obrázek 31: Reakce v podpěrách vyvolané vlastní tíhou konstrukce

##### b) reakce vyvolané technologickým vybavením dráhy:

Technologickým vybavením se rozumí horní a dolní válečkové stolice nesoucí horní a spodní věte pásu. Dále jsou zde zahrnuty účinky vyvolané tíhou bočního vedení a zakrytí

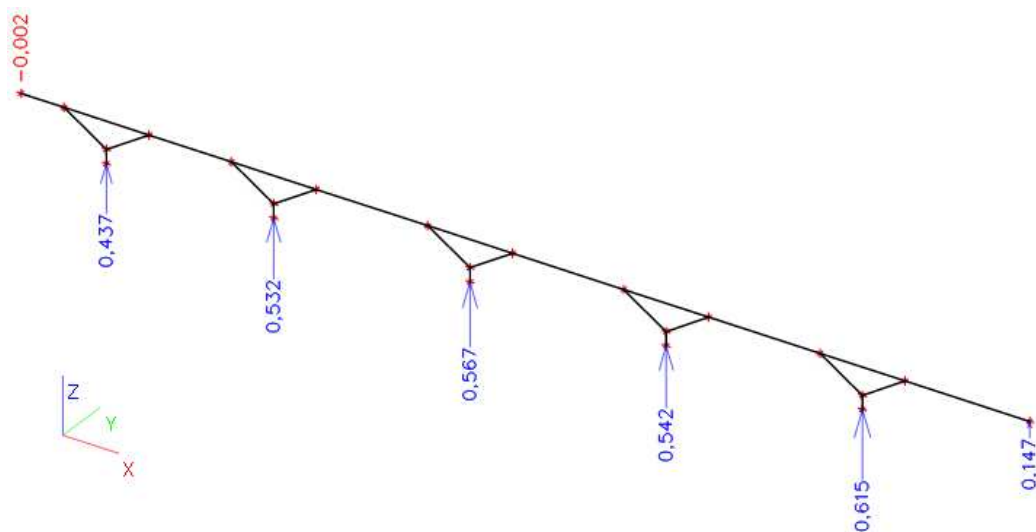
dráhy v její násypné části, viz obrázek 32. Toto zatížení je stálé, výpočtový koeficient je tedy 1,35.



Obrázek 32: Reakce v podpěrách vyvolané tíhou technologického vybavení

### c) reakce vyvolané přepravovaným materiálem:

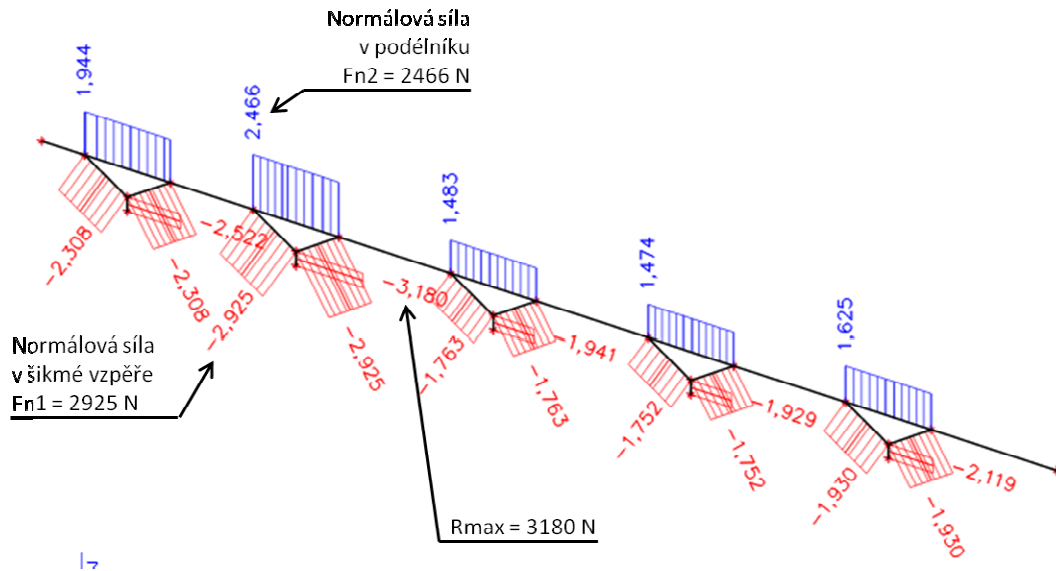
Tyto reakce jsou způsobeny tíhou přepravovaného materiálu. Celková tíha přepravovaného materiálu je rozložena mezi jednotlivé horní válečkové stolice, ze kterých je přenášena do podélníků a dále do patek v nichž je celá konstrukce uložena, viz obrázek 33. Působení přepravovaného materiálu má nahodilý charakter, po konzultaci se zadavatelem byl zvolen výpočtový koeficient 1,5.



Obrázek 33: Reakce v podpěrách vyvolané přepravovaným materiálem

Tyto reakce vyvolají v podélníku normálové síly, které zatěžují šroubový spoj v daném místě. Z uvedených obrázků je zřetelné, že maximální zatížení působí v místě druhé podpěry. Ověřovací výpočty se proto budou soustředit na tuto podpěru.

Charakteristická hodnota reakce u druhé podpěry je  $R_{\max} = 2296$  [N]. Po zavedení uvedených výpočtových koeficientů je návrhová hodnota  $R_{\max} = 3180$  [N], viz obrázek 34.



Obrázek 34: Hodnoty návrhových normálových sil v působící ve styčných bodech konstrukce

Pro výpočet šroubového spoje v místě připojení šikmé vzpěry je použita normálová síla působící v šikmé vzpěře. Její návrhová hodnota je  $F_{n1} = 2925$  [N]. Pro toto spojení byli zvoleny dva šrouby M14x2, které byly následně ověřeny numerickým výpočtema také pomocí Autodesk Inventoru 2013.

- **Parametry šroubového spoje:**

Šroub M14x1,25, pevnostní třída 8.8,  $R_m = 800$  [MPa],  $R_{p0,2} = 640$  [MPa], spoj je utahován v nezátíženém stavu bez předpětí  $\rightarrow \delta_D = 0,8$ .  $R_{p0,2} = 512$  [MPa],  $p_D = 150$  [MPa], počet šroubů:  $i=2$ , střední průměr závitu:  $d_2 = 12,701$  [mm], stoupání závitu:  $P_h = 2$  [mm], matice M14x2, dovolený tlak v závitu:  $p_D = 150$  [MPa], vnitřní průměr závitu matice:  $D_1 = 11,835$  [mm], výška matice:  $m = 12,6$  [mm], otvor pro šroub  $D_o = 15$  [mm], koeficient tření mezi spojovanými díly a v závitu šroubového spoje:  $f = 0,18$ , rozměr montážního klíče:  $D_k = 22$  [mm].



### a) Numerický výpočet

- **Utahovací moment:**

$$M_u = \frac{F_Q}{2} [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'_z) + f \cdot D_P]$$

$$F_Q = \frac{F_{N1}}{i \cdot f} = 8125 \text{ [N]}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{P_h}{\pi d_2}\right) = 2,87^\circ$$

$$\varphi'_z = \operatorname{arctg}\frac{f}{\cos 30} = 11,74^\circ$$

$$D_P = \frac{D_k + D_0}{2} = 18,5 \text{ [mm]}$$

$$M_u = 27 \text{ Nm}$$

- **Pevnostní kontrola:**

$$d_{\min} = d_3 = 11,546 \text{ [mm]}$$

$$\delta_{red} < \delta_D$$

$$\delta_{red} = \sqrt{\delta_t^2 + 3\tau_k^2}$$

$$\tau_k = \frac{16M_u}{\pi \cdot d_3^3} = 89,3 \text{ [MPa]}$$

$$\delta_t = \frac{4F_Q}{\pi d_3^2} = 77,6 \text{ [MPa]}$$

$$\delta_{red} = 173 \text{ [MPa]} < 512 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

- **Kontrola otláčení závitu:**

$$p < p_D$$

$$p = \frac{F_Q}{m/p \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - D_1}{2}}$$

$$p = 30,8 \text{ [MPa]} < 150 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

## b) Kontrolní výpočet pomocí AUTODESK Inventor 2013:

Tabulka 11: Výsledky kontrolního výpočtu šroubů šikmé vzpěry

Předepínací síla	$F_v$	8125,000 N
Pracovní síla	$F_{max}$	8125,000 N
Požadovaný utahovací moment	$M_u$	27,946 N m
Tahové napětí	$\sigma_t$	77,598 MPa
Napětí v krutu	$\tau_k$	92,464 MPa
Redukované napětí	$\sigma_{red}$	177,961 MPa
Napětí od maximální síly	$\sigma_{max}$	77,598 MPa
Tlak v závitu	$p_c$	33,027 MPa
Pevnostní kontrola		<b>KLADNÝ</b>

Výsledná hodnota utahovacího momentu získaná dvěma různými metodami se rozchází o téměř 1 [Nm]. Výsledky kontrolního výpočtu jsou uvedeny v tabulce 11. Pro montáž je doporučeno dodržet vyšší hodnotu tohoto momentu, což je 28 [Nm].

