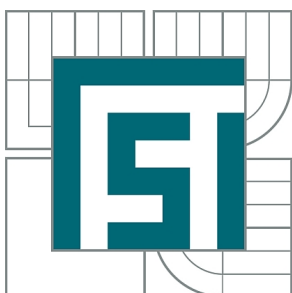




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

## VYJÍŽDĚCÍ STŮL HYDRAULICKÉHO ZAPRACOVÁVACÍHO LISU

MOVING BOLSTER OF HYDRAULIC TRY-OUT PRESS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR KOZELEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Kozelek

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

### **Vyjížděcí stůl hydraulického zpracovávacího lisu**

v anglickém jazyce:

#### **Moving bolster of hydraulic try-out press**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout vyjížděcí stůl hydraulického zpracovávacího lisu s roletou pro zakrytí spodního příčnicku. Hydraulický zpracovávací lis slouží ke zkoušení sady nástrojů. Vyjížděcí stůl pak umožňuje vyvezení zkoušeného nástroje z pracovního prostoru lisu. Roleta chrání spodní příčnick před poškozením a zapadnutím nečistot.

Technické parametry:

Jmenovitá síla lisu 16000 kN

Zdvih 1500 mm

Max. rozveření 2250 mm

Rozměr upínací plochy beranu 5000x2800 mm

Rozměr upínací plochy stolu 5000x2800 mm

Nosnost vyjížděcího stolu 40t

Výška vyjížděcího stolu 700 mm

Délka pojezdu vyjížděcího stolu 5000 mm

Velikost spodního přídržovače 4300x2100 mm

Zdvih spodního přídržovače 280 mm

Přídržovací síla 400-4000 kN

Cíle diplomové práce:

-Návrh vyjížděcího stolu a jeho pohonu

-Návrh mechanismu ochranné rolety

-Sestavní výkresy vyjížděcího stolu a mechanismu ochranné rolety

-Dispoziční výkres pracoviště

Seznam odborné literatury:


1. KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje I. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1989
2. KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje II. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1989
3. KAMELANDR, I.; Mechanizace a automatizace výrobních strojů - Tvářecí stroje III. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1990
4. KAMELANDR, I.; Jednouúčelové stroje - Tvářecí stroje IV. skriptum. Brno. VUT FS Brno 1991
5. RUDOLF, B.; KOVÁČ, A.; Tvárniace stroje. ALFA. Bratislava 1979.
6. RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. a kol.; Tvářecí stroje - Základy výpočtů a konstrukce. Praha. SNTL, ALFA 1979
7. RUDOLF, B.; Výrobní stroje a zařízení II. Skriptum. Praha. ČVUT Praha 1990
8. Drastík, F.: Výpočty v oboru kování a lisování. SNTL Praha, 1972
9. ČSN 210001 - Tvářecí stroje - všeobecné požadavky


Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Omes, Ph.D.

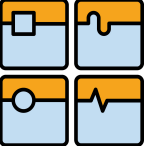
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 26.11.2013



  
doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
Ředitel ústavu

  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Anotace

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vyjížděcího stolu hydraulického zpracovávacího lisu s ochrannou roletou spodního příčnicku. Hydraulický zpracovávací lis slouží ke zkoušení sady nástrojů. Vyjížděcí stůl slouží k vyvezení zkoušeného nástroje z pracovního prostoru lisu. Roleta je určena k ochraně spodního příčnicku před poškozením a zapadnutím nečistot.

Součástí práce je návrh kolejové dráhy, návrh pohonu, pevnostní výpočet všech funkčních součástí, návrh svařeného rámu a mechanismu ochranné rolety včetně jejího krytování. Celé zařízení je detailně zpracováno ve 3D softwaru.

V přílohách práce je doložena výkresová dokumentace sestavení vyjížděcího stolu, mechanismu ochranné rolety a rámu svařeného sestávajícího ze svařené a opracované části.

## Annotation

This thesis deal with the construction proposal of the moving bolster hydraulic try-out press with roll-up cover the bottom cross beam. Hydraulic try-out press is used for testing dies. Moving bolster is used for remove of testing die from the working area of the press. Roll-up cover is designed to protect the bottom cross beam against damage and dirt snapping. Part of this thesis is design a railway track, design of driving mechanism, strength calculation of all functional components, design of welded frame and mechanism of the roll-up cover including safety cover. Designed device is detail proposed in the 3D software.

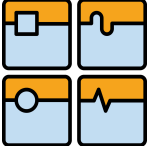
The thesis contains drawing documentation assembly drawings movig bolster, mechanism of roll-up cover and welded frame consisting of welded and machined parts.

## Klíčová slova

Vyjížděcí stůl, hydraulický zpracovávací lis, ochranná roleta, spodní příčník, návrh pohonu, pevnostní výpočet hřídele, rám svařený.

## Keywords

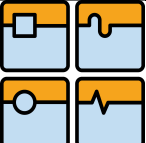
Moving bolster, hydraulic try-out press, roll-up cover, bottom cross beam, design of driving mechanism, calculation of shaft solidity, welded frame.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### **Bibliografická citace**

KOZELEK, P. Vyjízďecí stůl hydraulického zpracovávacího lisu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 99 s.

Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D..

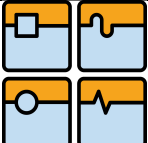
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod odborným vedením pana Ing. Jiřího Omese, Ph.D. s použitím podkladů uvedených v seznamu na konci této práce.

Petr Kozelek

.....  
podpis

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## Poděkování

Pomocí těchto pár vět bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za vstřícný přístup a odborné rady při zpracování této práce.

Dále bych rád poděkoval mému zaměstnavateli AVX za možnost se i nadále vzdělávat. Velké poděkování patří mojí rodině, zejména manželce Kamile Kozelkové a dětem za ohromnou podporu a toleranci při studiu.

## Obsah

<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>10-11</b>
<b>2. TVÁŘENÍ.....</b>	<b>12-13</b>
<b>3. TVÁŘECÍ STROJE .....</b>	<b>14</b>
3.1 Rozdělení tvářecích strojů.....	14-15
3.2 Hydraulické lisy .....	15-16
3.3 Hydraulické zapracovávací lisy .....	16-17
<b>4. NÁVRH VYJÍŽDĚCÍHO STOLU .....</b>	<b>18</b>
4.1 Technické parametry .....	18
4.2 Volba kolejnice .....	19-20
4.3 Přičení stolu .....	20-21
4.4 Volba pohonu pojezdového ústrojí .....	22-24
4.5 Návrh hnací a hnané nápravy .....	24
4.5.1 Návrh pojezdových kol .....	25-30
4.5.2 Návrh hřídele.....	30-33
4.5.3 Návrh ložisek.....	33-36
4.6 Ochrana spodního příčnicku .....	37
4.6.1 Rozdělení krytů.....	37-38
4.6.2 Volba krytování spodního příčnicku .....	38-39
4.6.3 Návrh pásového bubnu.....	39-41
4.6.4 Vypnutí pásu.....	41-42
4.6.5 Návrh otočných válců.....	43-44
4.6.6 Závaží.....	44
4.6.7 Vedení pásu .....	45
4.6.8 Krytování roletového mechanismu.....	45-46
4.7 Návrh elektromotoru .....	46
4.7.1 Výpočet jízdního odporu.....	47-49
4.7.2 Určení potřebného mechanického výkonu .....	49
4.7.3 Požadovaný kroutící moment na výstupu z převodovky.....	49
4.7.4 Volba motoru a převodovky .....	49-50
4.7.5 Zapojení a řízení motorů.....	49-50
4.7.6 Energetický řetěz.....	52
4.8 Spojení motoru s pojezdovým kolem .....	52
4.9. Spojení kola a hřídele.....	53-54
4.10 Rám stolu.....	55
4.10.1 Rám svařený neopracovaný .....	55-56
4.10.2 Rám opracovaný.....	56-58
4.10.3 Vyjížděcí stůl sestavený.....	58

<b>5. KONTROLNÍ VÝPOČET POJEZDOVÉHO STOLU.....</b>	<b>59</b>
5.1 Kontrolní výpočet hřídele pojezdového kola .....	59-62
5.2 Kontrolní výpočet ložiska .....	62-63
5.3 Kontrola navrženého pohonu .....	63
5.3.1 Výsledný rozjezdový moment.....	64-66
5.3.2 Výsledný spouštěcí moment .....	66
5.3.3 Kontrola rozjezdu motoru .....	67
5.3.4 Kontrola tažné síly motorů vzhledem k adhezni síle stolu.....	67-68
5.3.5 Kontrola brzdění motoru .....	68-70
5.3.6 Kontrola zablokování kol .....	70
5.4 Kontrola otláčení pera .....	71
5.4.1 Kontrola tlaku v hřídeli $p_1$ .....	71
5.4.2 Kontrola tlaku v náboji $p_2$ .....	71
5.5 Kontrolní výpočet pojízďecích kol .....	72
5.6 Pevnostní kontrola rámu .....	72
5.6.1 Pevnost v tlaku.....	73
5.6.2 Metoda konečných prvků.....	73-74
5.7 Pevnostní kontrola rolety .....	74
5.8 Kontrolní výpočet otočných válců .....	75
5.8.1 Pevnostní kontrola pláště .....	75-77
5.8.2 Pevnostní výpočet osy válce .....	78-80
<b>6. ÚRAZOVÁ RIZIKA TVÁŘECÍCH STROJŮ .....</b>	<b>81</b>
<b>7. ZÁVĚR .....</b>	<b>82</b>
Seznam zdrojů.....	83-85
Seznam použitých symbolů .....	85-90
Seznam obrázků, grafů a tabulek .....	90-92
Seznam výkresové dokumentace a příloh.....	92
Přílohy .....	93-99



## 1. Úvod

Tato práce se zabývá návrhem vyjížděcího stolu pro hydraulický zapracovávací lis, který slouží ke zkoušení sady nástrojů. Hlavním důvodem, takto nově koncipovaných strojů jsou faktory ryze ekonomické. Komplexní tvářecí proces, nové materiály a požadavek po vysoké efektivitě charakterizuje současný stav ve výrobních podnicích zabývajících se nejenom automobilovým průmyslem. Neustálé rozšiřování počtu modelů také zvyšuje požadovaný počet nových zápusťkových sad a nástrojů, takže přechod výroby na novější a modernější výrobky je častější. Aby byly náklady co nejnižší, je důležité, aby se změna výroby probíhající na velkých linkách, nebo postupových lisech na novou výrobu přenesla co nejrychleji.

A právě proto jsou používány try-out, nebo-li zapracovávací (zkušební) lisy sloužící pro odzkoušení a seřízení nových nástrojů. Tímto se podstatně zkrátí čas, který je potřeba na výrobu první dobré součástky a tím se zvýší produktivita výrobního lisu.

Lisy jsou obvykle svislé uzavřené konstrukce s pohonem, díky kterému se dá simulovat tvářecí proces nástrojů pro hydraulické i mechanické lisy. Jejich volitelným příslušenstvím jsou vyjížděcí stoly, které umožňují vyvezení zkoušeného nástroje z pracovního prostoru lisu.

Hlavním cílem této práce je návrh takového vyjížděcího stolu, který bude splňovat požadované parametry uvedené v zadání diplomové práce, zejména však nosnost a schopnost bezpečně snést vysoké zatížení hydraulického lisu s ohledem na požadavek přítomnosti dutiny zespodu vyjížděcího stolu. Vytvoření dutiny ve stole je nutné pro vyjíždění spodního přidržovače, sloužícího k přidržení výlisků při tažení a umožnění vysunutí výlisku ze spodní části nástroje.

Důležitým konstrukčním celkem je také návrh kinematického pohonu a jeho řízení s ohledem na vysokou hmotnost nástroje i samotného vyjížděcího stolu. Pro správné řešení pohonu je potřeba přihlídnout také k možnosti vzpříčení stolu a prokluzu kol při rozjezdu, nebo brzdění.



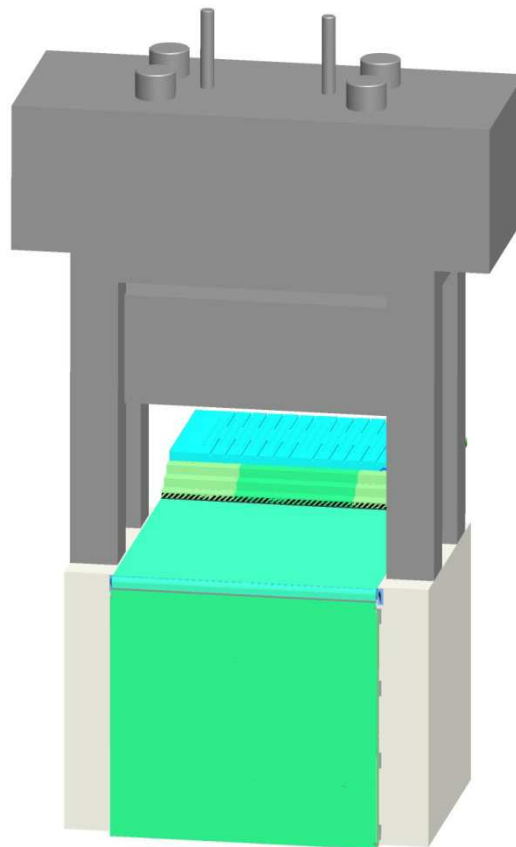
Obr. 01: Flexibilní zapracovávací pracoviště se třemi hydraulickými lisami (Schuler) [1]

V diplomové práci je také řešeno pojezdové ústrojí, správná volba ložisek a jejich uložení, volba pojezdových kol a také vedení zajišťující směr vyjížděcího stolu.

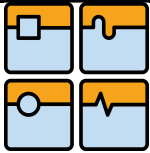
Součástí zadání diplomové práce je také návrh rolety pro zakrytí spodního příčnicku. Roleta chrání spodní příčník před poškozením, případně před zapadnutím nečistot.

Stejně jako u návrhu pohonu také návrh rolety se zabývá možnými variantami řešení, při kterých byly zohledněny hlavně funkčnost podložená výpočtovým vztahem a také technologií konstrukce.

Po návrhu vyjížděcího stolu je celá kapitola věnovaná kontrolním výpočtům již navržených částí. Součástí diplomové práce je také dokumentace stroje, včetně výkresů dílců, sestav, podsestav a rozpisek.



*Obr. 02: Celkový pohled na navržené zařízení*



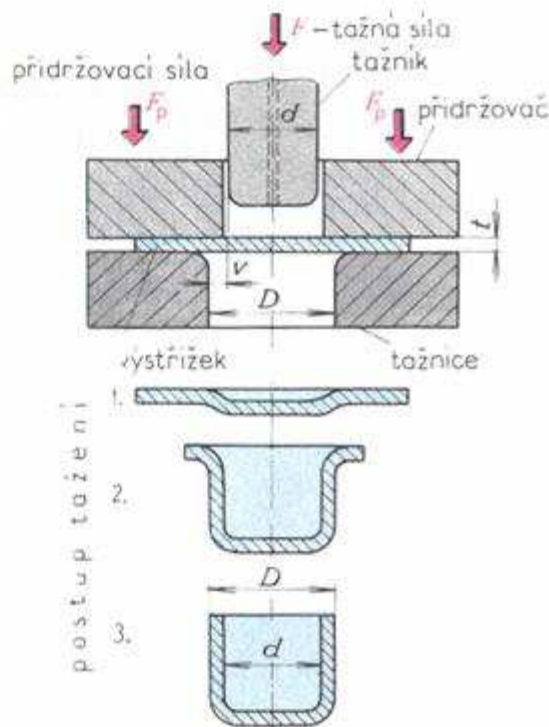
## 2. Tváření

Technologie tváření kovů představuje výrobní proces, při němž dostávají polotovary po zpracování konkrétní požadovaný tvar za působení vnějších sil bez porušení materiálu. Tváření patří do oblasti beztržkových technologií, zhotovují se jím polotovary určené k dalšímu zpracování např. tvářením, obráběním, ale i hotové výrobky rozmanitých tvarů a rozměrů.

Tváření má v hutní a zejména pak ve strojírenské výrobě velký význam. Jedná se o ekonomicky efektivní technologii, která se uplatňuje zejména v sériové a hromadné výrobě.

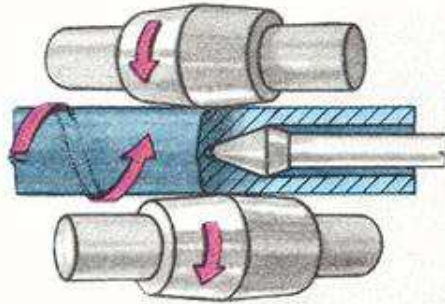
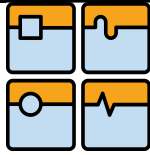
Podle převládajícího způsobu průběhu plastického přetvoření se dělí na *tváření plošné* a na *tváření objemové*.