### 4.1.3 Výpočet upevňovacích šroubů T konzole

Spodní konzole je tvořena dvěma profily ve tvaru U. Ke spojení těchto dvou profilů jsou použity 2 šrouby M16. Jejím účelem je přenést zatížení ze šikmé vzpěry do patky, která spojuje konstrukci dráhy s ocelovým mostem. Spoj T konzole je zatížen reakcí, jejíž charakteristická hodnota je  $R_{max} = 2296$  [N]. Po zanesení uvedených výpočtových koeficientů je návrhová hodnota  $R_{max} = 3180$  [N].

- **Parametry šroubového spoje:**

Šroub M16x2, pevnostní třída 8.8,  $R_m = 800$  [MPa],  $R_{p0,2} = 640$  [MPa], spoj je utahován v nezatíženém stavu bez předpětí  $\rightarrow \delta_D = 0,8$ .  $R_{p0,2} = 512$  [MPa],  $p_D = 150$  [MPa], počet šroubů:  $i=2$ , střední průměr závitu:  $d_2 = 14,701$  [mm], stoupání závitu:  $P_h = 2$  [mm], matice M16x2, dovolený tlak v závitu:  $p_D = 150$  [MPa], vnitřní průměr závitu matice:  $D_1 = 13,835$  [mm], výška matice:  $m = 16,4$  [mm], otvor pro šroub  $D_o = 15$  [mm], koeficient tření mezi spojovanými díly a v závitu šroubového spoje:  $f = 0,18$ , rozměr montážního klíče:  $D_k = 24$  [mm].

- **Utahovací moment:**

$$M_u = \frac{F_Q}{2} [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'_z) + f \cdot D_P]$$

$$F_Q = \frac{R_{MAX}}{i.f} = 8833,3 \text{ [N]}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left( \frac{P_h}{\pi d_2} \right) = 2,48^\circ$$

$$\varphi'_z = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos 30} = 11,74^\circ$$

$$D_P = \frac{D_k + D_0}{2} = 20,5 \text{ [mm]}$$

$$M_u = 32,8 \text{ Nm}$$

- **Pevnostní kontrola:**

$$d_{\min} = d_3 = 13,546 \text{ [mm]}$$

$$\delta_{red} < \delta_D$$

$$\delta_{red} = \sqrt{\delta_t^2 + 3\tau_k^2}$$

$$\tau_k = \frac{16M_u}{\pi \cdot d_3^3} = 67,2 \text{ [MPa]}$$

$$\delta_t = \frac{4F_Q}{\pi d_3^2} = 61,3 \text{ [Mpa]}$$

$$\delta_{red} = 131 \text{ [MPa]} < 512 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

- **Kontrola otláčení závitu:**

$$p < p_D$$

$$p = \frac{F_Q}{m/p \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - D_1}{2}}$$

$$p = 21,6 \text{ [MPa]} < 150 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{VYHOVUJE}$$

## b) Kontrolní výpočet pomocí AUTODESK Inventor 2013:

Tabulka 12: Výsledky kontrolního výpočtu šroubů T konzole

Předepínací síla	$F_v$	8833,333 N
Pracovní síla	$F_{max}$	8833,333 N
Požadovaný utahovací moment	$M_u$	34,467 N m
Tahové napětí	$\sigma_t$	61,291 MPa
Napětí v krutu	$\tau_k$	70,617 MPa
Redukované napětí	$\sigma_{red}$	136,810 MPa
Napětí od maximální síly	$\sigma_{max}$	61,291 MPa
Tlak v závitu	$p_c$	27,206 MPa
Pevnostní kontrola		<b>KLADNÝ</b>

Hodnota utahovacího momentu získaná kontrolním výpočtem, viz tabulka 12, je v porovnání s hodnotou získanou numerickým výpočtem vyšší o 1,7 [Nm]. Tento rozdíl je zanedbatelným, avšak je doporučeno dodržet při montáži vyšší hodnotu z těchto dvou, která je 34,5 [Nm].

### 4.1.4 Výpočet hlavních upevňovacích šroubů

Tyto šrouby slouží k upevnění nosné konstrukce dopravníku do patky, která je pevnou součástí ocelového mostu. Způsob zatížení tohoto spoje je schodný se zatížením spoje mezi dvěma profily T konzole. Pro spojení T konzole a patky proto budou použity stejné šrouby jako v případě spojení dvou profilů T konzole. Použité jsou šrouby M16x2.

### 4.1.5 Kontrola šikmé vzpěry při namáhání na vzpěr

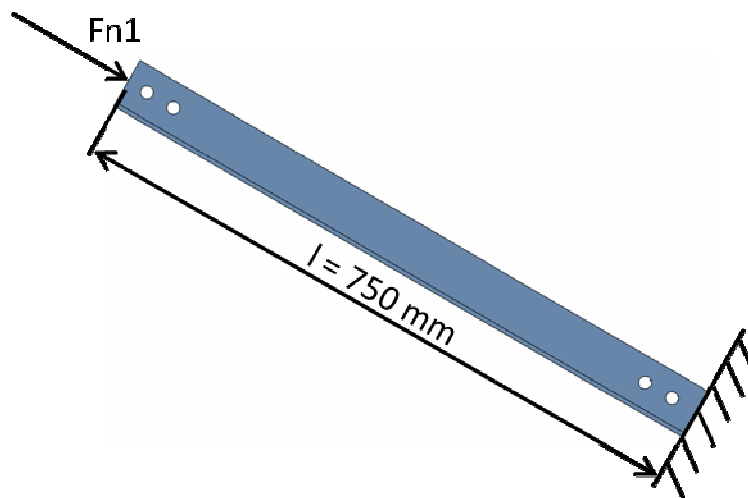
Při stlačování přímého prutu upnutého na jednom konci zatěžující silou vněm vzniká tlakové napětí. To platí za předpokladu, že prut zůstane přímý. Jestliže je délka prutu několikanásobně větší, než je jeho průřez, je v něm vyvoláno namáhání vzpěrem. Zatěžující síla většinou nepůsobí v ose tohoto prutu, ale na určité vzdálenosti. To má za následek kromě tlakového namáhání i namáhání na ohyb. Je-li tato síla malá, prut zůstává stále v rovnováze. Při zvýšení zatěžující síly dojde k vychýlení prutu, tím se zvýší vzdálenost zatěžující síly od osy prutu a dojde k nárůstu ohybového momentu. Tento řetězec se opakuje, až dojde ke zhroucení prutu. Způsob takového porušení se označuje jako vzpěrová

pevnost. Pro každý prut existuje kritická síla, při které dojde k popsané situaci. Její hodnota

se určí podle Eulerova vzorce jako  $F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_0^2}$  [N]. [5]

Tato síla je závislá pouze na rozměrech a materiálu prutu. Při kontrole prutu na vzpěr, se porovnává zatěžující síla se silou kritickou, kdy musí vyhovět se zvolenou bezpečností.

Při přenosu zatížení z podélníků dráhy do spodní T konzole je šikmá vzpěra namáhána normálovou silou  $F_{n1} = 2925$  [N]. Tato síla vyvodí namáhání na vzpěr. Na obrázku 35 je ukázán způsob zatížení šikmé vzpěry.



Obrázek 35: Zatížení šikmé vzpěry

**a) numerický výpočet:**

Zatěžující síla:  $F_{n1} = 2925$  [N]

Vyvolané napětí v tlaku:  $\delta_t = \frac{F_{n1}}{S}$ , kde

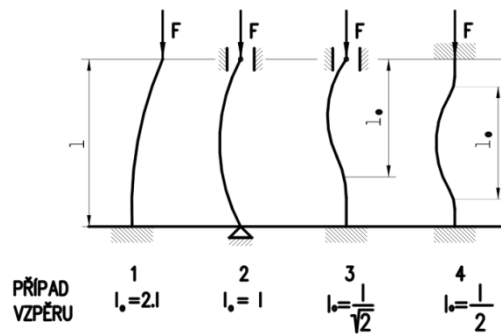
- $S = 425$  [mm<sup>2</sup>] je průřez profilu

Po dosazení získáme hodnotu napětí v tlaku:

$$\delta_t = 6,8 \text{ [MPa]}$$

Maximální zatěžující síla:  $F < \frac{F_{kr}}{k} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{k \cdot l_0^2}$  [N], kde:

- $k = 2$  je zvolená bezpečnost,
- $E = 210000$  [MPa] modul pružnosti,
- $J_{min} = 156988,36$  [mm<sup>4</sup>] je kvadratický moment průřezu,
- $l_0 = l = 750$  [mm] je redukovaná délka určena z obrázku 36, případ vzpěru 2



Obrázek 36: Určení redukované délky [5]

Po dosazení do uvedených vztahů získáme maximální hodnotu zatěžující síly:

$$F_{\max} = 2789,2 \text{ [kN]}.$$

Pro určení kritického napětí platí vztah:  $\delta_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{S \cdot l_0^2}$  [N], kde:

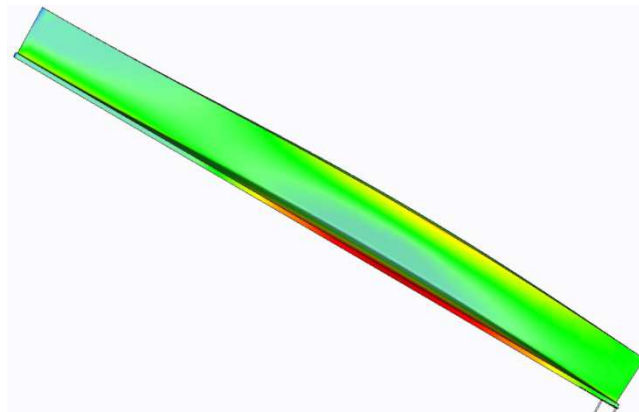
- $S = 425 \text{ [mm}^2\text{]}$  je plocha průřezu profilu.

Po dosazení do uvedeného vztahu získáme hodnotu kritického napětí:

$$\delta_{kr} = 13,9 \times 10^3 \text{ [MPa]}.$$

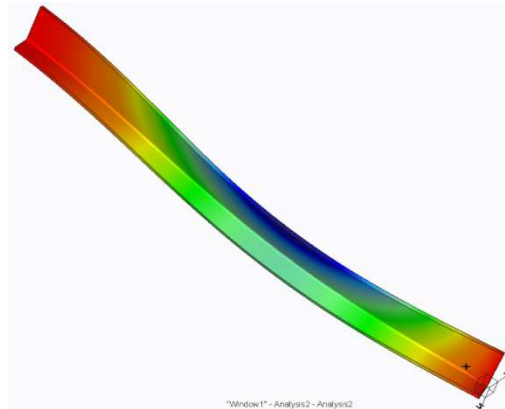
### b) Výpočet pomocí PTC Creo

Pro zjištění maximálního napětí a deformace vyvolaného namáháním na vzpěr byl použit program Creo Simulate 2.0 od společnosti PTC. Výsledné zjištěné napětí podle hypotézy HMM dosahuje maximální hodnoty 5,3 [MPa]. Výsledek této simulace je na obrázku 37, kde červená oblast označuje místo s maximálním napětím.



Obrázek 37: Výsledné hodnoty napětí podle hypotézy HMM

Dalším výsledkem této analýzy bylo maximální posunutí, v tomto případě spíše vybočení profilu z přímého směru vlivem namáhání na vzpěr vyvolaného normálovou silou. Maximální vybočení profilu z přímého směru dosahuje hodnoty 0,98 mm, což je na obrázku 38 tmavě modrá oblast.



Obrázek 38: Vybočení profilu z přímého směru.

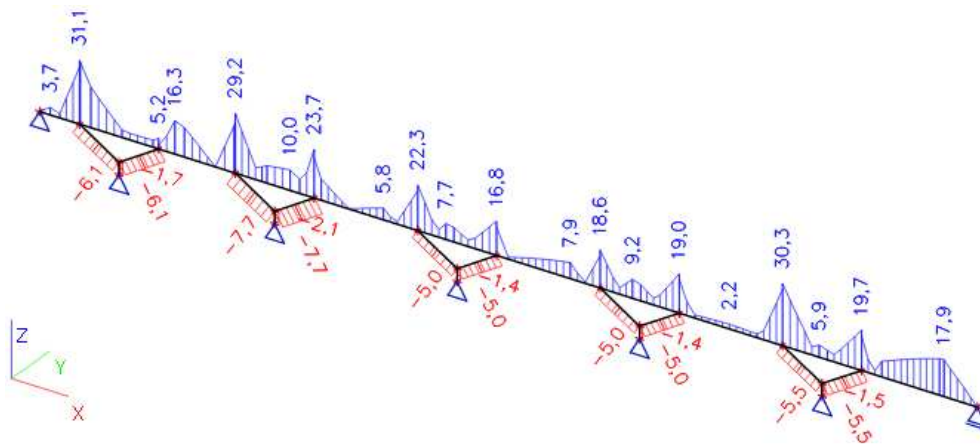
Výsledky této analýzy ukazují, že napětí i deformace vyvolané normálovou silou jsou velmi nízké. Lze tedy předpokládat, že stabilita šikmé vzpěry není ohrožena.

#### 4.1.6 Kontrola dráhy při přetížení

Přetížení dráhy může za provozu nastat velice snadno a neočekávaně. Může být způsoben náhlým snížením výkonu pohonné jednotky nebo neočekávaným zvýšením výkonu ve větvi dopravníkového systému, která na P22 dodává materiál. Při těchto situacích se zvýší zatížení celé dráhy. Při úplném zastavení dopravníku dojde k přetížení dráhy v její násypné části.

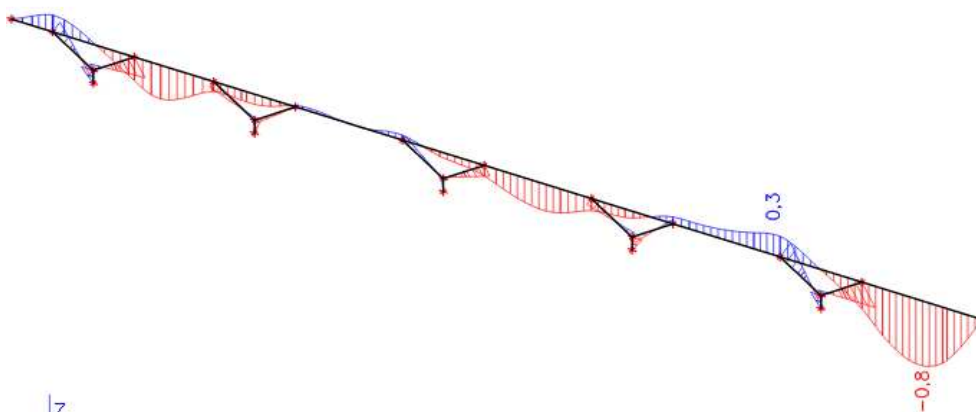
Dráha pásu musí být dostatečně dimenzována tak, aby odolala všem takovým haváriím. Z tohoto důvodu je nutná kontrola dráhy i na jiná zatížení než ta, která jsou určena z přepravní kapacity.

Kontrola únosnosti dráhy pro jiná než jmenovitá zatížení byla provedena s navýšeným zatížením o 50 [%]. Tento stav může nastat mimo jiné i v případě že dojde ke změně měrné hmotnosti přepravovaného materiálu. Přepravní kapacita by se v extrémním případě zvýšila z  $Q_m = 76$  [t/hod] na kapacitu  $Q_m = 114$  [t/hod]. Na obrázku 39 je průběh napětí při tomto zatížení.



Obrázek 39: Průběh napětí při zvýšení zatížení o 50%

Z uvedeného obrázku 40 vyplývá, že maximální hodnota napětí při zvýšeném zatížení dosahuje v místě podepření první šikmou vzpěrou hodnoty  $\delta_{\max} = 31,1$  [MPa]. Porovnáním této hodnoty s maximálním napětím vyvolaným běžným provozním zatížením ( $\delta_{\max} = 28,6$  [MPa]) bylo zjištěno zvýšení napětí o  $\Delta\delta_{\max} = 2,5$  [MPa]. Zjištěný rozdíl i maximální hodnota vyhovují dovolenému napětí v podélníku. Lze tedy předpokládat, že konstrukce zvýšení zatížení odolá bez problémů.