Plošné tváření, kde výchozím polotovarem je plech, zahrnuje operace stříhání, ohýbání, tažení a tvarování.



Obr. 03: Technologie plošného tváření – tažení [2]

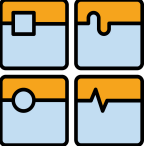
Objemové tváření zahrnuje operace, jako jsou například ražení, pěchování a protlačování, nebo tváření nad rekrytalizační teplotou (tzv. tváření za tepla), zahrnuje volné kování a zápustkové kování.



Obr. 04: Technologie objemového tváření - válcování trubek – Mannesmanův způsob [3]

Nejdůležitější rozdělení technologií pro zpracování kovů je podle vztahu teploty tvářeného materiálu k teplotě rekrytalizace. Dělíme je na *tváření za tepla* a *tváření za studena*. Tváření za tepla probíhá nad rekrytalizační teplotou, materiál se nezpevňuje a k přetvoření materiálu postačují síly i 10x menší než u tváření za studena. Nevzniká textura, ale povrch je nekvalitní vlivem okujení.

Ke tváření za studena dochází při teplotě nižší, než rekrytalizační. U této technologie dochází ke zpevňování materiálu a zrna se deformují ve směru tváření a vytváří se textura. Zpevněním se zvyšují mechanické hodnoty (mez pevnosti a mez kluzu) a klesá tažnost. Výhodou je vysoká přesnost rozměrů a kvalitní povrch. Nenastává tvorba okujů a vlastnosti se zlepšují zpevněním. Nevýhodou je nutnost použití velké tvářecí síly, nerovnoměrné zpevňování a omezená tvárnost materiálu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 3. Tvářecí stroje

Tvářecí stroje jsou výrobní stroje zpracovávající materiál, nebo polotovary bez změny objemu polotovaru pomocí velké tvářecí síly. Stroj musí vyvinout sílu, způsobující napětí větší než mez kluzu tvářeného polotovaru. Na rozdíl od obráběcích strojů, kde břit nástroje odděluje jen malé částice materiálu, u tvářecích strojů působí většinou nástroje na mnohem větší průřez materiálu a proto celková síla vyvozená řetězcem materiál-nástroj-stroj je podstatně vyšší. Z těchto důvodů jsou také tvářecí stroje odolávající vyšším deformacím podstatně větší a tužší.

#### 3.1. Rozdělení tvářecích strojů

Pro široké použití technologie tváření se používá rozsáhlý sortiment tvářecích strojů, který lze rozdělit dle mnoha kritérií.

Podle druhů relativního pohybu nástroje k tvářenému materiálu se tvářecí stroje dělí na:

- stroje s přímočarým pohybem nástroje,
- stroje s rotačním, nebo obecným pohybem nástroje.

Podle druhů hlavní formy využití energie lze tvářecí stroje rozdělit do tří skupin:

- tvářecí stroje silové,
- tvářecí stroje energetické,
- tvářecí stroje zdvihové.

Podle druhu mechanismu použitého k přenosu energie lze tvářecí stroje rozdělit na:

- mechanické,
- hydraulické,
- pneumatické a parní,
- ostatní (kombinované).

Podle druhu technologického určení, tj. charakteristickým druhem technologického tvářecího pochodu, lze stroje rozdělit na:

- tvářecí stroje pro plošné tváření,
- tvářecí stroje pro objemové tváření,
- stroje pro stříhání a dělení materiálu.

Rozlišení pracovního rozsahu jsou tvářecí stroje rozděleny na:

- univerzální tvářecí stroje, na nichž je možno tvářet, nebo oddělovat materiál různých rozměrů a různými operacemi,
- speciální tvářecí stroje, na nichž se tváří nebo odděluje materiál různých rozměrů jedinou operací,
- jednoúčelové tvářecí stroje, určené pro stejné operace a stejné výrobky.

### 3.2 Hydraulické lisy

Hydraulické lisy pracují na základě Pascalova zákona o rovnoměrném šíření tlaku všemi směry, jehož využití nachází ve velkém množství nejrůznějších konstrukcí hydraulických lisů. Od univerzálních, pro nejrůznější použití, až po speciální: postupové lisy, vstřikovací lisy, karosářské lisy, kovací lisy, keramikářské, sklářské, rovnací atd. Velké hydraulické lisy mají průměr pístu hlavního lisovacího válce až 1 m.

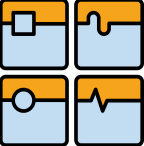
Porovnání s mechanickými lisy:

- je možné konstruovat na síly až  $10^3$  MN,
- velikost pracovního zdvihu se dá nastavit libovolně z celkového zdvihu beranu,
- rychlost pohybu beranu lze nastavit podle potřeby v rozmezí  $v = 0 - 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,
- možnost plynule regulovat rychlost,
- jednoduchá a rychlá rezervace pohybu beranu,
- možnost mechanizace a automatizace pracovního cyklu a pomocných operací,
- možnost odebrání maximální síly v libovolném zdvihu,
- možnost docílení konstantního tlaku a konstantní rychlosti beranu.

Určité nevýhody hydraulických lisů ve srovnání s mechanickými lisy jsou tyto:

- větší složitost konstrukce pohonu,
- horší účinnost,
- pomalejší chod beranu a tím menší produktivita stroje,
- obtížnější možnost zjišťování poruch,
- složitější údržba,
- vyšší pořizovací náklady při stejné jmenovité síle – až o 30 %.

U moderních strojů se některé nedostatky podařilo eliminovat použitím nových hydraulických prvků, a proto se tyto stroje stále více rozšiřují.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Podle uložení hydromotoru lze hydraulické lisy rozdělit na:

- svislé (nahore, nebo dole uložený pracovní válec),
- vodorovné
- kombinované, podle konstrukce lisu mohou být lisy:
  - stojanové,
  - rámové,
  - sloupové,
  - skříňové.

Mechanismy pohonu lze rozdělit na:

- mechanismy s přímým pohonem,
- mechanismy s nepřímým pohonem,
- mechanismy s kombinovaným pohonem.

Jako tlakové médium se používá vodní emulze nebo olej. Emulzní kapaliny jsou snadno dostupné, nehořlavé a poměrně levné. Olej je vhodný pro malé tvářecí jednotky, možnost použití rychloběžných pístových čerpadel a šoupátkového rozvodu - dopravované médium slouží i jako mazivo. Jeho viskozita je však závislá na teplotě. [4]

### 3.3 Hydraulické zpracovávací lisy

Mezi nové výrobky při výrobě velkých tvářených dílů patří zejména transferové lisy, které tvoří ekonomicky zajímavou alternativu mezi samostatným lisem a lisovací linkou. Dále pak také lisy pro kalení lisováním, pracující na principu vytvrzování za tepla a také zpracovávací lisy, ke kterým se váže téma této diplomové práce.

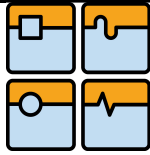
Jako příklad současných možností hydraulických zpracovávacích lisů jsou uvedeny lisy od firmy Schuler, které se používají na zkoušení nových, nebo opravovaných karosářských nástrojů.

#### Zpracovávací lisy

Slouží k vyzkoušení nástroje před uvedením do provozu. Chod nástroje se přesně seřídí, zejména uzavření horní a spodní matrice nástroje. Výhodou těchto strojů je programovatelná rychlost a síla beranu, možnost zpětného zdvihu z libovolné pozice, citlivé ovládání joystickem a také jednočinný či dvojčinný provoz.

#### Multikřivkové zpracovávací lisy

Umožňují vyzkoušení nástroje v podmínkách shodných s tažením na výrobních linkách, které často tvoří mechanické (klikové, kloubové) karosářské lisy. Proto musí rychlost hydraulického zpracovacího lisu odpovídat počtu zdvihů mechanického lisu, který dosahuje hodnot až 500 mm/s. Také musí mít i stejnou rychlostní charakteristiku (závislost dráhy beranu na čase), která je požadována pro fázi tváření. Rychlostní charakteristika i křivka jsou volně programovatelné pro libovolnou rychlost zdvihu. Lis je opatřen řízením chodu pomocí 4-bodového systému, kterým je také možno simulovat nepřesnosti mechanických lisů.



*Obr. 05: Multikřivkové zapracovávací lisy (Schuler) [1]*

### **Tušírovací lisy**

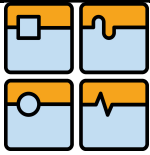
Pomáhají pomocí mikrozdvihů odladit přesné slícování tažníku a tažnice. Součástí lisu je mechanické zařízení pro otáčení horního dílu nástroje až o 180°, které umožní úpravy (tušírování) nástroje i v jiných polohách než nad hlavou.



*Obr. 06: Tušírovací lis (Schuler) [1]*

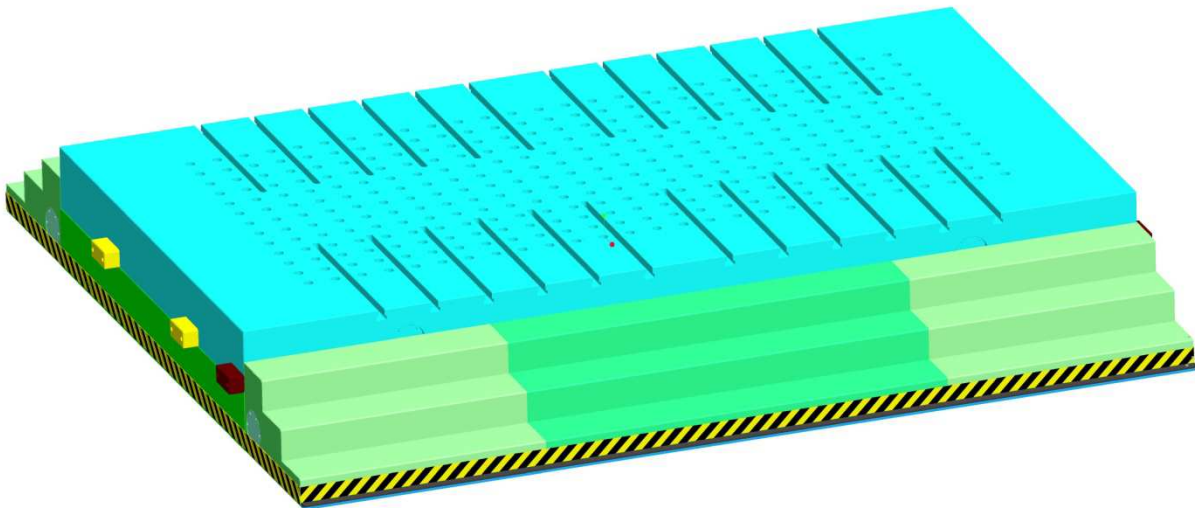
### **Zapracovávací linky**

Nabízejí nejvyšší míru flexibility pro zapracování lisovacích nástrojů. Mohou být sestaveny z mechanických, nebo hydraulických zapracovávacích lisů, tušírovacích lisů a náročná přeprava nástrojů může být nahrazena vyjížděcími stoly pohybujícími se po kolejové dráze.



## 4. Návrh vyjížděcího stolu

Vyjížděcí stoly jsou určeny většinou jako příslušenství k výrobním lisům. Mohou být součástí jak malosériové výroby až po plně automatizované linky, využívající nejmodernější techniku. V případě zapracovávacích, nebo tuširovacích lisů se jedná víceméně o seřízení a úpravu tvářecích nástrojů popisovanou v úvodní kapitole. Pro velkosériovou výrobu mohou být použity pro rychlejší výměnu těžkých, nebo objemných dílců, nebo pro častou výměnu výrobních nástrojů.



Obr. 07: Vyjížděcí stůl sestavený

### 4.1 Technické parametry

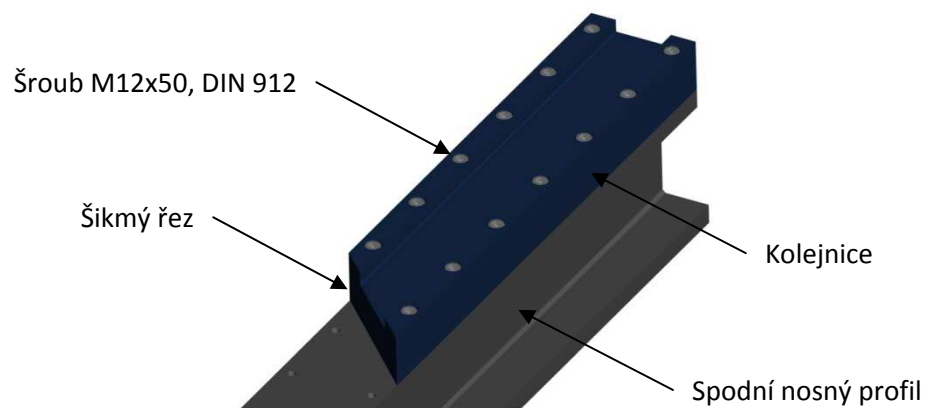
Jmenovitá síla lisu: 16000 kN,  
Zdvih lisu: 1500 mm,  
Max. rozevření: 2250 mm,  
Rozměr upínací plochy beranu: 5000x2800 mm,  
Rozměr upínací plochy stolu: 5000x2800 mm,  
Nosnost vyjížděcího stolu: 40 tun,  
Výška vyjížděcího stolu: 700 mm,  
Délka pojezdu vyjížděcího stolu 5000 mm,  
Velikost spodního přidržovače 4300x2100 mm,  
Zdvih spodního přidržovače 280 mm,  
Přidržovací síla 400 - 4000 kN.

## 4.2 Volba kolejnice

Síla vyvozená od hmotnosti stolu se přenesse přes rám stroje a pojezdová kola do podlahy pod zařízením. Protože je velikost síly připadající na jedno kolo velmi velká je nutné pro vyjížděcí stůl volit kolejový systém, který zajistí požadovanou nosnost i vedení stolu.

Pro realizaci podobných aplikací, např. jeřábových drah se používají normalizované kolejnice dle ČSN EN 13674-1 [5]. Výrobou kolejnic se zabývá např. společnost Třinecké železářny, se širokým sortimentem kolejnic dodávaných o tvrdosti v délkách dle požadavku partnerů, v kvalitě od 540 N/mm<sup>2</sup> do 1080 N/mm<sup>2</sup> (200-360 HB). Šířka kolejnic je volena podle průměru a tlaku pojížděného kola. Normalizované šířky kolejnic jsou dle [5]  $s_k = 45, 55, 65, 80, 100, 120 \text{ mm}$ .

Vysoká hmotnost a nemožnost mazání nákoků z důvodu prokluzu kol vedou k nadměrnému riziku vyššího opotřebení. Z toho důvodu bude navržená kolejnice vyrobena ze dvou částí, aby se opotřebovaná styková plocha mohla vyměnit.



Obr. 08: Kolejová dráha

Spodní nosný profil bude vyroben jako obrobený svarek z materiálu S235JRG1 (11 373), uchycený k podlaze pomocí přípevňovacích svěrek, které jsou po ustavení zality betonem, nebo zálivkovou hmotou na cementové bázi.

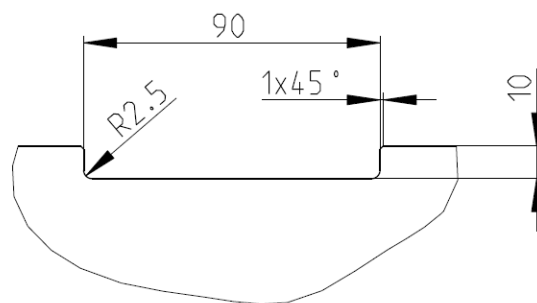


Obr. 09: Přípevňovací svěrka [6]



Kolejnice je vyrobena z oceli C45 (12 050) povrchově kalená na 56-60 HRC. Ke svarku je připevněna pomocí šroubů M12x50, DIN912. Šířka funkční stykové plochy je dle předběžných výpočtů volena  $š_k = 90 \text{ mm}$ . Napojení vodičích lišt k sobě čelní plochou (řez kolmý na podélnou osu) nedokáže zajistit potřebnou stabilitu a zcela jistě bude způsobovat rázy při přejezdu kola přes spoj. Proto je napojení provedeno pomocí šikmého řezu ve vertikální rovině, který je zrcadlový pro napojující lišty. Řezy jsou provedeny tak, aby přes spoj přejíždělo pouze jediné kolo.

V drážce kolejnice jsou vyrobeny dva rádiusy R2,5 z důvodu omezení vrubového účinku, a také v horní části je po obou stranách sražena hrana  $1 \times 45^\circ$  ve snaze zvýšit bezpečnost obsluhy.