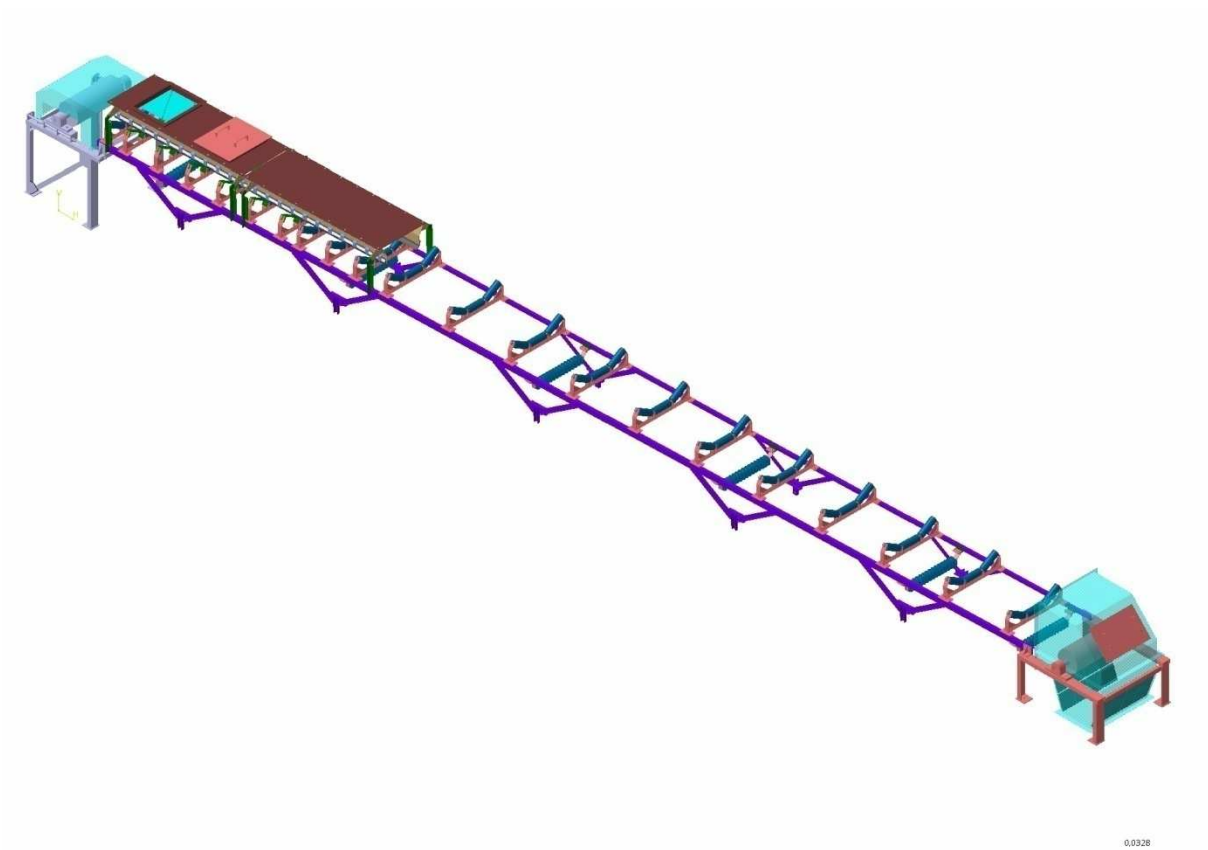


Obrázek 40: Průběh deformace při zvýšení zatížení o 50%

Na obrázku 38 je uvedený průběh deformace dráhy při zvýšení zatížení o 50 [%]. Oproti deformaci vyvolané běžným zatížením stoupla hodnota maximální deformace o  $\Delta y_D = 0,1$  [mm]. Maximální deformace vzniká na konci dráhy a má hodnotu  $y_{\max} = 0,8$  [mm].

Zjištěné rozdíly v maximálních hodnotách napětí a deformace jsou velmi malé. Obě maximální hodnoty jsou nižší než hodnoty dovolené. Lze tedy předpokládat, že konstrukce odolá bez problémů zvýšení zatížení o 50 [%].





0.0328

Obrázek 41: Inovovaný pásový dopravník P22

## 5 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá inovací pásového dopravníku P22 pro přepravu sklářského kmene ve výrobním závodu Vetropack Moravia Glass a.s. v Kyjově. Výsledkem práce je návrh zlepšené konstrukce dráhy pásu dle požadavků zadavatele. Navržená konstrukce je složena z jiných nosných profilů, které se vyznačují především nižší hmotností a pořizovací cenou. Druhou inovovanou částí konstrukce je pohonná jednotka zařízení, jejíž výhodou je především snadnější montáž do konstrukce zařízení a celkově nižší prostorové nároky.

Po seznámení s výkresovou dokumentací současného řešení a rozboru použitých dílů konstrukce a pohonné jednotky byly definovány hlavní nedostatky současného řešení. Po konzultaci se zástupcem ze strany zadavatele byl definován směr, kterým by se řešení mělo ubírat.

Hlavními nedostatky konstrukce byla vysoká hmotnost, velké pořizovací náklady na použitý materiál a velké rozměry pohonné jednotky.

Na základě těchto nedostatků a konzultací se zadavatelem byla navržena 4 možná řešení – koncepty. Tyto koncepty se zaměřily na uvedené nevýhody tak, aby je co nejlépe eliminovaly. U každého konceptu byl vypracován zjednodušený 3D návrh, který zahrnoval rovněž uchycení technologického vybavení nutného pro chod zařízení. Součástí těchto návrhů bylo prověření jejich mechanických vlastností a také určení cen potřebných dílů a jejich celková hmotnost. Z vypracovaných konceptů bylo na základě zvolených kritérií vybráno vítězné řešení.

Vítězný koncept byl dále rozpracován tak, aby mohla být ověřena jeho realizovatelnost. V tomto kroku byla zpracována kompletní CAD data celého dopravníku a to včetně částí, kterých se inovace netýkala. U nového řešení je podélník dráhy pásu vyroben z profilu L 80x40x6, který se vyznačuje téměř poloviční měrnou hmotností než původní profil U100. Podpěry dráhy byly nově navrženy ve tvaru Y jako sestava složená z 2 šikmých vzpěr, krátké příčky, která tyto vzpěry spojuje, tento celek je uchycen ke krátké svislé podpěře. Takových konzol je rozmístěno 5 na každé straně dráhy. Původní řešení využívalo celkem 12 svislých podpěr vyrobených z profilu L 60x40x6.

Díky těmto úpravám klesla hmotnost konstrukce dráhy o téměř 120 [kg], což představuje snížení o 32 [%]. Potřebné pořizovací náklady na použitý materiál se podařilo snížit o 1842,8 [Kč], to je pokles o 28 [%].

Nadměrné rozměry pohonné jednotky byly řešeny záměnou původního ústrojí za elektroválec. Jedná se o elektromotor uložený přímo v hnacím bubnu válce. Tato úprava měla za následek snížení celkové šířky dopravníku o 0,65 [m]. Další výhodou je odpadnutí jednostranného zatížení pohonné stanice. Původní jednotka byla umístěna mimo rám pouze na držáku. Nevýhodou nového řešení bylo nutné zvýšení výkonu motoru z 5,5 [kW] na 11 [kW]. Tato změna byla provedena z důvodu značné tahové síly v dopravníkovém pásu, kterou elektroválec o nižším výkonu nebyl schopen přenést. Příčinou je zřejmě únosnost použitých ložisek a vzhledem k tomu, že zařízení je dodáváno jako celek, byl zvolen typ s vyšším výkonem a vhodnou únosností.

V práci byly provedeny ověřovací výpočty šroubových spojů, a to jak klasickým numerickým výpočtem, tak pro ověření pomocí programu Autodesk Inventor 2013. Dále byla provedena kontrola šikmé vzpěry na namáhání na vzpěr. Byla také prověřena únosnost dráhy při zvýšení přepravního výkonu o 50 [%]. Všechna tato prověření lze hodnotit kladně.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] Transys spol. s r.o. – Technická dokumentace PD P22.
- [2] Matador Conveyor Belts. Technická příručka. Puchov: Continental Matador Rubber. s. 27.
- [3] Rulmeca. Copyright © 2013 Rulmeca. Dostupné z: <http://www.rulmeca.com/en/>
- [4] Kuželočelní převodovky Motox / Simogear © 2015 Elektromotory.cz. Dostupné z: <http://www.elektromotory.cz/produkty/prevodovky/kompaktni-elektroprevodovky-siemens-flender?gclid=CK25ocPd6ccCFQsEwwodihEMHg>
- [5] Doleží V., Galis D.: Mechanika II. Výukový materiál. Opava 2009. s. 135. Dostupné z: [http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika\\_II\\_vyukovy\\_manual\\_na\\_SSPU\\_Opava.pdf](http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf)
- [5] Pešík, L.: *Části strojů. 1. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4.
- [6] Pešík, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2.
- [7] Leinveber, J. – Vávra, P.: *Strojnické tabulky.* Albra, Úvaly 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] Mašín, I. – Ševčík, L.: *Metody inovačního inženýrství.* IPI 2006. ISBN 80-903533-0-4.
- [9] Stehlík, J.: *Dopravníky.* Liberec, TU 2004. ISBN 80-7083-888-4.
- [10] Škaloud, M.: *tenkostěnné ocelové konstrukce z profilů tvarovaných za studena.* SNTL 1963. ISBN 04-708-63.
- [11] ČSN EN 1991-1-1 - Zatížení konstrukcí – Část 1.1: Obecná zatížení - Objemové tíhy, vlastní tíha a užitná zatížení pozemních staveb (3.2004).
- [12] ČSN EN 1090-2 - Provádění ocelových konstrukcí a hliníkových konstrukcí - část 2: Technické požadavky na ocelové konstrukce (1.2012) ČSN ISO 2148, Zařízení pro plynulou dopravu nákladu. Terminologie. (4.1993).
- [13] ČSN ISO 1537 - Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korýtkovým doprav. profilem (jiné než přenosné).Válečky (4.1993).
- [14] ČSN ISO 1535 - Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korýtkovým doprav. profilem (jiné než přenosné). Dopravní pásy. (5.1993).

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Poháněcí stanice [1] .....	15
Obrázek 2: Příčný řez dopravníkem P22 [1] .....	16
Obrázek 3: Vratná stanice [1] .....	16
Obrázek 4: Příčný řez dopravníkem v místě bočního vedení. [1].....	17
Obrázek 5: Struktura pásu Matador EP 400/3 650 4+2 AA [2] .....	18
Obrázek 6: Současné řešení – Průběh napětí.....	19
Obrázek 7: Současné řešení – Průběh deformace .....	19
Obrázek 8: Koncept 1 – Celkový pohled.....	21
Obrázek 9: Koncept 1 – Upevnění spodních a horních válců.....	21
Obrázek 10: Koncept 1 – Návrh pohonu – Elektroválec [3].....	22
Obrázek 11: Koncept 1 – Průběh napětí .....	22
Obrázek 12: Koncept 1 – Průběh deformace .....	23
Obrázek 13: Koncept 2 – Uspořádání profilů dráhy pásu .....	24
Obrázek 14: Koncept 2 – Upevnění spodních a horních válců.....	25
Obrázek 15: Koncept 2 – Návrh pohonu - násuvná kuželočelní převodovka Siemens.....	25
Obrázek 16: Koncept 2 – Průběh napětí .....	26
Obrázek 17: Koncept 2 – Průběh deformace .....	26
Obrázek 18: Koncept 3 – Uspořádání profilů dráhy pásu .....	28
Obrázek 19: Koncept 3 – Upevnění spodních a horních válců.....	29
Obrázek 20: Koncept 3 – Návrh pohonu - násuvná kuželočelní převodovka Siemens.....	29
Obrázek 21: Koncept 3 – Průběh napětí .....	30
Obrázek 22: Koncept 3 – Průběh deformace .....	30
Obrázek 23: Koncept 4 – Uspořádání profilů dráhy.....	32
Obrázek 24: Koncept 4 – Upevnění spodních a horních válců.....	32
Obrázek 25: Koncept 4 – Uložení hnacího bubnu - Elektroválec .....	33
Obrázek 26: Koncept 4 – Průběh napětí .....	33
Obrázek 27: Koncept 4 – Průběh deformace .....	34
Obrázek 28: Elektroválec Rulmeca 320 M .....	39
Obrázek 29: Držák Elektroválce Rulmeca 320 M [3] .....	41
Obrázek 30: Zatížení elektroválce .....	42

Obrázek 31: Reakce v podpěrách vyvolané vlastní tíhou konstrukce.....	44
Obrázek 32: Reakce v podpěrách vyvolané tíhou technologického vybavení.....	45
Obrázek 33: Reakce v podpěrách vyvolané přepravovaným materiálem .....	45
Obrázek 34: Hodnoty návrhových normálových sil v působící ve styčných bodech konstrukce .....	46
Obrázek 35: Zatížení šikmé vzpěry .....	51
Obrázek 36: Určení redukované délky [5].....	52
Obrázek 37: Výsledné hodnoty napětí podle hypotézy HMM.....	52
Obrázek 38: Vybočení profilu z přímého směru.....	53
Obrázek 39: Průběh napětí při zvýšení zatížení o 50% .....	54
Obrázek 40: Průběh deformace při zvýšení zatížení o 50% .....	54
Obrázek 41: Inovovaný pásový dopravník P22 .....	55

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Koncept 1 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce. ....	23
Tabulka 2: Koncept 2 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce .....	27
Tabulka 3: Koncept 3 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce. ....	31
Tabulka 4: Koncept 4 - Určení pořizovacích nákladů materiálu a hmotnosti konstrukce. ....	34
Tabulka 5: Hrubý výběr konceptu .....	36
Tabulka 6: Podrobný výběr konceptu .....	38
Tabulka 7: Rozměry hnacího elektroválce .....	40
Tabulka 8: Výkonové parametry hnacího elektroválce.....	40
Tabulka 9: Rozměry držáku elektroválce .....	41
Tabulka 10: Výsledky kontrolního výpočtu šroubů elektroválce .....	43
Tabulka 11: Výsledky kontrolního výpočtu šroubů šikmé vzpěry .....	48
Tabulka 12: Výsledky kontrolního výpočtu šroubů T konzole.....	50

## Seznam příloh

Příloha [1] – Rozložení zatížení dráhy pásu

Příloha [2] - Charakteristické zatížení dráhy pásu [kN]

Příloha [3] – Popis částí elektroválce - výňatek z katalogového listu Rulmeca

Příloha [4] – Technická specifikace elektroválce - výňatek z katalogového listu Rulmeca

Příloha [5] – Držák elektroválce - výňatek z katalogového listu Rulmeca

Příloha [6] – Výkres šikmá vzpěra levá

Příloha [7] – Výkres šikmá vzpěra pravá

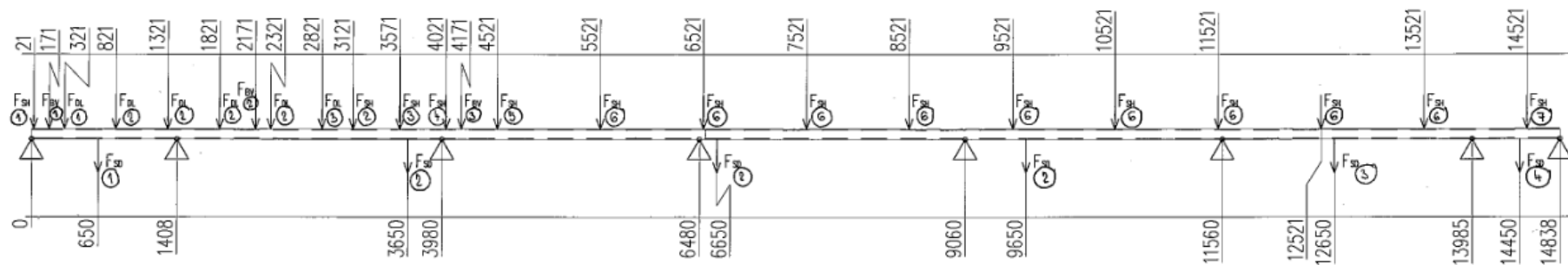
Příloha [8] – Kusovník PD P22

Příloha [9] – Výkres sestavy PD P22



Příloha [1] – Rozložení zatážení dráhy pasu

$F_{SD}$ ...vál. stolice dolní  
 $F_{SH}$ ...vál. stolice horní  
 $F_{DL}$ ...dopadové lože  
 $F_{BV}$ ...boční vedení