Obr. 10: Vodičí drážka kolejnice

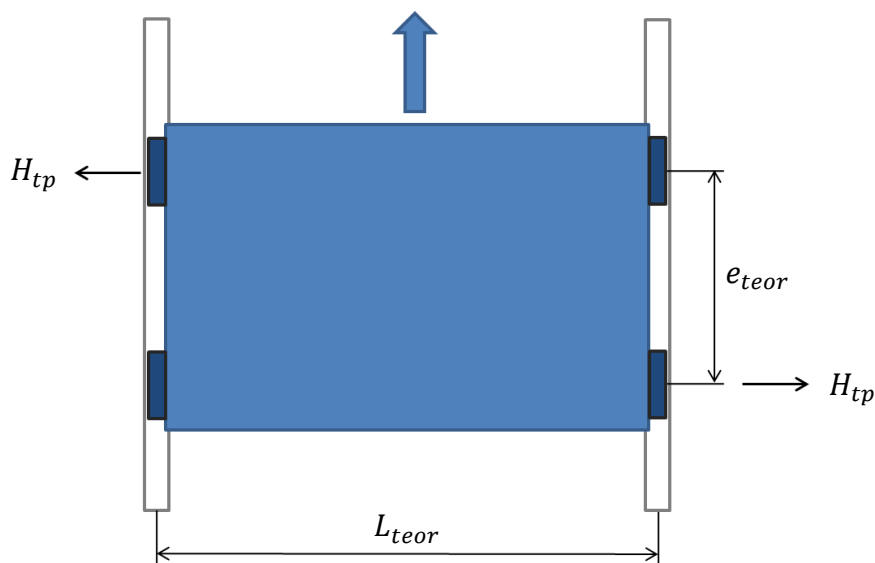
### 4.3 Příčení stolu

Při jízdě posuvného stolu po kolejnicové dráze mohou vlivem nepřesností vzniknout různé kombinace příčných pohybů, které vyvolají vodorovné příčné síly. Jedná se v zásadě o dva možné pohyby:

- sinusový pohyb stolu. Stůl se během jízdy opírá všemi svými vodičnými částmi na jedné straně o bok kolejnice střídavě na jedné a druhé vodičí větvi. Při každém kontaktu s kolejnici vzniknou síly, které se snaží stůl odtlačit na opačnou stranu. Během jízdy tím dochází k přesouvání stolu v příčném směru střídavě z jedné strany na druhou a trajektorie stolu je podobná sinusoidě (ideální trajektorii pohybu je přímka),
- pohyb, při kterém dochází ke zpoždění jedné strany stolu oproti straně druhé. Důvodem tohoto zpoždění mohou být nepřesnosti kolejové dráhy v podobě různých překážek (nekvalitní spoje kolejnic), nepřesnost pohybujícího stolu, prokluz kola vlivem nečistot apod.

Během pojezdu stolu nejpravděpodobněji vzniknou kombinace obou výše popisovaných pohybů.

Pro rychlé, jednoduché a spolehlivé návrhové výpočty v projekční fázi vodorovného zatížení dráhy a příčení jeřábu, které sice neodpovídá přesné fyzikální interpretaci, se používá norma ČSN 73 0035 [7]. Výpočet dle [7] chápe příčení stolu jako děj, při kterém nákolky kol dosednou na boční stěny kolejí, viz obr. 10.



Obr. 11: Model příčeni dle ČSN 73 0035

Síla  $H_{tp}$  se vypočítá ze vztahu

$$H_{tp} = \lambda \cdot \sum P_{tl} \quad (4.1)$$

kde  $\sum P_{tl}$  [MPa] – je součet kolových tlaků na více přetížené větvi pojezdové dráhy od vlastní hmotnosti stolu a nástroje (vzhledem k velikosti nástroje bude uvažováno zatížení stolu rovnoměrně na každé kolo),

$\lambda$  [-] – součinitel příčeni by se měl pohybovat v rozmezí  $\lambda = 0,05$  až  $0,2$ .

Součinitel příčeni  $\lambda$  se určí ze vztahu

$$\lambda = 0,025 \cdot \frac{L_{teor}}{e_{teor}} = 0,025 \cdot \frac{5,0}{2,8} = 0,044 \quad (4.2)$$

$$\lambda = \mathbf{0,044}$$

kde  $L_{teor}$  [m] – je teoretické rozpětí vyjížděcího stolu (dle zadání v kap. 4.1),

$e_{teor}$  [m] – je teoretický rozvor stolu (dle zadání v kap. 4.1).

Protože je hodnota součinitele příčeni  $\lambda$  pod doporučené rozmezí ( $L_{teor}$  je výrazně menší než u jeřábů), nebude axiální síla působící na kolo v dalších výpočtech uvažována.

#### 4.4 Volba pohonu pojzdového ústrojí

Při návrhu pohonu pojzdového ústrojí je nutno zohlednit všechny stavy zařízení, tj. rozběh, ustálený chod, brzdění atd. Tyto provozní stavy zásadním způsobem ovlivňují provozní spolehlivost celého zařízení. Důležitými faktory pro volbu pohonu jsou také kinematické a dynamické vlastnosti pohonu tj. způsobu pohybu (přímočarý, kyvadlový, rotační), rychlosti pohybu, počtu spouštění, reverzací a také na prostorovém upořádání a pracovních podmínkách. Pro pohon vyjížděcího stolu lze tedy uvažovat mezi následujícími možnostmi:

- elektrický pohon,
- hydraulický pohon,
- pneumatický pohon.

##### Elektrický pohon

Elektrické pohony mají pro své vlastnosti v oblasti manipulačních prostředků významné postavení, jsou nejpoužívanějším pohonem, kde se přeměňuje elektrická energie na mechanickou.

Mezi jejich hlavní *výhody* patří: jednoduchost, malá hmotnost, nízká cena, vícepolohové montážní možnosti, možnost automatizace, regulace otáček atd.

*Nevýhodami* vyplývajících z použití elektrických pohonů jsou závislost na el. síti, možnost úrazu elektrickým proudem a vysoké požadavky na kvalitu doplňujících zařízení.

##### Hydraulický pohon

Přeměňuje mechanickou energii na tlakovou nebo kinetickou energii a zpět. Vhodné je využití zejména pro přímočarý pohyb (výtahy, dampry, zvedáky) a pro přesouvání zátěže (posunovače).

*Výhody*: momentová charakteristika (frakční prostředky), dobrá regulace otáček, malé rozměry a hmotnost, hydrostatická brzda.

*Nevýhody*: nízká účinnost (60%), přítomnost hořlavého oleje, drahý provoz a náročná údržba.



Obr. 12: Hydraulické axiální pístové čerpadlo pro mobilní aplikace (HAWE hydraulik SE) [8]



## Pneumatický pohon

U pneumatického pohonu je nositelem energie stlačený vzduch, který je dodáván z centrálního rozvodu vzduchu.

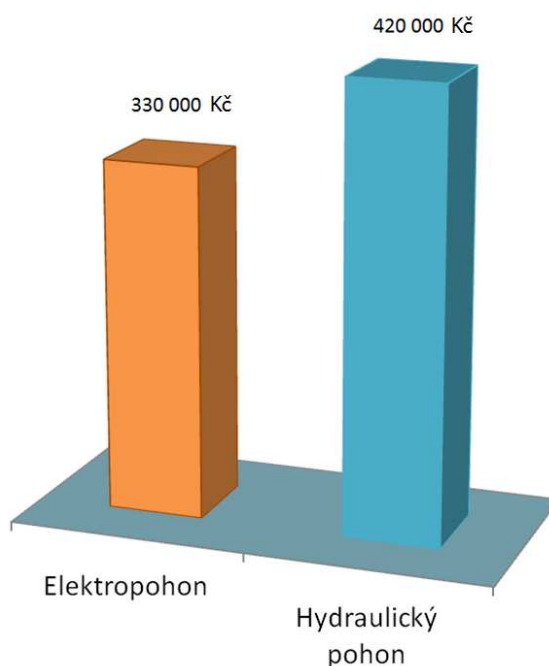
Výhodou pneumatických pohonů je spolehlivost, malé nároky na údržbu a bezpečnost. Jsou vhodné pro přímočarý pohyb (zdvih až 3m) a pro použití ve výbušném prostředí.

Naopak nevýhodou je malá energetická účinnost a velké ztráty v rozvodech.



Obr. 13: Pneumatický motor (Atlas Copco) [9]

Vzhledem k velké hmotnosti vyjížděcího stolu a nutnosti jeho reverzace je nutné vyloučit pneumatický pohon, případně dříve používaný spalovací motor. Při volbě motoru obvykle nezáleží na ceně pohonné energie a pořizovacích nákladech, ale spíše na jednoduché obsluze, malé transportní váze, pohotovosti apod. Zpravidla se dává všude tam, kde je to možné, přednost elektromotoru. Motory na střídavý proud jsou levné a jejich obsluha je snadná. Elektromotory jsou velmi vhodné pro občasný a přerušovaný chod.



Graf 1: Srovnání cenových nabídek pro pohon vyjížděcího stolu

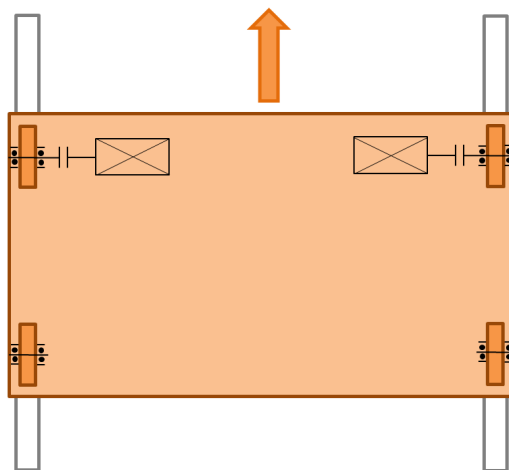


Na základě popsanych vlastností pohonů a vypracovaných cenových nabídek od společností SEW Eurodrive a HŠV Polička je volen pohon vyjížděcího stolu pomocí elektromotoru.

### Kinematické schéma pohonu vyjížděcího stolu

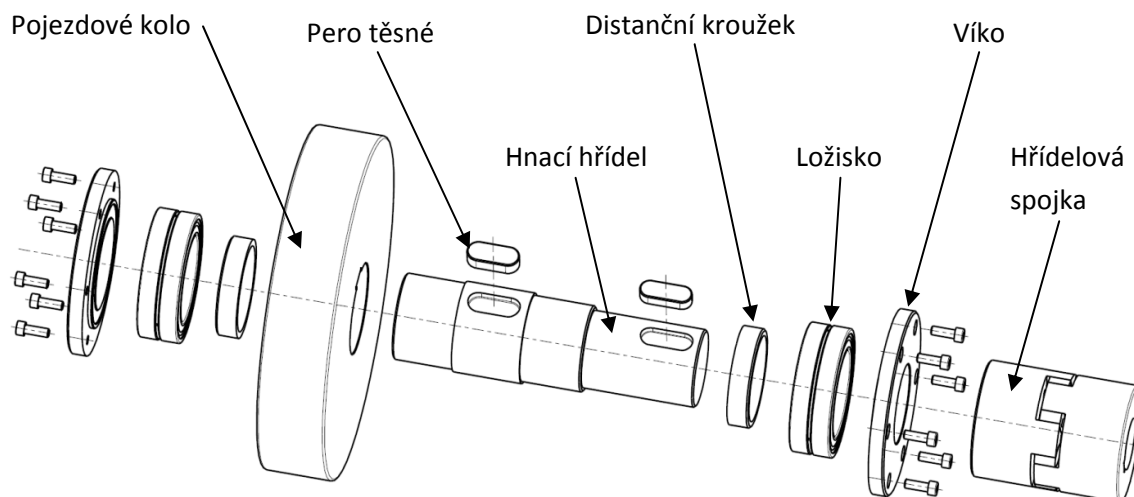
Návrh pohonu vyjížděcího stolu může být realizován několika způsoby. Mohou být poháněna například všechna kola. Každé samostatně, nebo pomocí rozváděcích členů. Hnací může být také jedna náprava, pomocí jednoho motoru a kardanových hřídelů nebo pohonu každého kola samostatně. U menších zařízení může být hnáno pouze kolo na jedné straně.

V případě této práce, z důvodu poměrně velkých rozměrů, možnosti vzpříčení a návrhových výpočtů je vybrána varianta pro pohon levého i pravého pojezdu na jedné nápravě. Kinematická nevyrovnanost levé i pravé strany je potom zanedbatelná.



Obr. 14: Kinematické schéma pohonu stolu

### 4.5 Návrh hnací a hnané nápravy



Obr. 15: Schéma sestavení hnacího kola

#### 4.5.1 Návrh pojezdových kol

Z důvodu vysoké svislé síly mezi kolem a kolejnicí jsou obvykle volena pojezdová kola v kovaném provedení, které dobře odolávají namáhání vyvolanému při pojezdu stolu. Tento způsob výroby zajišťuje vysokou kvalitu, dobrou strukturu materiálu, jakož i vysokou pevnost při zachování stejnoměrného složení struktury i po ojetí pojezdových ploch. Zařízení pro velmi těžký provoz např. jeřáby mají kola s bandážemi z oceli o vysoké pevnosti, aby snesly vyšší tlaky mezi kolem a kolejnicí. Zvýšené pevnosti na činné ploše se dosahuje kalením. Vůle mezi nákolkem a kolejnicí je obvykle mezi 5-10 mm. Protože je rozpětí u jeřábů podstatně širší je volena vůle mezi kolem a kolejnicí 5 mm z šířky kola, tedy 2,5 mm na stranu.

Vzhledem ke tvaru kolejnice bude pojezdové kolo bez nákolků. Boční síly kolmé k dráze budou zachyceny vodící drážkou v horní části kolejnice. Z kinematického hlediska je důležité, aby kolo nemělo malý průměr. Stejně jako kolejnice je vyrobeno z oceli C45 (12 050.6) povrchově kalené na 56-60 HRc.

Pro zvolení velikosti kol dle Hertzovy dotykové teorie je nejprve nutné určit hmotnost celé konstrukce. Nosnost stolu je ze zadání  $m_b = 40 \text{ tun}$ , jeho teoretická hmotnost je dle hrubého návrhového výpočtu cca  $m'_s = 50 \text{ tun}$ . Celková teoretická návrhová hmotnost stolu  $m'_{cel}$  je tedy

$$\begin{aligned}
 m'_{cel} &= m_b + m'_s = 40 + 50 = 90 \\
 m'_{cel} &= \mathbf{90 \text{ tun} = 90000 \text{ kg.}}
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

Jak vyplývá z výše uvedeného vzorce bude mít v této diplomové práci teoretický výpočet, nebo rozměr vždy apostrof s čarou.

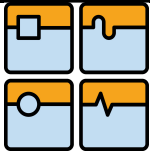
#### Celková teoretická síla vyvozená působením stolu $F'_{cel}$

$$\begin{aligned}
 F'_{cel} &= m'_{cel} \cdot g = 90000 \cdot 9,81 = 882900 \\
 F'_{cel} &= \mathbf{882900 \text{ N}}
 \end{aligned}
 \tag{4.4}$$

kde  $m'_{cel} [kg]$  – celková teoretická hmotnost stolu,  
 $g [m \cdot s^{-2}]$  – tíhové zrychlení.

#### Tíhová síla na jedno kolo

Při výpočtu tíhové síly na jedno kolo  $F'_k$  je předpokládáno rovnoměrné zatížení všech kol celkovou návrhovou hmotností stolu



$$F'_k = \frac{m'_{cel} \cdot g}{p_k} = \frac{90000 \cdot 9,81}{4} = 220725 \quad (4.5)$$

$$F'_k = 220725 \text{ N}$$

kde  $p_k [-]$  – počet všech kol.

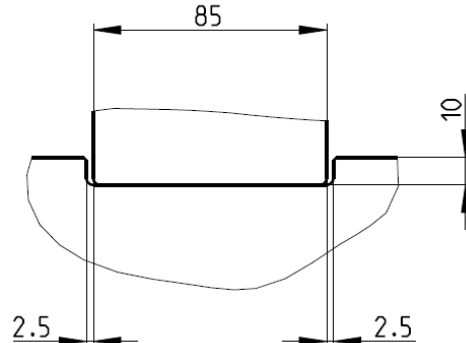
### Průměr pojezdového kola $D_k$

Při návrhu pojezdového kola se vychází z teoretického zatížení na jednotlivé kolo. Minimální průměr kola  $D'_{k \min}$  je pak vypočítán z [10], str. 76 jako podíl zatížení na jednotlivé kolo  $F'_k$  vůči součinu součinitele druhu materiálu  $k$  voleného z [10], str. 76 a účinné šířky kola  $b_k = 80 \text{ mm}$ .

$$F'_k = k \cdot D'_{k \min} \cdot b_k \Rightarrow D'_{k \min} = \frac{F'_k}{k \cdot b_k} = \frac{220725}{12 \cdot 80} = 229,922 \quad (4.6)$$

$$D'_{k \min} = 230 \text{ mm}$$

Na základě výpočtu (4.6) je volen průměr pojezdového kola  $D_k = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$ .



Obr. 16: Pojezdové kolo vedené v kolejnici

### Stanovení druhu provozu

Pro správné navržení zařízení je nutné nejprve určit druh provozu. Při výpočtu je uvažována analogie k zatížení mechanismů jeřábů, u kterých je nutné přihlédnout k provozním podmínkám, ve kterých daný mechanismus pracuje.

Dle [10] definujeme celkem čtyři druhy provozu:

- lehký,
- střední,
- těžký,
- velmi těžký.

Kritériem pro posouzení druhu provozu jsou tři provozní činitelé:

- počet pracovních cyklů za rok,
- poměrné zatížení,
- dynamické účinky.

#### Maximální počet pracovních cyklů za rok $T_r$

$$T_r = n \cdot t_{cel} \cdot \tau \cdot T_h = 252 \cdot 15 \cdot 0,5 \cdot 20 = 37800$$

$$T_r = \mathbf{37800 \text{ cyklů/rok}}$$
(4.7)

kde  $n$  [-] – je počet pracovních dnů v roce 2014 dle [11],  
 $t_{cel}$  [hod] – celková pracovní doba vyjížděcího stolu,  
 $\tau$  [%] – časové využití stroje,  
 $T_h$  [-] – počet pracovních cyklů za hodinu.

#### Poměrné zatížení $q$

Poměrné zatížení je poměr průměrného zatížení mechanismu  $Q_p$  k celkovému zatížení  $Q$  při jmenovitém břemeni, vyjádřené v procentech. Celkové zatížení  $Q$  je totožné s celkovou teoretickou návrhovou hmotností stolu  $m'_{cel}$  a průměrné zatížení mechanismu  $Q_p$  je rovno maximální nosnosti stroje  $m_b = 40 \text{ tun}$ .

$$q = \frac{Q_p}{Q} = \frac{40000}{90000} \cdot 100 = 44,444$$

$$q = \mathbf{44 \%}$$
(4.8)

#### Dynamické účinky

Dynamické účinky při pracovních pohybech jsou závislé na pracovních rychlostech.

Počet pracovních cyklů za rok $T_r$	Srovnávací číslo	Poměrné zatížení $q$ (%)	Srovnávací číslo	Pracovní rychlosti (m/min)		Srovnávací číslo
				zdvihací	pojízďečí	
do 20 000	1	do 30	1	do 8	do 50	1
20 000 až 50 000	2	30 až 60	2	8 až 25	50 až 100	2
přes 50 000	3	přes 60	3	přes 25	přes 100	3

Tab. 01: Hodnocení provozních činitelů [10]



Každý provozní číselník je hodnocen třemi stupni, jimž přísluší srovnávací čísla 1, 2, 3 podle tab. 01. Srovnávací čísla pro dynamické účinky se určí z té pracovní rychlosti, které odpovídá číslo vyšší.

Určení duhu provozu se provádí na základě součtu všech srovnávacích čísel (tab. 02). Při mimořádných podmínkách (horké prostředí apod.) se součet srovnávacích čísel zvyšuje o jedničku.

Součet srovnávacích čísel	Druh provozu
3 nebo 4	lehký
5 nebo 6	<b>střední</b>
7 nebo 8	těžký
9 nebo 10	velmi těžký

Tab. 02: Stanovení druhu provozu [10]

Dle tab. 01 a 02 je stanoven **střední druh provozu**.

### Otáčky kola $n_k$

V zadání diplomové práce není zadána rychlost vyjížděcího stolu. V praxi se běžně používají rychlosti okolo  $150 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ , proto bude tato rychlost použita i v této práci. Platí tedy, že  $v_s = 150 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$n_k = \frac{v_s}{\pi \cdot D_k} = \frac{150}{3,14 \cdot 400} = 0,119 \quad (4.9)$$
$$n_k = 0,12 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 7,2 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

### Součinitel počtu otáček $f_n$

$$f_n = \sqrt{\frac{33,33}{n_k}} = \sqrt{\frac{33,33}{7,2}} = 2,152 \quad (4.10)$$
$$f_n = 2,15$$

### Součinitel trvanlivosti $f_h$

$$f_h = \sqrt{\frac{Y}{500}} = \sqrt{\frac{1700}{500}} = 1,844 \quad (4.11)$$

$$f_h = 1,84$$

kde  $Y$  [hod] – trvanlivost, určená dle tab. 02

Druh provozu	Trvanlivost $Y$ [hod]
lehký	1000
střední	1700
těžký	3000

Tab. 03: Určení trvanlivosti [10]

### Maximální únosnost kola $K_{max}$

$$K_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot D_k \cdot b_k \cdot f_n = \frac{12}{1,84} \cdot 400 \cdot 80 \cdot 2,15 = 448\,695,65 \quad (4.12)$$

$$K_{max} = 448\,696\,N$$

kde  $b_k$  [mm] – účinná šířka kola,

$k$  [MPa] – součinitel druhu materiálu dle tab. 04.

Druh provozu	$k$ [MPa] pro kalený povrch
lehký	12
střední	12
těžký	11,5

Tab. 04: Volba součinitele druhu materiálu  $k$  [10]



### Kontrola maximální únosnosti kola

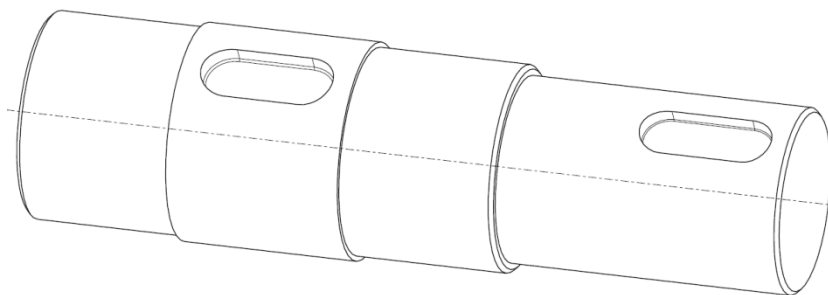
Konstruované pojezdové kolo musí splnit základní podmínku zajišťující předpoklad zajišťující základní funkci zařízení, a to že maximální únosnost kola  $K_{max}$  bude větší než síla působící na jedno kolo  $F'_k$  a musí platit podmínka

$$K_{max} > F'_k \quad (4.13)$$

$$448696 \text{ N} \geq 220725 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### 4.5.2 Návrh hřídele

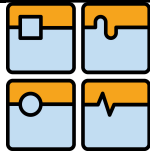
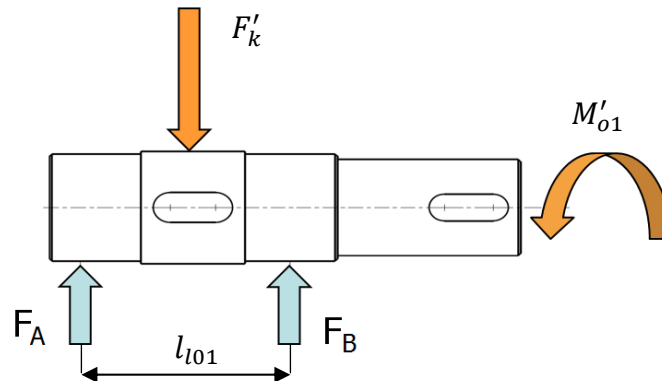
Jakost materiálu hřídele a jeho tepelné zpracování, případně povrchová úprava je pro funkčnost, spolehlivost a bezpečnost navrhovaného stroje velmi důležitá, protože celé zařízení je závislé na uložení tohoto dílce.



Obr. 17: Hnací hřídel

Hřídel je navržen z konstrukční nelegované oceli, vhodné k zušlechťování a povrchovému kalení, s předepsanými hodnotami mechanických vlastností a předepsaným obsahem C, Mn, Si, P, S a dalších prvků. Dříve se tato ocel označovala 12 050.6 dle ČSN 42 0002: 1976, nyní je značena dle mezinárodní normy ČSN EN 10020 jako C 45. Materiál je velmi dobře obrobitelný, s dobrou tvarovou stabilitou po tepelném zpracování. Je nutno počítat s malou prokalitelností. Dosažitelná tvrdost po kalení je max. 62 HRc, navržené hřídele hnací i hnány budou povrchově kaleny na 56-60 HRc.

Ocel se používá pro pevnostní díly ve všeobecném strojírenství, je vhodná zejména pro tepelně zpracované díly, kdy jsou maximálně využity mechanické vlastnosti oceli. Využití je např. u hřídele těžních strojů, turbokompresorů, karuselů atd. Je vhodná na větší ozubená kola, šneky, ozubené věnce, rotory šroubových kompresorů, ojnice, pístnice, vřetena, plunžry apod.

**Návrhový výpočet hnací hřídele***Obr. 18: Zatížení hřídele, rozložení sil***Výpočet ohybového momentu  $M'_{o1}$** 

Maximální ohybový moment  $M'_{o1}$  způsobující napětí v ohybu je roven

$$M'_{o1} = \frac{F'_k \cdot l_{l01}}{4} = \frac{220725 \cdot 0,187}{4} = 10318,894 \quad (4.14)$$

$$M'_{o1} = 10319 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $l_{l01}$  [m] – je osová vzdálenost soudečkových ložisek.

**Ohybové napětí hřídele**

Velikost ohybového napětí  $\sigma'_{o1}$  je dle [12], str. 29 dána podílem maximálního ohybového momentu  $M'_{o1}$  a plochy průřezového modulu v ohybu  $W'_{o1}$ .

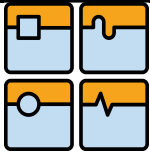
$$\sigma'_{o1} = \frac{M'_{o1}}{W'_{o1}} \quad (4.15)$$

Dovolené napětí je při míjivém ohybu u materiálu o jakosti 12050.6 je dle [12], str. 35 rovno  $\sigma_{o1 \text{ dov}} = 130 \text{ MPa}$ .

Jednouchou úpravou vzorce (4.15) a dosazením indexů je získána požadovaná hodnota průřezového modulu v ohybu  $W'_{o1}$ .

$$\sigma'_{o1} = \frac{M'_{o1}}{W'_{o1}} \Rightarrow W'_{o1} = \frac{M'_{o1}}{\sigma'_{o1}} = \frac{10319 \cdot 10^3}{130} = 79376,923 \quad (4.16)$$

$$W'_{o1} = 79377 \text{ mm}^3$$

**Potřebný modul průřezu v ohybu**

Pro výpočet požadovaného průřezu je nutné vypočítat modul průřezu v ohybu  $W_o$ , v praxi také nazývaný moment odporu, který je pro plný kruhový průřez roven

$$W'_{o1} = \frac{\pi \cdot d_{ph1}^3}{32} \quad (4.17)$$

kde  $d_{ph1}$  [mm] – je požadovaný průměr hřídele.

Dosazením  $W'_{o1}$  ze vzorce (4.16) a úpravou vzorce (4.17) je vypočítán minimální požadovaný průměr hřídele.

$$d_{ph1} = \sqrt[3]{\frac{W'_{o1} \cdot 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{79\,377 \cdot 32}{\pi}} = 93,160 \quad (4.18)$$

$$\mathbf{d_{ph1} = \varnothing 93,2 \text{ mm}}$$

Na základně předchozích výpočtů a předpokladu drážky pro pero bude uvažována hřídel o vnějším průměru  $d_{h1} = \varnothing 105 \text{ mm}$ .

**Průhyb hřídele  $y_{max1}$** 

Hřídel se účinkem síly deformuje průhybem. Příliš velký průhyb může ohrozit správnou funkci hřídele, jejíž natočení může vést ke snížené únavové životnosti ložisek. Dle [12], str. 31 je max. velikost  $y_{max1}$  průhybu rovna

$$\begin{aligned} y'_{max1} &= \frac{F'_k \cdot l_{l01}^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{220725 \cdot 0,187^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,015 \cdot 10^{-6}} = \\ &= \frac{1443,37}{4,047 \cdot 10^7} = 3,5664 \cdot 10^{-5} \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$\mathbf{y'_{max1} = 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,036 \text{ mm}}$$

kde  $E$  [Pa] – je modul pružnosti v tahu oceli z [12], str. 36,

$I$  [mm<sup>4</sup>] – je kvadratický moment, který se vypočítá dle [12], str. 24.

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi \cdot d_{h1 \text{ vyp}}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0951^4}{64} = 4,0151 \cdot 10^{-6} \\ \mathbf{I} &= \mathbf{4,015 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^4} \end{aligned} \quad (4.20)$$

kde  $d_{h1 \text{ vyp}}$  [m] – je rozměr směrodatný pro výpočtovou kontrolu kola (obr. 39).

Dle [13], str. 1062 je maximální dovolený průhyb pro běžně namáhané hřídele ve strojírenství roven  $y_{dov} = l_{l01}/3000$  a musí platit následující podmínka

$$y_{dov} \geq y'_{max1}$$

$$\frac{l_{l01}}{3000} \geq y'_{max1} = 0,062 \text{ mm} \geq 0,036 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.21)$$

### Úhel natočení průřezu $\alpha$

Pro návrh ložiska a jeho naklopení se vypočítá úhel natočení průřezu  $\alpha$  dle [12], str. 31

$$\alpha = \frac{F'_k \cdot l_{l01}^2}{16 \cdot E \cdot I} = \frac{220725 \cdot 0,187^2}{16 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,015 \cdot 10^{-6}} = \frac{7718,53}{1,349 \cdot 10^7} = 0,00057 \quad (4.22)$$

$$\alpha = 0,0006^\circ$$

Protože je hřídel současně namáhán na ohyb i na krut, bude v pevnostních výpočtech v kapitole 6 proveden kontrolní výpočet napětí v krutu a výpočet redukovaného napětí.

### 4.5.3 Návrh ložisek

Vzhledem k velkému zatížení je nutno zvolit ložiska s čárovým stykem, které přenášejí vyšší zatížení než ložiska s bodovým stykem a umožňují jejich mírné naklopení z důvodu prohnutí hřídele. Pro uložení hřídele budou použita dvě soudečková ložiska, vhodná pro velké zatížení, vyrovnání nesouosostí i přenos axiálního zatížení.

Základní rozdělení soudečkových ložisek ve standardním provedení zahrnuje:

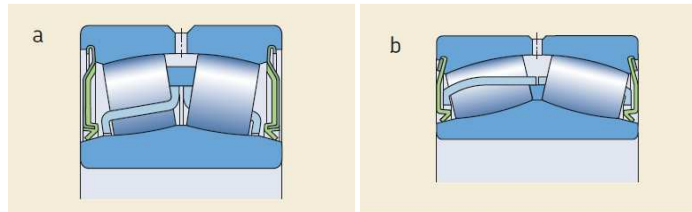
- nezakrytá ložiska,
- ložiska s těsněním,
- ložiska pro vibrační stroje a zařízení.

Z důvodu snížení tření a opotřebení v ložisku budou použita ložiska s těsněním, která ve většině uložení za běžných provozních podmínek používá mazání plastickým mazivem. Výhoda plastického maziva spočívá v lepším udržení maziva v uložení, v utěsnění uložení proti vniknutí nečistot, vlhkosti a vody a zejména v jednoduché údržbě ložiska.

Těsnění jsou vyztužena ocelovým plechem a jsou vyrobená z materiálů odolných vůči oleji a opotřebení např. nitrilová pryž (NBR), hydrogenovaná nitrilová pryž (HNBR), fluorkaučuková pryž (FPM). Proto by také neměla být při montáži ohřívána na teplotu vyšší než 80 °C a nesmí být ani vymývána.



Těsnění jsou upevněna v zápichu ve vnějším kroužku. U menších ložisek jsou těsnění v zápichu nalisována (obr. 13a), zatímco těsnění větších ložisek jsou zajištěna pojistným kroužkem (obr. 13b).