**Příloha [2] - Charakteristické zatížení dráhy pasu [kN]**

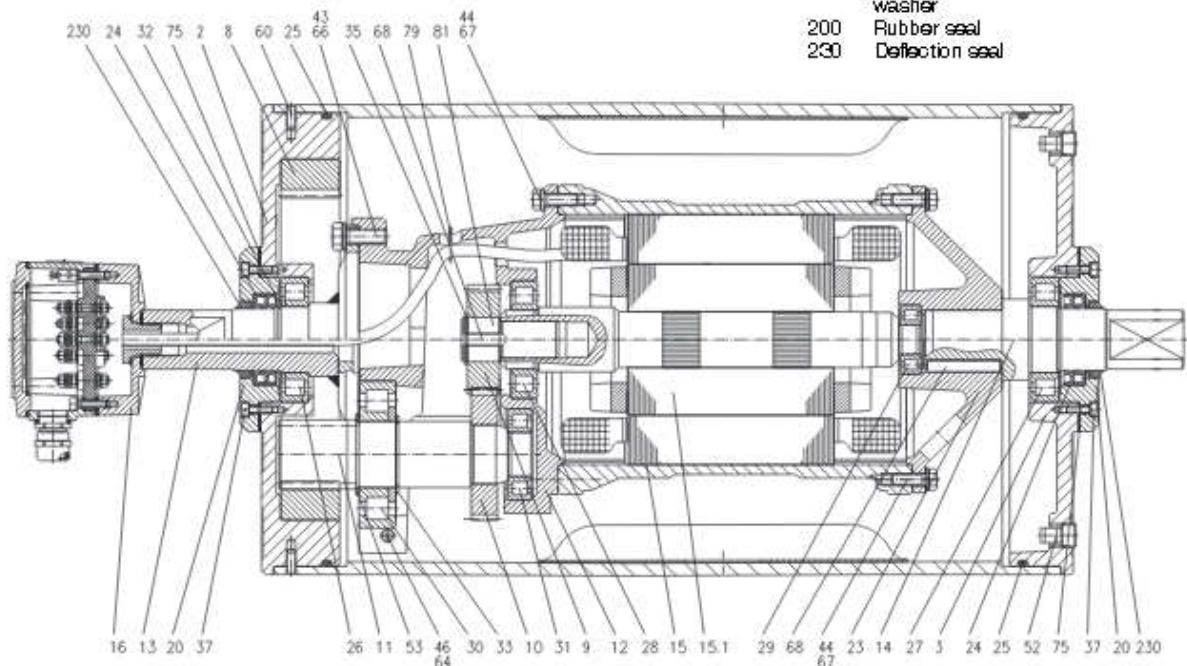
Síla	Zatížení				
	Technologické vybavení	Zátěžná délka [m]	Horní nebo dolní větev gurty	Stálé zatížení celkem	Nahodilé zatížení materiálem
F <sub>SH1</sub>	0,113	0,396	0,019	0,132	-
F <sub>SH2</sub>	0,113	0,375	0,018	0,131	0,072
F <sub>SH3</sub>	0,113	0,45	0,021	0,134	0,086
F <sub>SH4</sub>	0,113	0,475	0,022	0,135	0,091
F <sub>SH5</sub>	0,113	0,75	0,035	0,148	0,143
F <sub>SH6</sub>	0,113	1	0,047	0,16	0,191
F <sub>SH7</sub>	0,113	1	0,047	0,16	0,191
F <sub>SD1</sub>	0,08	0,56	0,026	0,026	-
F <sub>SD2</sub>	0,08	3	0,141	0,141	-
F <sub>SD3</sub>	0,08	2,4	0,113	0,113	-
F <sub>SD4</sub>	0,08	1,4	0,068	0,068	-
F <sub>DL1</sub>	0,149	0,4	0,019	0,168	0,076
F <sub>DL2</sub>	0,149	0,5	0,024	0,173	0,096
F <sub>DL3</sub>	0,149	0,4	0,019	0,168	0,076
F <sub>BV1</sub>	0,638				
F <sub>BV2</sub>	0,965				
F <sub>BV3</sub>	0,451				

Příloha [3] – Popis částí elektroválce - výňatek z katalogového listu Rulmeca



**Motorized Pulley 320M, Ø 320 mm**  
**Spare parts list and sectional drawings**

Pos.	Description	Pos.	Description	Pos.	Description
1	Shell	28	Bearing	70	Toothed washer
2	End housing with geared rim	29	Bearing	75	Gasket
3	End housing	30	Bearing	78	Gasket
8	Geared rim	30	Bearing	79	Holding clip or plastic tie
9	Rotor pinion	31	Bearing	81	Rotor pinion shaft
10	Input wheel	32	Retaining ring	85	Intermediate flange for backstop
11	Output pinion	33	Retaining ring	85.1	Intermediate flange for brake assembly
12	Gear box	35	Retaining ring	90	Backstop
13	Front shaft	37	Hexagon head screw	91	Electromagnetic brake
14	Rear shaft	43	Hexagon head screw	93	Retaining ring
15	Stator complete	44	Hexagon head screw	94	Hexagon head screw
15.1	Rotor	45	Hexagon head screw	96	Straight connector
16	Terminal box complete	46	Hexagon head screw	96	Elbow connector
17	Nipple	62	Magnetic oil plug	99	Waved spring washer
20	Cover	63	Distance washer	101	Key
20.1	Cover with labyrinth groove	63.1	Compression nipple	104	Distance washer
23	Rear flange	60	Parallel pin	120	Labyrinth cover
23.1	Rear flange for backstop/Brake	64	Prevailing torque type hexagon nut	121	Set screw
24	2 Dust lip seals each side	66	Waved spring washer	122	O-ring
25	O-ring	67	Toothed washer	123	Grease nipple
26	Bearing	68	Key	143	O-ring
27	Bearing	69	Key	146	Special shaped compression washer
				200	Rubber seal
				230	Deflection seal



Pos. 52. sealed with plumber sealing tape

Příloha [4] – Technická specifikace elektroválce - výňatek z katalogového listu Rulmeca



Motorized Pulley 320M & 320H, Ø 320 mm

50 Hz

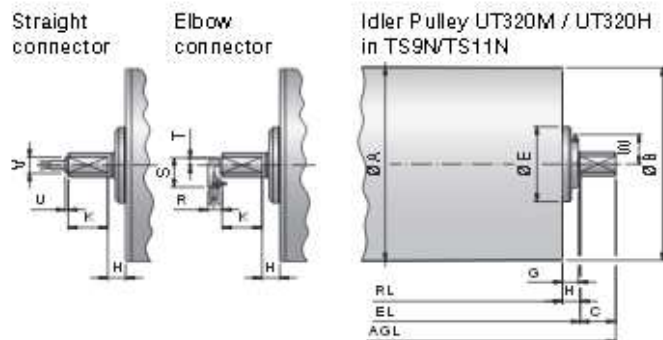
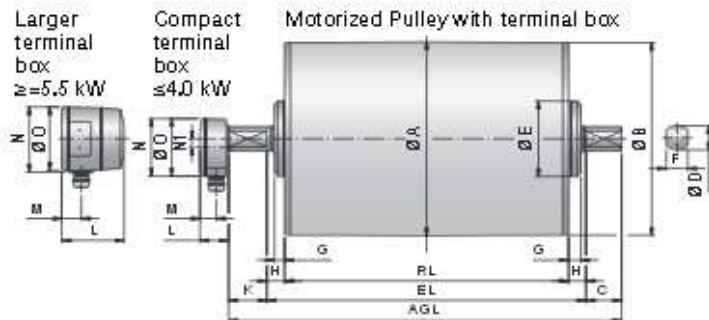
Power kW/HP	Motor		Nominal belt speed at Full Load 50Hz m/sec	Torque Nm	Belt Pull N	Max. Radial Load T1+T2 N	Special min. RL	Type	Weight in kg for STANDARD width										Type of Bracket						
	No. of Poles	Gear stages							Dimension RL in mm (RL > 2000 mm available on request)																
									450	500	550	600	650	700	750	800	850	per 50 mm up to 2000							
1.50/ 2.00	3	2	0.16	1425	8906	35000	560	320H																	
			0.20	1140	7125																				
			0.25	912	5700																				
	1.50/ 2.00	3	2	0.32	712	4436	20000	500	320M																
				0.40	570	3551																			
				0.50	455	2841																			
0.63				362	2255																				
0.80				285	1775																				
1.00				223	1421																				
1.25	182	1134																							
2.20/ 3.00	3	2	0.20	1672	10450	35000	560	320H																	
			0.25	1333	8362																				
			0.32	1045	6531																				
	2.20/ 3.00	3	2	0.40	836	5225	20000	500	320M																
				0.50	653	4181																			
				0.63	522	3252																			
0.80				418	2504																				
1.00				334	2081																				
1.25				265	1651																				
1.60	209	1302																							
2.00	167	1040																							
2.50	134	835																							
3.00/ 4.00	6	3	0.25	1824	11400	35000	560	320H																	
			0.32	1425	8906																				
			0.40	1140	7125																				
	3.00/ 4.00	4	2	0.50	912	5700	20000	500	320M																
				0.63	727	4525																			
				0.80	570	3552																			
1.00				455	2841																				
1.25				362	2255																				
1.60				285	1775																				
2.00	223	1421																							
2.50	182	1134																							
4.00/ 5.50	6	3	0.32	1900	11875	35000	560	320H																	
			0.40	1520	9499																				
			0.50	1216	7500																				
	4.00/ 5.50	4	2	0.63	965	6031	20000	500	320M																
				0.80	760	4735																			
				1.00	608	3788																			
1.25				485	3028																				
1.60				380	2358																				
2.00				304	1994																				
2.50	243	1514																							
5.50/ 7.50	4	3	0.40	2090	13052	35000	560	320H																	
			0.50	1672	10450																				
			0.63	1327	8294																				
	5.50/ 7.50	4	2	0.80	1045	6531	20000	500	320M																
				1.00	836	5225																			
				1.25	671	4190																			
1.60				524	3259																				
2.00				418	2504																				
2.50				334	2081																				
0.80	1424	8909																							
7.50/ 10.00	2	3	1.00	1140	7125	35000	560	320H																	
			1.25	911	5700																				
			1.60	712	4453																				
	7.50/ 10.00	2	2	2.00	570	3552	20000	500	320M																
				2.50	455	2850																			
				0.80	1424	8909																			
11.00/ 15.00	2	3	1.00	1672	10450	35000	1100	320H																	
			1.25	1327	8294																				
			1.60	1045	6531																				
	11.00/ 15.00	2	2	2.00	836	5225	20000	800	320M																
				2.50	671	4190																			
				Note for: 11kW: min. RL 1100																					173
										173	173	4 kg	KL41-HD												

Idle Pulley	20000	450	UT320M	50	54	58	62	66	70	74	78	82	4 kg	KL41-HD
	35000	450	UT320H	57	61	65	69	73	77	81	85	89	4 kg	KL42-HD

Příloha [5] – Držák elektroválce - výňatek z katalogového listu Rulmeca

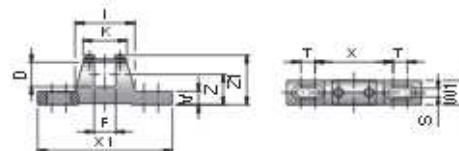


## Motorized Pulley 320L, 320M & 320H, Ø 320 mm

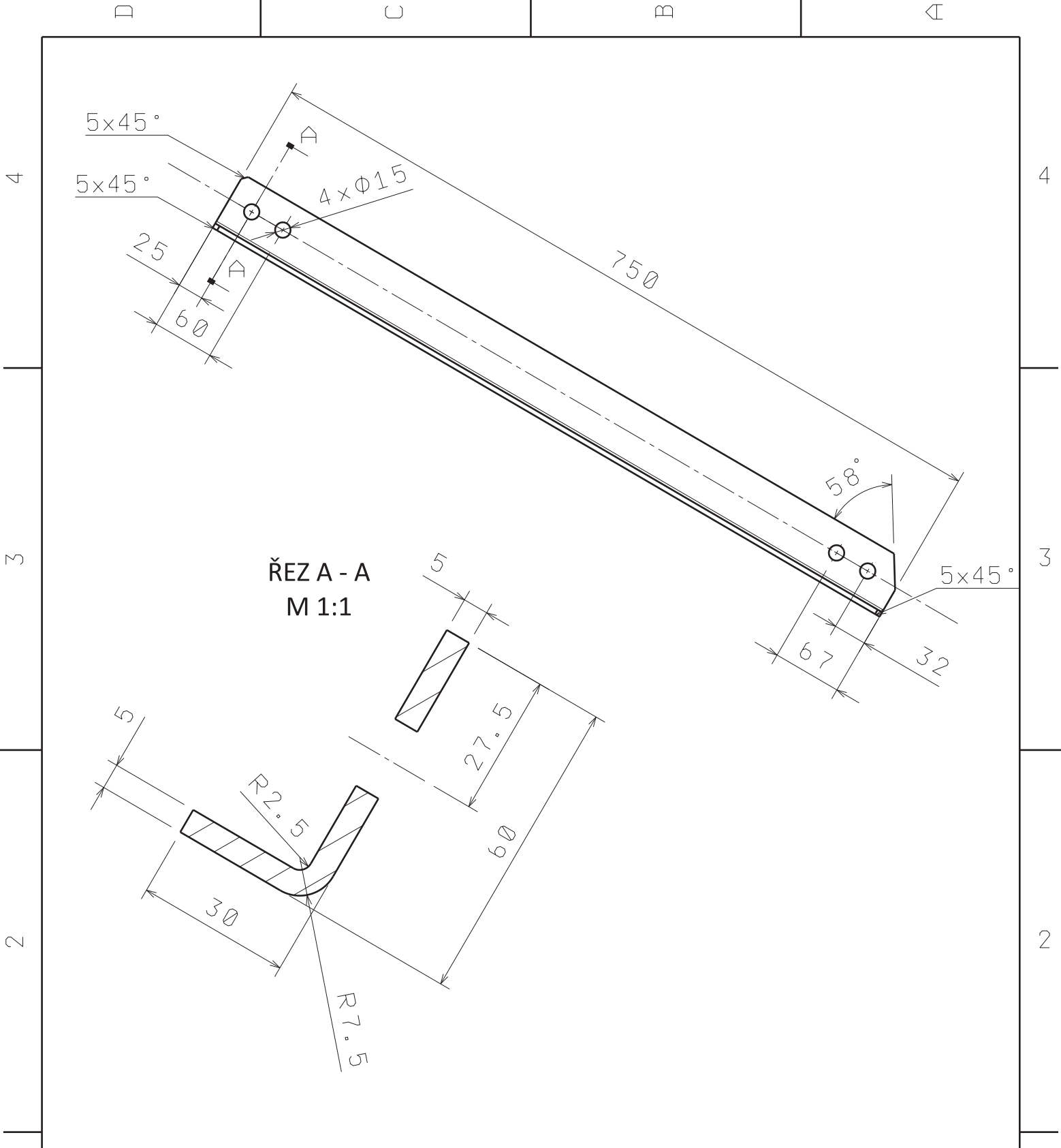


Type	Motorized Pulley or idler Pulley (UT)											Compact terminal box ≤4.0 kW				Larger terminal box ≥5.5 kW				Straight connector ≤4.0 kW		Elbow connector ≤4.0 kW			
	A	B	C	D	E	F	G	G		H	K	W	L	M	N	NI	L	M	N	O	U	V	R	S	T
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
320L	323	319	50	40	96	30	15	19.5	25	54	-	41	24	95	14	-	-	-	-	4	27	20	48	12	
320M	321	319	50	40	125	30	17.5	22.5	25	54	-	41	24	95	14	87	27	107	105	4	27	20	48	12	
320H	321	319	50	50	148	40	11	20.5	25	54	-	41	24	95	14	87	27	107	105	4	27	20	48	12	
UT320M	321	319	50	40	125	30	14.5	22.5	25	-	52	→ Idler Pulley shown in TS9N/TS11N version with e-greaseable seats													
UT320H	321	319	50	50	148	40	11	20.5	25	-	52	→ Idler Pulley shown in TS9N/TS11N version with e-greaseable seats													

Mounting brackets  
KL41-HD & KL42



Motorized Pulleys Type	Material	Bracket description	Dimensions												Weight kg
			D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1	
			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
320L & 320M	Steel	KL41-HD	40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2.1
320H	Steel	KL42	50	40	121	90	18	30	25	50	150	250	70	110	4.5