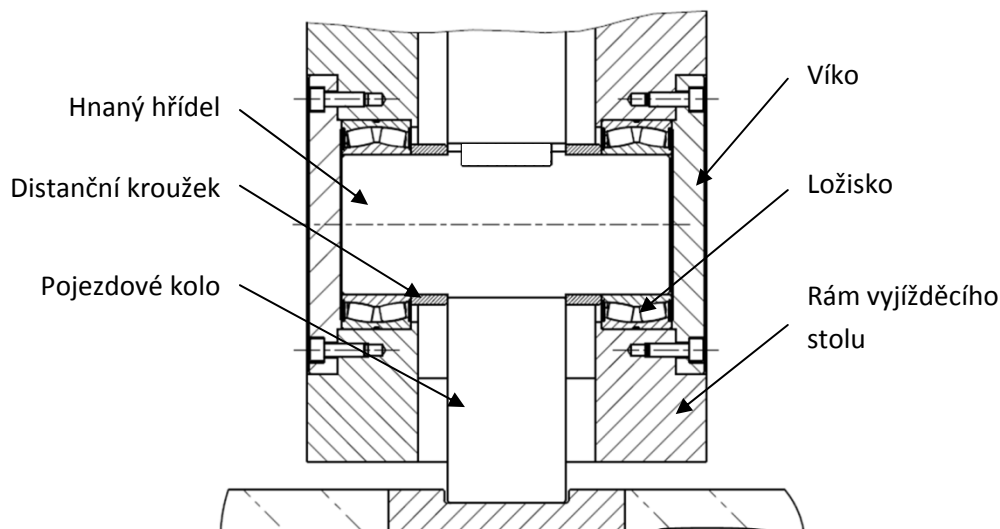


Obr. 19: Utěsnění ložisek (SKF)[14]

Ložiska s těsněním nemusí být domazávána, pokud provozní teplota nepřekročí 70 °C a otáčky nejsou vyšší než 50 % mezních otáček uvedených v katalogu výrobce. V případě, že ložisko pracuje za vysokých teplot anebo s vysokými otáčkami, je vhodné jej domazávat srovnatelným lithným plastickým mazivem.

Ložiska s těsněním jsou standardně vyráběna s válcovou dírou, ale většina ložisek řady je dostupná i s kuželovou dírou.

Aby nedošlo k poškození těsnění, neměl by být průměr opěrné plochy na hřídeli větší než vnější průměr vnitřního kroužku. Proto bude axiální vymezení provedeno distančními kroužky, které budou tuto podmínku splňovat.

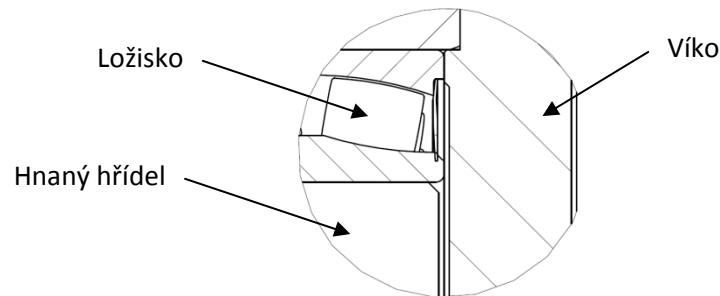


Obr. 20: Uložení hnané hřídele v ložiskách s distanční podložkou

Velikost ložiska, které bude použito v uložení, lze zvolit na základě jeho únosnosti s ohledem na působící zatížení, požadovanou provozní trvanlivost a spolehlivost. Hodnoty základní dynamické únosnosti  $C$  a statické únosnosti  $C_0$  jsou uvedeny v tabulkové části [14], str. 740. Dynamické a statické zatěžovací podmínky by měly být posuzovány samostatně.

Dynamické zatížení je třeba zkontrolovat pokud možno při maximálním zatížení, které působí na ložisko. Zohlednit by se měla i velká špičková zatížení, která se mohou vyskytnout. Statické zatížení zahrnuje zatížení působící na ložisko v klidu, zatížení při velmi nízkých otáčkách ( $n < 10 \text{ min}^{-1}$ ), ale i velká rázová zatížení (zatížení, které působí velmi krátce).

Možnost tepelné dilatace hřídele, příp. ostatních částí pojezdu je řešena odlehčením dosedací plochy víka, viz. obr. 21.



Obr. 21: Detail uložení konce hřídele

### Radiální zatížení ložiska

Hřídel pojezdového kola je uložena ve dvou ložiskách a radiální zatížení ložiska  $F'_{r1}$  je rovno polovině síly působící na jedno kolo  $F'_k$ .

$$F'_{r1} = \frac{F'_k}{2} = \frac{220725}{2} = 110362,5$$

$$F'_{r1} = \mathbf{110362,5 \text{ N}}$$
(4.23)

### Výpočet dynamického zatížení ložiska

Protože zatížení ložiska má konstantní velikost a směr a působí hlavně v radiálním směru, pak vypočtené zatížení  $F'_{r1}$  ze vztahu (4.23) je možné přímo porovnat s hodnotou dynamické únosnosti ložiska  $C$  z [14], str. 740 uvedené v katalogu výrobce ložiska a musí platit

$$C > F'_{r1}$$

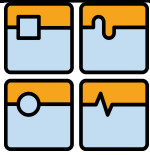
$$C > \mathbf{110362,5 \text{ N}}$$
(4.24)

kde  $C$  [kN] – je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska.

### Minimální zatížení

Na ložiska s bodovým i čárovým stykem musí pro zajištění jejich spolehlivého provozu působit minimální zatížení  $F'_{rm1}$  o velikosti

$$F'_{rm1} = 0,02 \cdot C$$
(4.25)



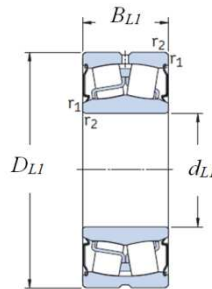
Dosazením hodnoty z rovnice (4.25) je vypočítáno minimální teoretické zatížení ložiska

$$\begin{aligned} F'_{rm1} &= 0,02 \cdot 110\,362,5 = 2207,25 \\ F'_{rm1} &= \mathbf{2207\,N} \end{aligned} \quad (4.26)$$

### Dovolené naklopení ložisek

Konstrukce soudečkových ložisek sama o sobě umožňuje jejich naklápění. Možná nesouosost může být vyrovnána naklopením vnějšího kroužku vůči vnitřnímu kroužku bez negativního vlivu na ložisko. Jestliže se při normálním zatížení a provozních podmínkách nemění poloha nesouososti vzhledem k vnějšímu kroužku, platí směrné hodnoty přípustného naklopení uvedené dle výrobce a typu ložiska. Na konstrukci vlastního uložení, typu těsnění apod. pak závisí, zda lze tyto hodnoty plně využít či nikoli. Dle [14], str. 707 mohou ložiska s těsněním vyrovnat nesouosost hřídele vůči tělesu až do  $0,5^\circ$ . Pokud není překročena uvedená směrná hodnota, nemá nesouosost negativní vliv na účinnost těsnění.

Na základě návrhových výpočtů hřídele a ložiska je voleno soudečkové ložisko s těsněním a vřetovými díry SKF 24020-2CS2/VT143.



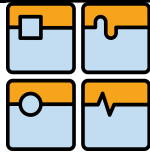
Obr. 22: Rozměry ložiska pojezdového stolu

Rozměry zvoleného ložiska:

$$\begin{aligned} d_{L1} &= 100\,mm, \\ D_{L1} &= 150\,mm, \\ B_{L1} &= 50\,mm. \end{aligned}$$

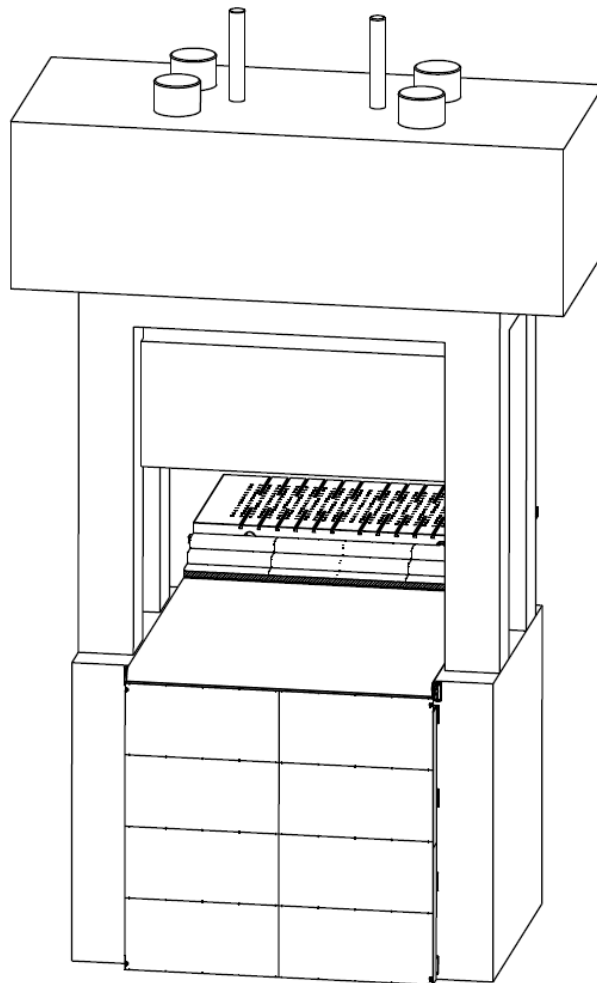
Výpočtové hodnoty ložiska z [14], str. 740:

$$\begin{aligned} \text{Dynamická únosnost } C &= 285\,kN, \\ \text{Statická únosnost } C_0 &= 415\,kN. \end{aligned}$$



## 4.6 Ochrana spodního příčnicku

Hlavní funkcí ochranných krytů je ochránit obsluhu a strojní zařízení před odletujícími třískami, chladicí kapalinou a pohyblivými částmi stroje. Současné moderní ochranné kryty musí být řešeny tak, aby dodržovaly platné normy, design i ergonomii.



*Obr. 23: Zakrytování spodního příčnicku (stůl je vyjetý mimo pracovní prostor)*

### 4.6.1 Rozdělení krytů

Obecně se ochranné kryty rozdělují na vnitřní a vnější. Vnější kryty oddělují okolní prostředí od pracovní části, jsou to obvykle pevné, nepohyblivé kryty. Vnitřní kryty oddělují pohyblivé mechanismy od pracovní části stroje. Jako příklad lze uvést zamezení vniknutí nečistot do důležitých částí stroje.

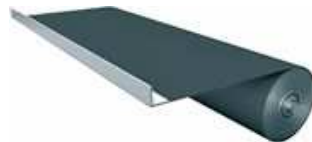


Dle literatury [15] můžeme pohyblivé kryty dělit na:

- kryty pohybující se v jedné ose,
  - teleskopické kryty (*obr. 24a*),
  - skládané měchy,
  - rolovací krytování (*obr. 24b*),
  - článkové zástěny (*obr. 24c*),
- stírací rámečky,
- krytování pohybových šroubů spirálovým pružným krytem,
- dvouosé kryty.



a)



b)



c)

*Obr. 24: Možnosti pohyblivých krytů (Kabelschlepp Systemtechnik) [16]*

#### 4.6.2 Volba krytování spodního příčnicku

Nejvhodnějším typem krytování pro ochranu spodního příčnicku je roletové krytování, které koresponduje se zadáním diplomové práce. Charakteristické vlastnosti pásu by měly být malá hmotnost, odolnost proti oteru a minerálním olejům a tukům. Pás rolety je obvykle vyroben ze syntetické tkaniny a pryže. Nevýhodou je nízká odolnost vůči vnějšímu zatížení a možné poškození od plechových výstřižků zkoušeného nástroje. Vypnutí a zpětné navinutí pásu na buben je obvykle zajištěno pomocí pružiny umístěné uvnitř bubnu.

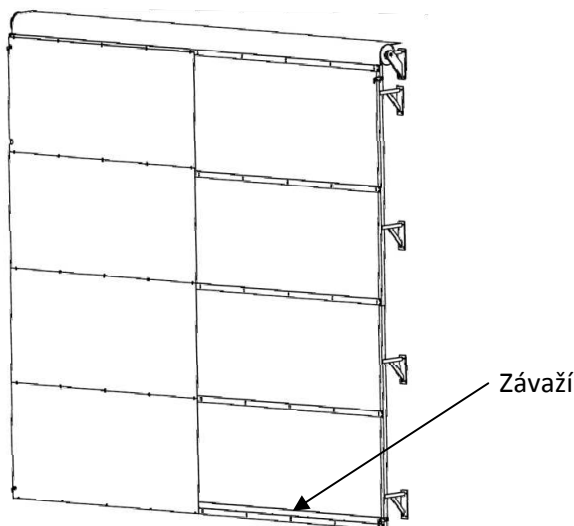
Na základě výše uvedených vlastností a poznatků získaných z praxe je volen pás E 8/2 U0/V20 KN green od firmy Forbo.

Základní vlastnosti:

- rozměr 3,6x5000x5900 mm,
- podklad: syntetická tkanina (polyester),
- horní vrstva: PVC (tvrdost 45 Shore),
- antistatický,
- min. průměr ohybu: 60 mm,
- pracovní zatížení při 1% prodloužení: 6,5 N/mm,
- hmotnost:  $m_p = 3,2 \text{ kg/m}^2$ .

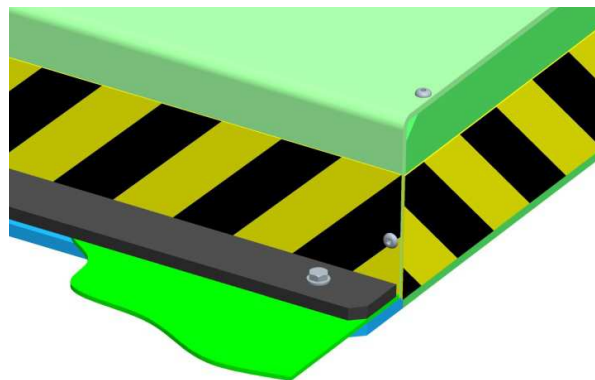


Vzhledem k malým zástavbovým rozměrům a špatně přístupnému prostoru pro případnou údržbu hydraulického lisu bude konec pásu volně spuštěn k zemi a pás bude tahán přes buben o průměru  $D_b = 200 \text{ mm}$ . Vypnutí pásu je zajištěno závažím přišroubovaným svěrným spojem ke konci pásu.



Obr. 25: Vypnutí pásu (stůl je v pracovní pozici)

Opačná strana pásu je připevněna k vyjížděcímu stolu pomocí příložné lišty, která přitlačí pás k rámu vyjížděcího stolu.



Obr. 26: Uchycení rolety k rámu stolu

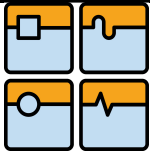
#### 4.6.3 Návrh pásového bubnu

Navrhovaný buben slouží k přenesení síly vzniklé od tíhy závaží a visícího pásu  $F_{zp}$ . Pás uchycený k rámu vyjížděcího stolu je ovinutý kolem bubnu, který může být konstrukčně provedený buď jako pevný, nebo otočný. Volba navrženého bubnu bude mít velký vliv na odpor pásu a s tím související následnou volbu pohonu, resp. životnost a spolehlivost pásu.

Proto bude proveden návrhový výpočet pro srovnání případných odporů.

##### **Pevný buben**

Při pohybu pásu po válcovém povrchu bubnu dochází ve stykových plochách ke smýkání, označované jako pásové nebo vláknové tření, vypočítané dle [17], str. 133.



Teoreticky potřebná síla k vypnutí pásu v případě pevného bubnu  $F'_{vp}$  je rovna

$$\begin{aligned} F'_{vp} &= F'_{zp} \cdot e^{\alpha \cdot f} = F'_{zp} \cdot 2,718^{\frac{\pi}{2} \cdot 0,4} = 1,875 \cdot F'_{zp} \\ \mathbf{F'_{vp} &= 1,9 \cdot F'_{zp} [N]} \end{aligned} \quad (4.27)$$

kde  $F'_{zp} [N]$  – teoretická síla vzniklá od tíhy závaží a visícího pásu,

$e [-]$  – přirozený základ logaritmu,

$\alpha [rad]$  – úhel opásání,

$f [-]$  – součinitel smykového tření.

### Otočný buben

Při pohybu pásu po válcovém povrchu bubnu se pás ovine kolem otočného válečku a dochází k valivému tření mezi pásem a bubnem. Teoretická síla k vypnutí pásu v případě otočného bubnu  $F'_{vo}$  je rovna součtu síly vzniklé od tíhy závaží a visícího pásu  $F'_{zp}$  a odporů valivého tření na obvodu pláště bubnu  $F'_{ob1}$  a odporu tření ložiska  $F'_{ob2}$ .

*Odpor valivého tření na obvodu pláště bubnu  $F'_{ob1}$*

Odpor lze vyjádřit jako sílu potřebnou k překonání valivého tření na obvodu pláště bubnu o průměru  $D_b$  zatíženého silou vzniklou od tíhy závaží a visícího pásu  $F'_{zp}$ .

$$\begin{aligned} F'_{ob1} &= F'_{zp} \cdot \frac{\xi_{op}}{\frac{D_b}{2}} = F'_{zp} \cdot \frac{0,002}{\frac{0,20}{2}} = F'_{zp} \cdot 0,02 \\ \mathbf{F'_{ob1} &= 0,02 \cdot F'_{zp} [N]} \end{aligned} \quad (4.28)$$

kde  $\xi_{op} [m]$  – je rameno valivého odporu ocel-polyester z [18].

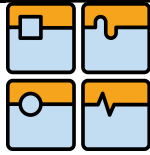
*Odpor tření ložiska  $F'_{ob2}$*

Odpor je určen jako součet sil potřebných k překonání valivého tření ložiska od síly vzniklé od tíhy závaží a visícího pásu a tíhou od hmotnosti otočných válců  $F_{mv}$ .

Protože je celková síla působící na ložiska poměrně malá a hodnota součinitele valivého tření kuličkového ložiska velmi nízká, dle [12], str. 29 je rameno valivého odporu  $f_v = 5 \cdot 10^{-6} [m]$  je možné odpor tření ložiska zanedbat.

$$\begin{aligned} F'_{ob2} &= (F'_{zp} + F_{mv}) \cdot \frac{f_v \cdot d_{ls}}{\frac{D_b}{2}} = (F'_{zp} + F_{mv}) \cdot \frac{0 \cdot d_{ls}}{\frac{D_b}{2}} = 0 \\ \mathbf{F'_{ob2} &= 0 N} \end{aligned} \quad (4.29)$$

kde  $d_{ls} [m]$  – průměr roztečné kružnice kuliček valivého ložiska.



Teoreticky potřebná síla k vypnutí pásu v případě otočného bubnu  $F'_{vo}$  je rovna

$$\begin{aligned} F'_{vo} &= F'_{ob1} + F'_{ob2} + F'_{zp} = 0,02 \cdot F'_{zp} + 0 + F'_{zp} \\ F'_{vo} &= 0,02 \cdot F'_{zp} + F'_{zp} = 1,02 \cdot F'_{zp} [N] \end{aligned} \quad (4.30)$$

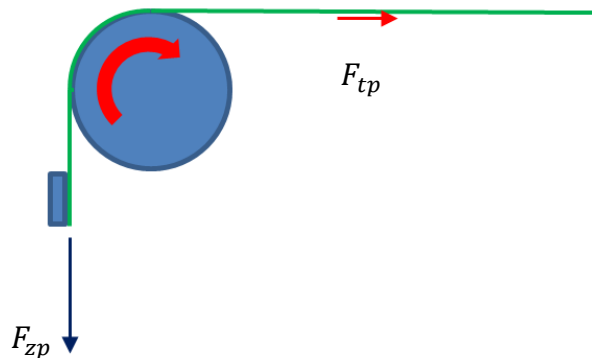
Z porovnání výpočtů 4.27 a 4.30 plyne, že při použití pevného válce bude muset motor vyvinout téměř dvojnásobnou sílu na rozdíl od otočných válců. S přihlédnutím k delší životnosti a lepší spolehlivosti související a odvalováním a nikoli smýkáním pásu je volen otočný válec.

#### 4.6.4 Vypnutí pásu

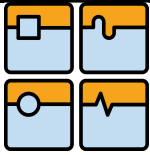
Síla potřebná k vypnutí pásu bude závislá dle polohy vyjížděcího stolu a její velikost bude proměnlivá dle polohy stolu, která bude pro následující výpočty uvažována ve dvou variantách:

- v případě, že bude stůl vyjetý mimo hydraulický lis, bude pás vypnut pouze závažím, které bude překonávat smykové tření  $F_{tp}$  mezi roletou a podlahou a při rozjezdu také valivé tření vzniklé odvalováním pásu přes buben.
- bude-li vyjížděcí stůl v pracovní pozici, pak bude pás vypnut závažím včetně hmotnosti visícího pásu. Překonávané smykové tření mezi roletou a podlahou bude menší než v případě vyjetého stolu.

Na základě výše uvedeného bude hmotnost závaží počítána dle první varianty. Tření závaží o vedení bude zanedbáno.



Obr. 27: Schéma rozložení sil

**Výpočet smykového tření mezi roletou a podlahou**

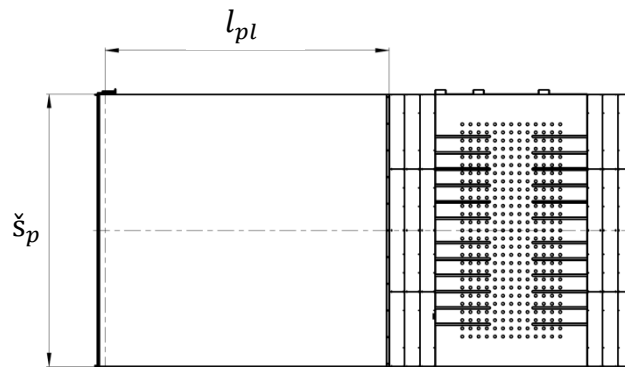
Smykové tření pásu  $F_{tp}$  je rovno

$$F_{tp} = m_p \cdot S_{pl} \cdot g \cdot f_p = 3,2 \cdot (5,7 \cdot 5) \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 357,869$$
$$F_{tp} = \mathbf{358 \text{ N}}$$
 (4.31)

kde  $m_p$  [kg] – je hmotnost pásu na  $1 \text{ m}^2$ ,  
 $S_{pl}$  [ $\text{m}^2$ ] – plocha ležícího pásu ve vyjeté poloze stolu,  
 $f_p$  [-] – součinitel smykového tření mezi pásem a podlahou.

$$S_{pl} = \check{s}_p \cdot l_{pl} = 5 \cdot 5,7 = 28,5$$
$$S_{pl} = \mathbf{28,5 \text{ m}^2}$$
 (4.32)

kde  $\check{s}_p$  [m] – je šířka pásu,  
 $l_{pl}$  [m] – délka pásu ležícího ve vyjeté poloze stolu.



Obr. 28: Plocha pásu ve vyjeté poloze stolu

**Výpočet minimální hmotnosti závaží**

Pro výpočet požadované síly bude uvažován předpoklad rovnováhy sil, kde musí platit, že součet všech sil je roven nule  $\sum F = 0$ . Stůl bude vyjetý mimo hydraulický lis a pás musí být vypnut pouze silou vyvolanou závažím na roletě, které musí být větší než smykové tření  $F_{tp}$  mezi roletou a podlahou. Při rozjezdu stolu směrem do pracovní pozice pak musí platit

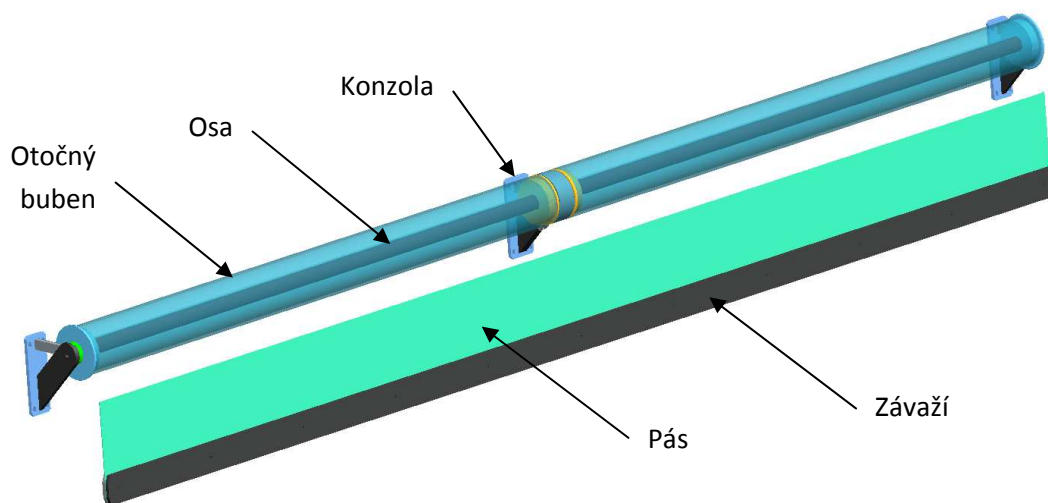
$$F'_{vo} > F_{tp} = \frac{F_{tp}}{1,02} > F_{vo} = F'_{zp} > F_{tp} \cdot 1,02 = F'_{zp} > 358 \cdot 1,02 = 365,16$$
$$F'_{zp} > \mathbf{365 \text{ N}}$$
 (4.33)

Protože podlaha není ideálně rovná (pod pásem je množství přechodů a výstupků) a povrch podlahy je složen z více materiálů bude závaží dle zkušeností z praxe navrženo přibližně s 3x vyšší silou, aby byl pás rolety spolehlivě vypnut.

#### 4.6.5 Návrh otočných válců

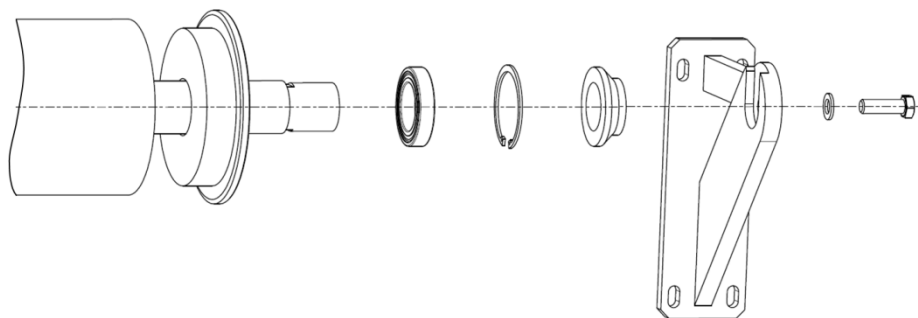
Vzhledem k velké vzdálenosti bude otočný buben navržen ze dvou symetrických válců, které jsou pomocí konzol přišroubovány ke spodnímu příčnicku hydraulického lisu.

Otočný válec se skládá z pevně uloženého hřídele, otočně uloženého pláště, ložisek a ochranného krytu. Osa je navržena z kruhové tyče o celkovém rozměru  $\varnothing 60 \times 2536$  mm z oceli E335, na které je uložen plášť válce otáčející se na valivých jednořadých oboustranně utěsněných kuličkových ložiskách.

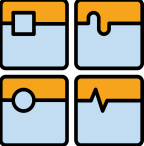


Obr. 29: Pohled na otočné válce a závaží rolety

Pro správné dosednutí ložiska na hřídel bude použit zápich F 2,5 x 0,3 dle ČSN 01 4960. Uchycení hřídele k rámu je provedeno pomocí šroubů M16x50, DIN 931 z krajních stran. Střední část je upnuta pomocí příložky s přešlštěným krytem. Poloha pláště je axiálně zajištěná pojistnými kroužky pro díry dle ČSN 02 2931 z [12], str. 270. Konstrukce válečku je zřejmá z obr. 30.



Obr. 30: Konstrukce otočného válce

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 44
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Z katalogu SKF [14], str. 306 je voleno jednořadé kuličkové ložisko 6011 2RZ se základní dynamickou únosností  $C = 29,6 \text{ kN}$ , určené rozměry  $d_{l2} = 90 \text{ mm}$ ,  $D_{l2} = 55 \text{ mm}$ ,  $b_l = 18 \text{ mm}$ .

Otočný plášť válečku, je velmi namáhaný a musí být dostatečně přesný a otěruvzdorný. Vzhledem k jeho kinematickým vlastnostem je vhodný dostatečně velký průměr a nízká hmotnost. Je navržen jako opracovaný svarek, sestavený z přesné bezešvé ocelové trubky o rozměru polotovaru  $\varnothing 219,1 \times 20 \text{ mm}$ , volené z [19], str. 10, příruby a nákolku. Pro dobré mechanické vlastnosti je volen materiál z oceli E335JOH.

#### 4.6.6 Závaží

Dle výpočtu (4.33) je navrženo závaží sestavené ze závitové a příložné lišty obojí o rozměrech  $12 \times 120 \times 5000 \text{ mm}$  přišroubované ke konci pásu. Jako materiál je použita ocel o jakosti S235J2 s povrchovou úpravou Fe/Zn 12.

Závaží zároveň slouží jako vodící prvek konce pásu a také k zajištění stability. Z důvodu možného vzpříčení jsou na lištách zhotoveny náběžné hrany.

Hmotnost obou lišt  $m$  se vypočítá z obecného vztahu pro hmotnost

$$m = \rho \cdot V \quad (4.34)$$

kde  $\rho \text{ [kgm}^{-3}\text{]}$  – je hustota tělesa,  
 $V \text{ [m}^3\text{]}$  – objem tělesa.

Analogickým dosazením indexů do vzorce (4.34) je celková hmotnost závaží rovna

$$m_z = n_l \cdot \rho_l \cdot V_l = 2 \cdot 7870 \cdot 0,0072 = 113,328$$

$$m_z = \mathbf{113,3 \text{ kg}} \quad (4.35)$$

kde  $n_l \text{ [-]}$  – je počet lišt,  
 $\rho_l \text{ [kgm}^{-3}\text{]}$  – je hustota železa, dle [18]  $\rho_l = 7870 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ,  
 $V_l \text{ [m}^3\text{]}$  – je objem lišty (rozměry  $12 \times 120 \times 5000 \text{ mm}$ ).

$$V_l = 0,012 \cdot 0,12 \cdot 5 = 0,0072$$

$$V_l = \mathbf{0,0072 \text{ m}^3} \quad (4.36)$$

Celková síla vyvolaná od závaží je rovna

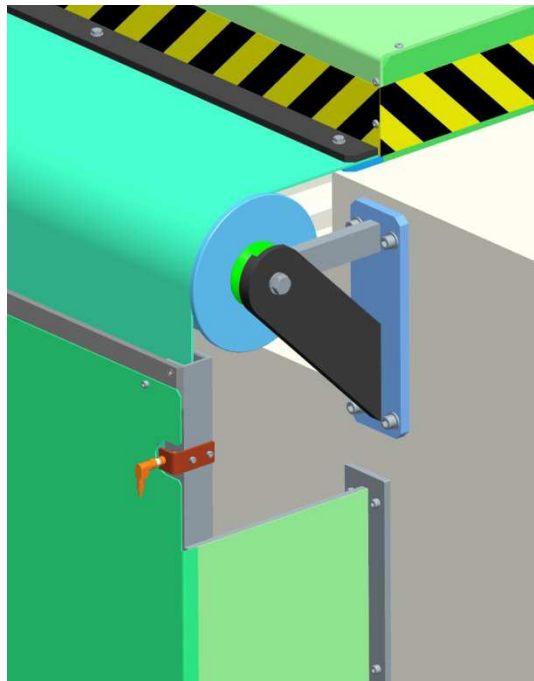
$$F_{zp} = m_z \cdot g = 113,3 \cdot 9,81 = 1111,473$$

$$F_{zp} = \mathbf{1111,5 \text{ N}} \quad (4.37)$$

#### 4.6.7 Vedení pásu

Vedení pásu je provedeno v prostoru pod hydraulickým lisem. Jako vodící prvek pohyblivé části je použito závaží přišroubované k pásu. Vedení se skládá ze dvou opracovaných U-profilů o jakosti materiálu S235JR válcovaných za tepla dle DIN 1026-1 umístěných symetricky k ose pásu.

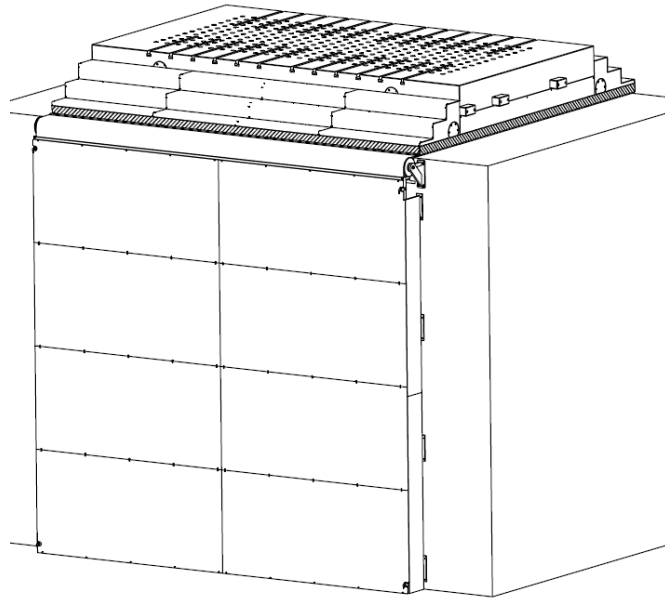
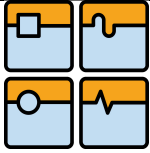
Vedení je přišroubováno ke spodnímu příčnicku pomocí svařovaných konzol, ve kterých jsou vyfrézovány drážky pro přesnější seřízení vedení. V horní i spodní části vedení je použit indukční snímač Balluff, snímající přítomnost závaží v koncových polohách. Snímač je volen jako spínací se zaručenou snímanou vzdáleností 3 mm. Indikovaný signál pak zpracovává řídicí systém stroje a může obsluhu upozornit chybovým hlášením na ovládacím panelu stroje, případně signalizačním majákem.