# PÁSOVÝ DOPRAVNÍK P22

## ŠÍKMÁ VZPĚRA LEVÁ

Kreslil  
**JANKOVSKY**

DATE  
12.9.2015

Format  
**A4**

Měřítko 1:1

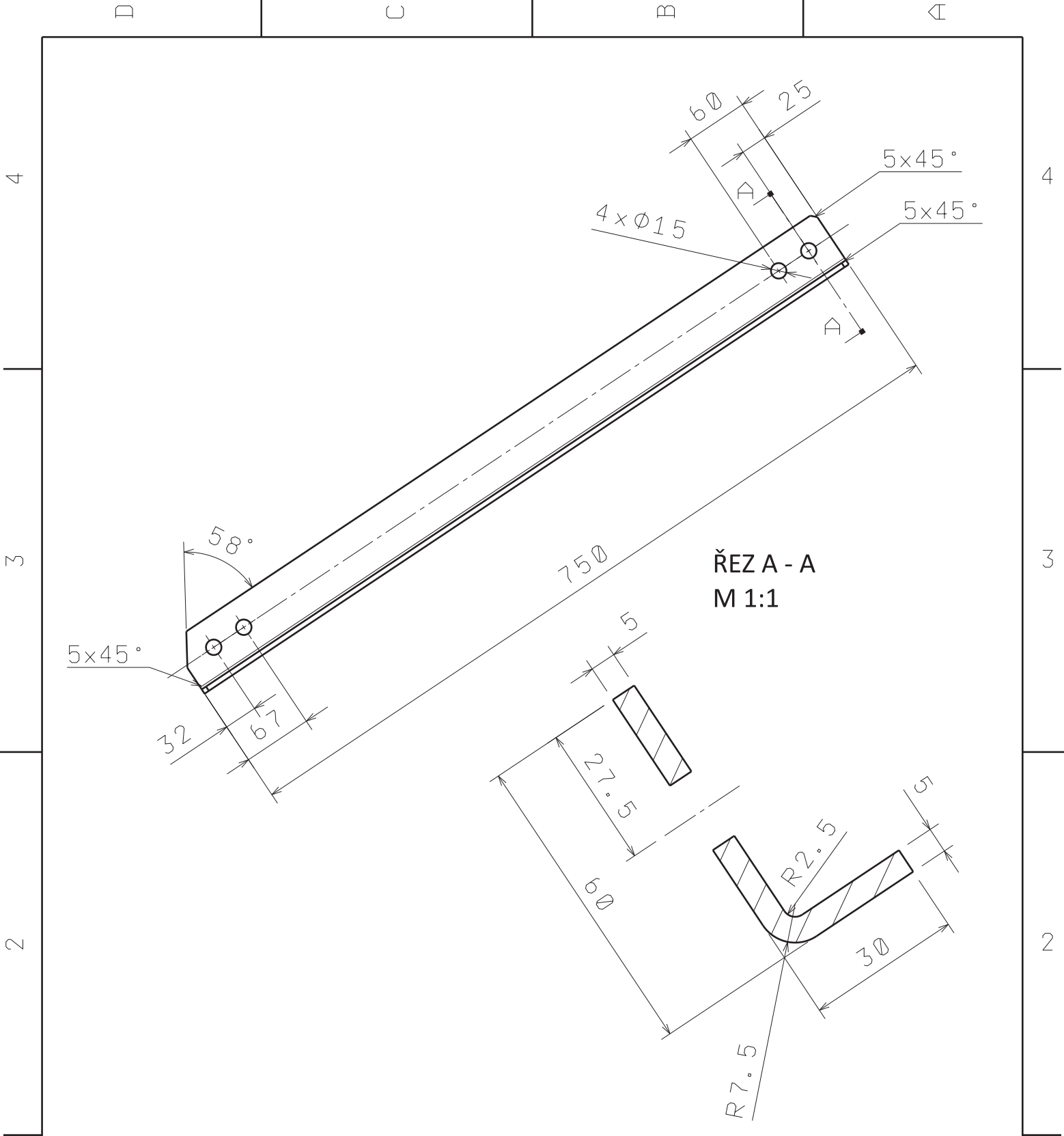
Material: CSN 11 375

List 1/1

D

A





# PÁSOVÝ DOPRAVNÍK P22

## ŠIKMÁ VZPĚRA PRAVÁ

Kreslil  
**JANKOVSKÝ**

Datum  
11.9.2015

Formát  
**A4**

Měřítko 1:5

Material: CSN 11 375

List 1/1

4

4

3

3

2

2

1

1

D

A

POZICE	NÁZEV DÍLU	NORMA - DODAVATEL	KS
22	GURTA B650 - L36m	MATADOR	-
21	PODLOŽKA 19	ISO 7089	8
20	MATICE M18 - 8.8	ISO 4032	8
19	ŠROUB M18x70 - 8.8	ISO 4017	8
18	PODLOŽKA 17	ISO 7089	20
17	MATICE M16 - 8.8	ISO 4032	20
16	ŠROUB M16x30 - 8.8	ISO 4017	20
15	PODLOŽKA 15	ISO 7089	88
14	MATICE M14 - 8.8	ISO 4032	88
13	ŠROUB M14x30 - 8.8	ISO 4017	88
12	DOPADOVÉ LOŽE	TRANZA a.s.	15
11	POHANĚCÍ STANICE		1
10	PODELNÍK DRÁHY PASU	L 80X40X6 - 15,06m	2
9	HORNÍ PRAŽCE S PLOCHÝMI VÁLEČKY Ø89mm	TRANZA a.s.	7
8	SPODNÍ DISKOVÝ VÁLEČEK Ø133mm	TRANZA a.s.	6
7	PŘIČKA	U 75x50x5 - 250	10
6	PODPĚRA	U 75x50x5 - 215	10
5	ŠIKMÁ VZPĚRA LEVÁ	L 60x30x5 - 750	10
4	ŠIKMÁ VZPĚRA PRAVÁ	L 60x30x5 - 750	10
3	BOČNI VEDENÍ 2		1
2	BOČNI VEDENÍ 1		1
1	VRATNÁ A NAPÍNACÍ STANICE		1

## PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PD P22

# KUSOVNÍK

Kreslil  
**JANKOVSKÝ**

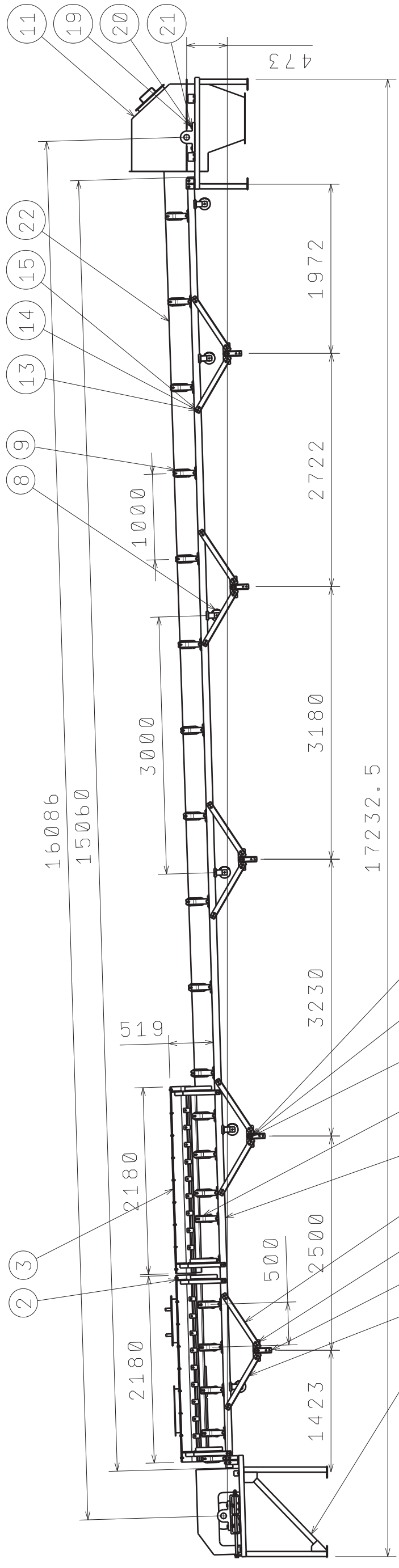
Datum  
10.9.2015

Formát  
**A4**

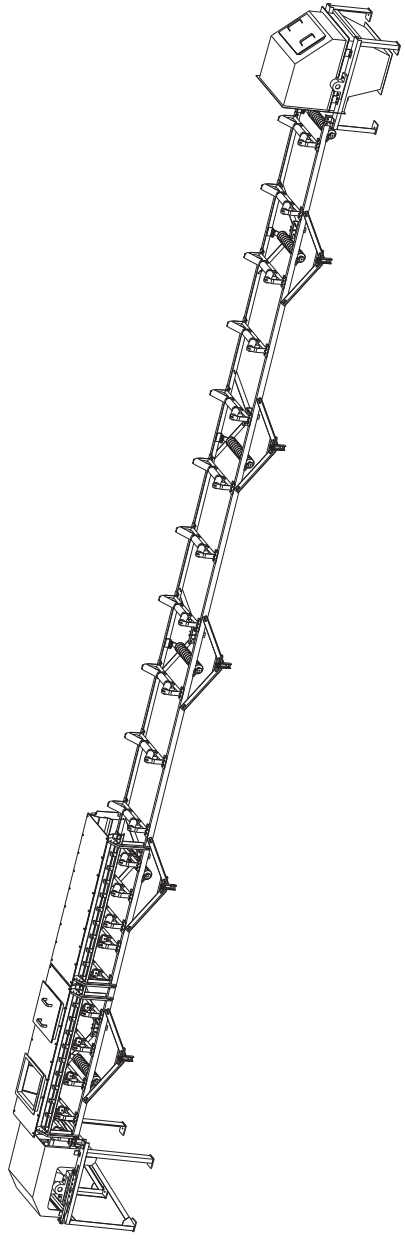
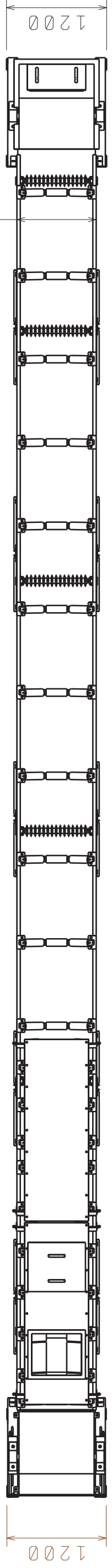
Měřítko 1:1

List 1/1





SKLON DRÁHY  
1.72°



PÁSOVÝ DOPRAVNÍK P22		Datum 10.9.2015	Formát A3	1/1
SESTAVA		Kreslil JANKOVSKY	Měřítko 1:50	List

H G B A

4

3

2

1

4

3

2

1