Obr. 31: Vedení rolety s indukčním snímačem

#### 4.6.8 Krytování roletového mechanismu

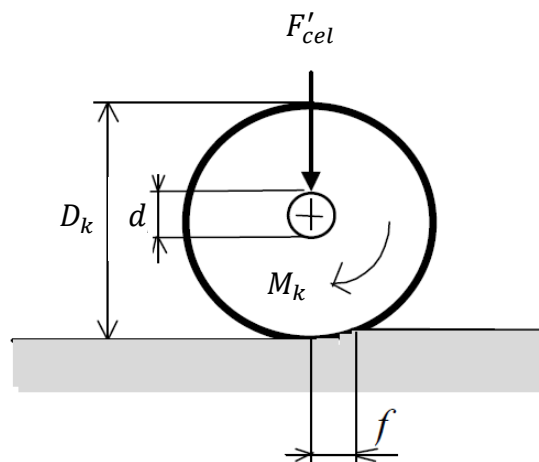
Z důvodu zajištění maximální bezpečnosti např. při přetržení rolety, je celý mechanismus opláštěný plechovými kryty přišroubovanými k vedení rolety a spojovacích pásových tyčích dle obr. 32.



Obr. 32: Krytování roletového mechanismu

#### 4.7 Návrh elektromotoru

Pojzdový mechanismus vyjížděcího stolu mění rotační pohyb hřídele motoru v pracovní pohyb přímočarý - pojezd. Jak již bylo naznačeno v předchozí kapitole, je pohon řešen jako vícemotorový. Každá strana stolu je poháněna jedním hnacím motorem se samostatnou převodovou skříní a brzdou. Při volbě a dimenzování hnacích elektromotorů byly jako podklady uvažovány normy pro výpočet pojezdů jeřábů. Základním rozdílem je zde charakter momentu zátěže (pasivní), velikost dynamických momentů potřebných při rozběhích a brzděních a skutečnost, že v případě vícemotorového pohonu mezi jednotlivými hnacími motory dochází k vzájemným mechanickým vazbám, jejichž druh bude závislý na provedení spojovací konstrukce mezi motory.



Obr. 33: Určení jízdních odporů

#### 4.7.1 Výpočet jízdního odporu $F'_o$

Proti pojezdu vyjížděcího stolu působí odporová síla  $F'_o$ , která se skládá z níže uvedených odporů (viz. obr. 33).

##### Odpor valivého tření na obvodu pojezdového kola $F'_{o1}$

Odpor je definován jako síla potřebná k překonání valivého tření na obvodu pojezdových kol o průměru  $D_k$  zatížených celkovou silou vyjížděcího stolu  $F'_{cel}$ .

$$F'_{o1} = F'_{cel} \cdot \frac{\xi_{oo}}{\frac{D_k}{2}} = 882900 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-4}}{\frac{0,40}{2}} = 2207,25 \quad (4.38)$$

$$F'_{o1} = 2207 \text{ N}$$

kde  $\xi_{oo} [m]$  – je rameno valivého odporu kalená ocel-kalená ocel z [18].

##### Odpor tření ložiska $F'_{o2}$

Odpor je určen jako součet sil potřebných k překonání valivého tření ložiska od hmotnosti vyjížděcího stolu. Protože je hodnota součinitele valivého tření ložiska velmi nízká je možné tento výpočet zanedbat

$$F'_{o2} = F'_{cel} \cdot \frac{f_v \cdot d_{ls}}{\frac{D_k}{2}} = 882900 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,125}{\frac{0,40}{2}} = 0 \quad (4.39)$$

$$F'_{o2} = 0 \text{ N}$$

kde  $f_v [m]$  – je rameno valivého odporu, dle [12], str. 29,

$d_{ls} [m]$  – průměr roztečné kružnice soudečků valivého ložiska z [14], str. 338.

##### Odpor mechanismu rolety $F'_{o3}$

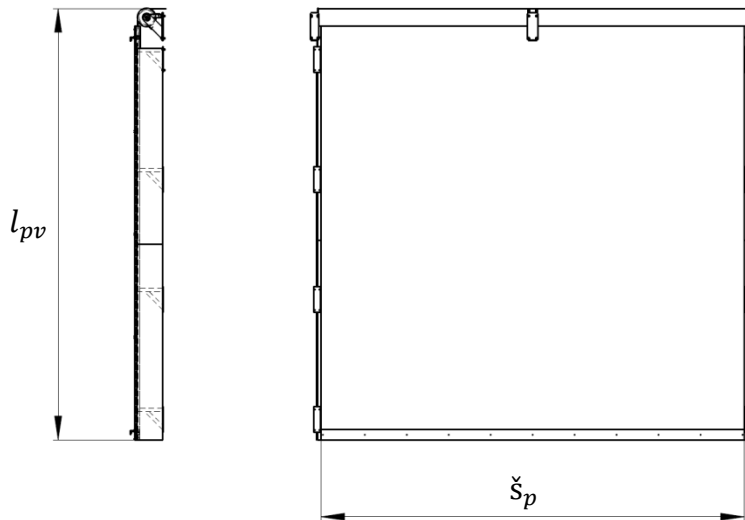
Tento odpor je možno uvažovat jako sílu potřebnou k vedení a navinutí ochranné rolety. Velikost síly bude proměnlivá dle polohy stolu.

V případě, že bude stůl vyjetý mimo hydraulický lis, bude pás vypnut závažím, které bude rozjezdovou sílu motoru zrychlovat. Naopak, v případě, že bude stůl v pracovní pozici pak bude rozjezdová síla větší, protože motor bude při rozjezdu překonávat sílu vzniklou od visící rolety se závažím a také a tření vzniklé navíjením pásu přes buben.

##### Plocha zavěšeného pásu

$$S_{pv} = \check{s}_p \cdot l_{pv} = 5,3 \cdot 5 = 26,5 \text{ m}^2 \quad (4.40)$$

$$S_{pv} = 26,5 \text{ m}^2$$



Obr. 34: Rozměry zavěšeného pásu

### Hmotnost zavěšeného pásu

Hmotnost pásu rolety  $m_p$  je rovna součinu hmotnosti pásu na  $m^2$   $m_p$  a celkové plochy zavěšeného pásu  $S_p$ .

$$m_{pv} = S_{pv} \cdot m_p = 26,5 \cdot 3,2 = 84,8$$
$$m_{pv} = \mathbf{84,8 \text{ kg}}$$
(4.41)

### Celková hmotnost břemene

Celková hmotnost pásu a závaží  $m_{pz}$  je rovna součtu hmotnosti závaží  $m_z$  a zavěšené rolety  $m_{pv}$ .

Hmotnost závaží je vypočítána ve vzorci (4.35) a je rovna  $m_z = 113,3 \text{ kg}$ .

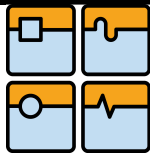
$$m_{pz} = m_z + m_{pv} = 84,8 + 113,3 = 198,1$$
$$m_{pz} = \mathbf{198,1 \text{ kg}}$$
(4.42)

Síla vyvozená zavěšením pásu se závažím přes otočný buben je rovna

$$F_p = m_{pz} \cdot g = 198,1 \cdot 9,81 = 1943,361$$
$$F_p = F'_{o3} = \mathbf{1943 \text{ N}}$$
(4.43)

### Odpor tření pásu v důsledku zatížení závažím a vlastní hmotností pásu $F'_{o4}$

$$F'_{o4} = F_{pt} \cdot \frac{\xi_{oo}}{\frac{D_b}{2}} = 1943 \cdot \frac{0,002}{\frac{0,19}{2}} = 40,905$$
$$F'_{o4} = \mathbf{41 \text{ N}}$$
(4.44)



Celková výsledná síla od jízdnic odporů  $F'_o$ :

$$\begin{aligned} F'_o &= (F'_{o1} + F'_{o2} + F'_{o3} + F'_{o4}) \cdot \chi = \\ &= (2207 + 0 + 1943 + 41) \cdot 2 = 8382 \end{aligned} \quad (4.45)$$
$$F'_o = \mathbf{8392 \text{ N}}$$

kde  $\chi [-]$  součinitel ostatních odporů, které se nedají přesně vyjádřit, dle [19], str. 86.

#### 4.7.2 Určení potřebného mechanického výkonu $P'_M$

Teoretický výkon motoru  $P'_M$  je vypočítán z obecně známého vztahu daného součinem celkové síly  $F'_o$  a požadované rychlosti  $v_s$

$$P'_M = \frac{F'_o \cdot v_s}{\eta_c} = \frac{8382 \cdot 0,15}{0,8} = 1571,625 \quad (4.46)$$
$$P'_M = \mathbf{1572 \text{ W}}$$

kde  $F'_o [N]$  – síla od jízdnic odporů,

$v_s [m \cdot s^{-1}]$  – rychlost stolu,

$\eta_c [-]$  – celková mechanická účinnost pojezdu stolu z [20].

#### 4.7.3 Požadovaný kroutící moment na výstupu z převodovky

Z literatury [13], str. 152 je vypočítán požadovaný kroutící moment motoru

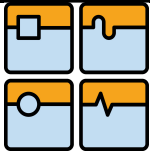
$$P'_M = M'_{k\text{ pož}} \cdot \omega_v \Rightarrow M'_{k\text{ pož}} = \frac{P'_M}{\omega_k} = \frac{1572}{2 \cdot \pi \cdot n_k} = \frac{1572}{2 \cdot \pi \cdot 0,12} = 2084,930 \quad (4.47)$$
$$P'_M = \mathbf{2085 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

#### 4.7.4 Volba motoru a převodovky

Na základě návrhového výpočtu byl pro pohon pojezdového stolu navržen třífázový asynchronní motor s čelní převodovkou a brzdou společnosti SEW Eurodrive typ R97DRE90L4BE2 s ohledem na vysoký servisní faktor, zajišťující spolehlivý a bezpečný provoz zařízení. Motory budou na vyjížděcím stole dva, na každé straně jeden. Poháněna bude tedy jedna náprava, čímž se omezí možnost zkřížení stolu.

Motory jsou řízeny frekvenčními měniči MDx61B0022-5A3-4-0T, jejichž synchronizace je zajištěna pomocí karty DRS11B.

Brzda je elektromagnetická kotoučová buzená stejnosměrným proudem. Otvírá se elektricky a brzdí silou přítlačných pružin. Při přerušení dodávky elektrického proudu se brzda zabrzdí.



### Základní údaje navrženého motoru

Výkon motoru:  $P_M = 1,5 \text{ kW}$ ,

Otáčky motoru:  $n_M = 1430 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} = 23,83 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$ ,

Výstupní otáčky převodovky:  $n_{př} = 7,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ ,

Výstupní moment:  $M_k = 1870 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,

Brzdňý moment:  $M_b = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,

Hmotnost:  $m_M = 124,6 \text{ kg}$ .



Obr. 35: Navržený elektromotor s převodovkou (SEW) [20]

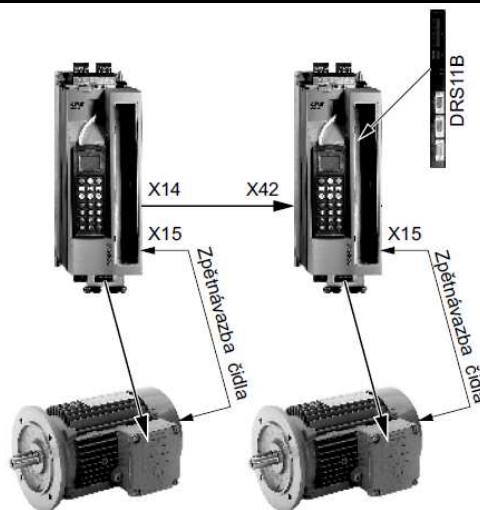
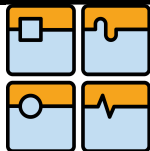
#### 4.7.5 Zapojení a řízení motorů

Jak již bylo naznačeno v předchozí kapitole oba motory jsou vzájemně synchronizovány. Při návrhu řízení byly zvažovány dvě základní možnosti zapojení. První varianta se zabývala *paralelním* zapojením, umožňujícím ovládnutí stroje jedním frekvenčním měničem. Výhodou tohoto řízení je cena, nevýhodou pak možnost přehřívání. Druhou alternativu nabízela možnost *synchronizace* více motorů, která je nákladnější, ale umožňuje spolehlivý chod a zamezí možnému vzpříčení stolu. Z důvodu zajištění funkčnosti a spolehlivosti byla zvolena druhá varianta.

Pro synchronizované řízení dvou motorů současně je použita karta pro synchronní chod DRS11B. Toto řešení zajistí vzájemnou úhlovou polohu, nebo proporciální poměr dvou pohonů ve smyslu elektronické převodovky.

Systém pracuje na principu řídicího (master) a řízeného (slave) členu. Žádosti na rychlost jsou odesílány pouze do měniče master a měnič slave kopíruje rychlost řídicího členu. Vazba je polohová, tím je zaručeno, že pohony pojedou synchronně.

Nezbytnou podmínkou pro realizaci výše popsaného řízení (omezení skluzu) je použití doplňkového inkrementálního čidla ES7S namontované na hřídele obou motorů. Každý enkodér bude zapojen do samostatného frekvenčního měniče (MDx61B0022-5A3-4-0T), karta DRS11B je součástí řízeného členu (slave).



Obr. 36: Schéma propojení (SEW) [20]

Naprogramováním frekvenčního měniče se tak snadno nastaví doběhová rampa při dojetí stolu do koncových poloh na pevné dorazy. Poloha stolu je kontrolována indukčními snímači na obou stranách. Pro zvýšení ochrany pohonu je součástí řízení další indukční snímač kontroly dráhy z důvodů zamezení prokluzu pojezdových kol.

#### 4.7.6 Energetický řetěz

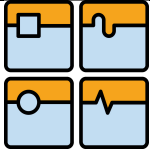
Všechny popsané elektrické systémy jsou součástí elektroinstalace a řízení hydraulického lisu komunikující pomocí PLC.

Spolehlivé a bezpečné propojení elektrické energie mezi vyjížděcím stolem a elektrickým rozvaděčem zajišťuje energetický řetěz, umístěný v podlaze vedle kolejové dráhy, chráněný roletovým krytem.

Energetické řetězy jsou nezbytnou součástí všech flexibilních přívodů k pohyblivým částem stroje. Zajišťují přívod energie, dat a impulzů při neustálém pohybu.



Obr. 37: Energetický řetěz



#### 4.8 Spojení motoru s pojezdovým kolem

Hřídelové spojky jsou důležitou součástí pro přenos kroutícího momentu mezi hnací a hnanou hřídelí. Eliminují axiální, radiální a úhlové nesouososti, tlumí rázy, snižují tepelnou roztažnost spojovaných částí a zajišťují plynulý rozběh zařízení.

Pro koaxiální spojení hnací hřídele motoru a hřídele pojezdového kola je volena bezvůlová spojka od firmy Trasco, která se běžně používá pro přesné aplikace se servopohony, kuličkovými šrouby a mnoha dalšími aplikacemi.

Spojka se skládá ze dvou hliníkových nábojů a pružného polyuretanového členu, který se vyrábí ve třech materiálových variantách o rozdílných tvrdostech:

- zelený polyuretan (64 Shore A),
- žlutý polyuretan (92 Shore A),
- červený polyuretan (68 Shore A).

Spojka musí bezpečně přenést kroutící moment od navrženého pohonu  $M_k$ . Dle katalogu firmy Ulmer [22], str. 10.26 je volena spojka GESF 75 o jmenovitém kroutícím momentu  $M_{ks} = 1920 \text{ N} \cdot \text{m}$  a musí tedy platit

$$\begin{aligned} M_{ks} &> M_k \\ 1920 \text{ N} \cdot \text{m} &> 1870 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (4.48)$$

Maximální kroutící moment spojky je  $M_{ks \max} = 3840 \text{ N} \cdot \text{m}$ .



Obr. 38: Hřídelová spojka (Trasco) [22]



## 4.9 Spojení kola a hřídele

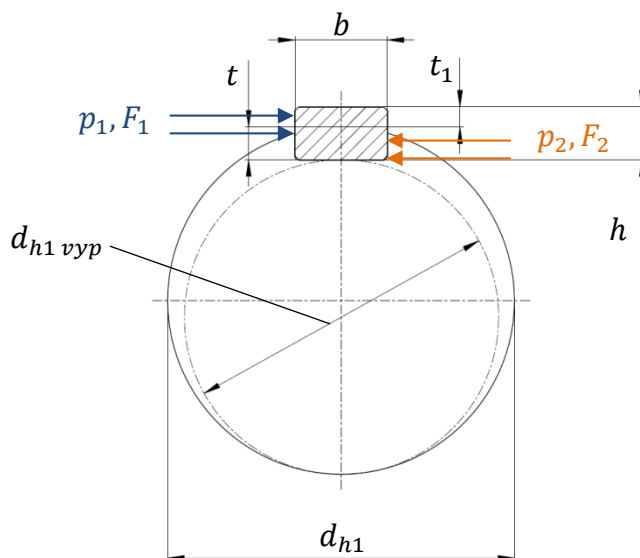
V technické praxi existuje několik způsobů pro pevné spojení hřídele a náboje a zajištění jejich vzájemné polohy. Přenesení kroutícího momentu z hřídele na náboj nebo obráceně je možné:

- tvarovým stykem,
- silovým stykem,
- kombinovaným stykem.

V případě vyjížděcího stolu je vhodné, aby pojezdové kolo bylo demontovatelné a přesně uložené. Proto je voleno spojení s tvarovým stykem pomocí pera a drážky.

Potřebná délka pera je vypočtena z pevnostní kontroly spoje. Kroutící moment  $M_k$  je přenášen boky pera a drážek. Spoj je tak namáhán na otláčení bočních ploch pera a drážek náboje a hřídele. Při pevnostním výpočtu je uvažován předpoklad, že tlaky v náboji  $p_1$  a hřídeli  $p_2$  jsou rozloženy na kontaktních plochách rovnoměrně. Protože je v náboji otláčovaná jen přímá část boku pera o délce  $l'_{p1}$  pak platí že  $p_1 \geq p_2$ .

Pro návrh pera je směrodatný návrhový výpočet průměru hřídele  $d_{h1} = 105 \text{ mm}$ , na jehož základě jsou voleny normalizovaná šířka  $b$  a výška  $h$  pera dle ČSN 022562. Ze strojírenských tabulek [12], str. 278 jsou určeny hloubky drážek v hřídeli  $t$  a náboji  $t_1$  viz obrázek níže.



Obr. 39: Schéma působení sil na pero a náboj

Zvolené hodnoty pera:

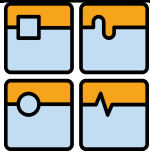
$$b = 28 \text{ mm},$$

$$h = 16 \text{ mm},$$

$$t = 9,9 \text{ mm},$$

$$t_1 = 6,1 \text{ mm},$$

$$d_{h1 \text{ vyp}} = 95,1 \text{ mm} \text{ (rozměr směrodatný pro výpočtovou kontrolu kola).}$$



Z obecné definice pro výpočet tlaku je analogicky odvozen tlak  $p_1$  působící na náboj a také požadovaná přímá část boku pera  $l'_{p1 pož}$ ,

$$p_1 = \frac{F_1}{l'_{p1 pož} \cdot t_1} \leq p_{do} \Rightarrow l'_{p1 pož} \geq \frac{F_1}{p_{do} \cdot t_1} = \frac{33663,4}{120 \cdot 6,1} = 45,988 \quad (4.49)$$

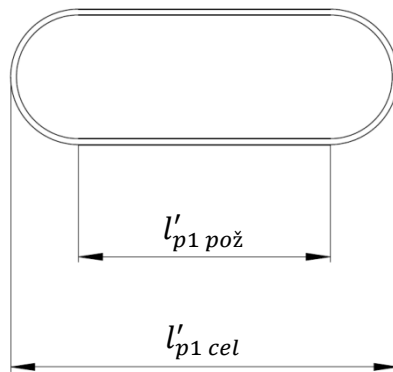
$$l'_{p1 pož} = 46 \text{ mm}$$

kde  $p_{do}$  [MPa] je velikost dovoleného tlaku. Je volena z [21], str. 85 v závislosti na materiálu náboje. Je-li náboj ocelový je  $p_{do} = 120 \text{ MPa}$ , v případě šedé litiny  $p_{dl} = 80 \text{ MPa}$ .

síla  $F_1$  [N] je síla působící na náboj. Vypočítá se ze vztahu

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d_{h1}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1870 \cdot 10^3}{\frac{105}{2} + \frac{6,1}{2}} = 33663,366 \quad (4.50)$$

$$F_1 = 33663,4 \text{ N}$$



Obr. 40: Rozměry požadované a celkové délky pera

Celková požadovaná délka pera  $l'_{p1 cel}$  je rovna

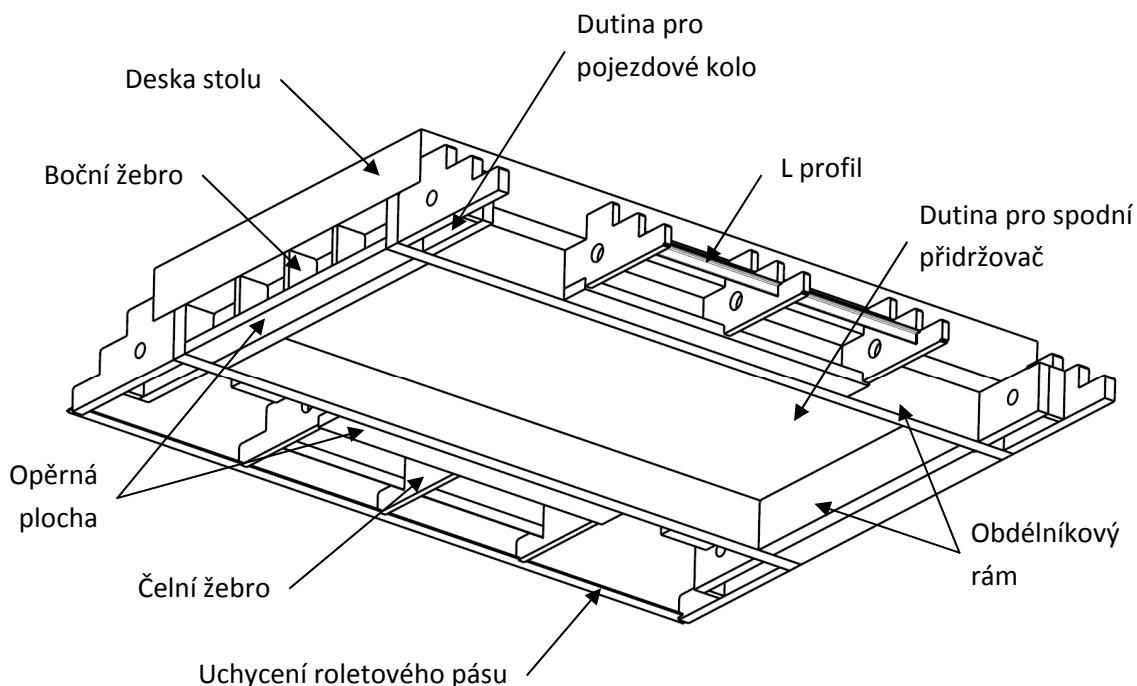
$$l'_{p1 cel} = l'_{p1 pož} + b = 46 + 28 = 74 \quad (4.51)$$
$$l'_{p1 cel} = 74 \text{ mm}$$

Vypočtená délka pera je zaokrouhlena na nejbližší vyšší vzdálenost dle normalizovaných délek. Na základě výpočtu volím pero těsné o rozměrech **28e7x16x80** dle ČSN 02 2562.



## 4.10 Rám stolu

### 4.10.1 Rám svařený neopracovaný

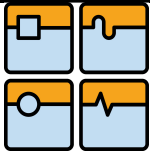


Obr. 41: Svařený rám vyjížděcího stolu (neopracovaný)

Rám stolu je navržen jako svařenec. Je tvořen vnitřním tuhým obdélníkovým rámem svařeného ze silných desek, obepínající spodní přidržovač. K tomuto rámu jsou přivařeny silné příčné desky tvořící s čelními deskami uzavřené skříň, ve kterých jsou uložena pojezdová kola.

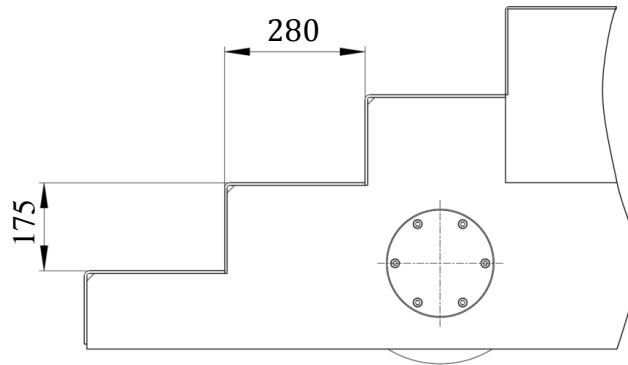
Ve spodní části stolu je plocha obdélníkového rámu zvětšena pro zvýšení odolnosti proti tlaku vyvinutého hydraulickým lisem. Zatěžující síla je přenesena z horní desky přes obdélníkový rám a částečně také pomocí žebér umístěných v boční i přední části stolu. V čelních žebrech jsou zhotoveny otvory pro kabeláž zajišťující napájení elektrických motorů.

Čelní žebra umístěná ve směru pojezdu stolu tvoří zároveň tři schody na každé straně pro snadný přístup k seřizovanému nástroji. Vzdálenost žebér je omezena v zadní části pásovinou k uchycení roletového pásu a na obou stranách pomocí L-profilů 80x40 sloužících jako podpěry nášlapných schodů. Tvar schodů je navržen dle ČSN 73 4130 [22] s ohledem na správný sklon a délku ramene s čímž souvisí návrh rozměrů stupňů. Všechny stupně musí mít stejnou výšku a šířku. Mezi šířkou a výškou stupně platí vztah vycházející z průměrné délky kroku, přičemž průměrný krok člověka je 630 mm.



Dle [22] platí vztah pro určení výšky  $h_s$  a šířky  $b_s$  schodišťového stupně

$$2 \cdot h_s + b_s \cong 630 \text{ mm.} \quad (4.52)$$



Obr. 42: Návrh rozměrů schodů vyjížděcího stolu

Dosazením navržených rozměrů schodů z vyjížděcího stolu do vzorce (4.52)

$$2 \cdot h_s + b_s = 2 \cdot 175 + 280 = 630 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.53)$$

V dutině vzniklé pod schody jsou umístěny elektrické motory. Z důvodu lepší údržby a montáže stroje, ale také snadnějšího oprávnění funkčních částí stolu jsou podpěry L-profilů v krajních částech demontovatelné. K žebřům je v zadní části stolu přivařena pásovina zajišťující uchycení pásu rolety.

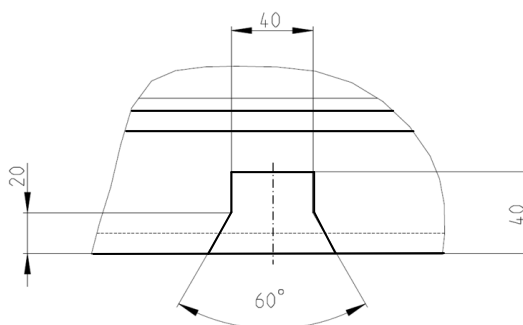
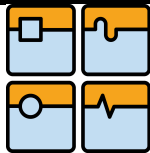
Na vrchní část obvodového rámu je přivařena masivní deska, která je zhotovena z jednoho kusu buď litím (brama), nebo z polotovaru o rozměrech 370x2820x5020 mm.

Rám je svařen z materiálu 11 503 (S355J2) pro své dobré mechanické vlastnosti (materiál dobře snáší dynamické i statické namáhání) a také pro jeho svařitelnost, která je u tohoto materiálu zaručená.

#### 4.10.2 Opracovaný rám

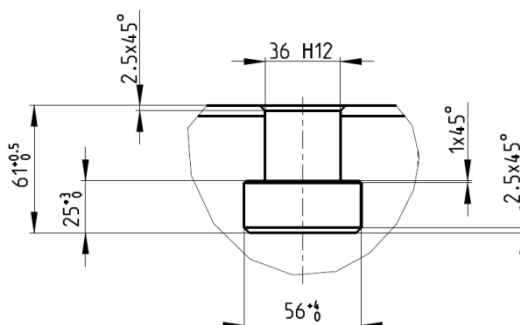
Po tepelném zpracování (žhánání ke snížení vnitřního napětí, příp. žhánání normalizační) je nutné funkční části svarku opracovat. Horní i spodní část stroje musí být opracovány z důvodu rovnoměrného rozložení tlaku a zajištění správné funkčnosti chodu zapracovávaného nástroje.

Pro přesné ustavení stolu vůči hydraulickému lisu jsou určeny čtyři naváděcí drážky vyfrézované ve spodní části nástroje.



Obr. 43: Naváděcí drážka vyjížděcího stolu

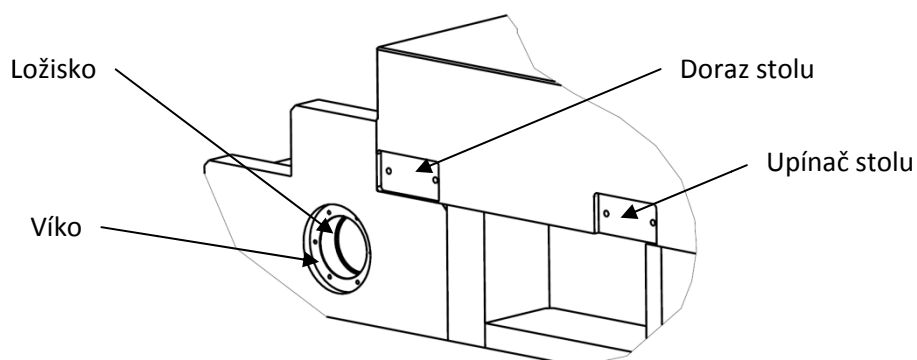
Horní plocha je tvořena deskou pro uchycení nástroje. V desce jsou zhotoveny normalizované T-drážky (ČSN 02 1030) pro uchycení tvářecího nástroje a otvory pro vyhazovače, případně přidržovače. Vyhazovače odtláčí tvářený výrobek ze spodní části nástroje a umožní tak lepší vyjmutí vylisku i pro další automatizaci.



Obr. 44: T-drážka sloužící k upnutí nástroje

Zpracovávací lis je také vybaven spodním přidržovačem, který se používá pro výrobu součástí technologií hlubokého tažení. Optimální síla přidržovače zamezuje tvoření vln a záhybů na výtažku.

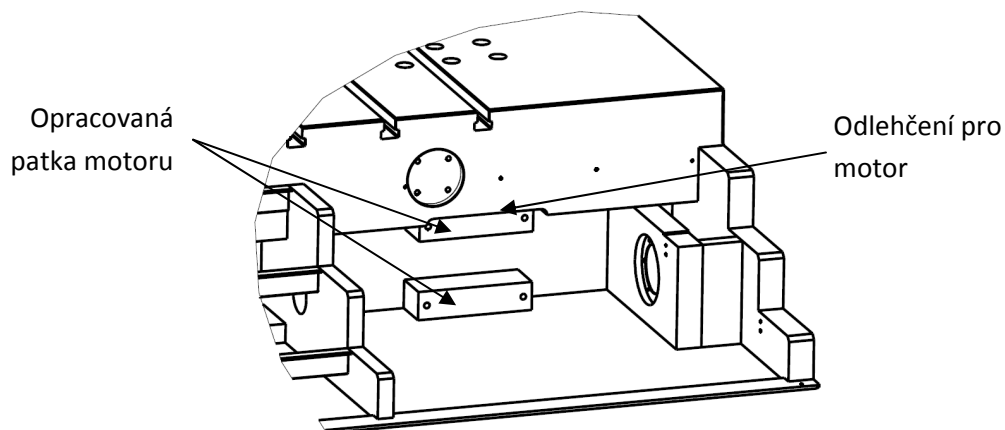
Na bočních stranách jsou vyrobeny drážky, do kterých se osadí dorazy a upínače stolu. V silné boční desce jsou dále vyrobeny otvory pro ložiska a osazení pro víko ložiska.



Obr. 45: Obrobené prvky na boční straně stolu



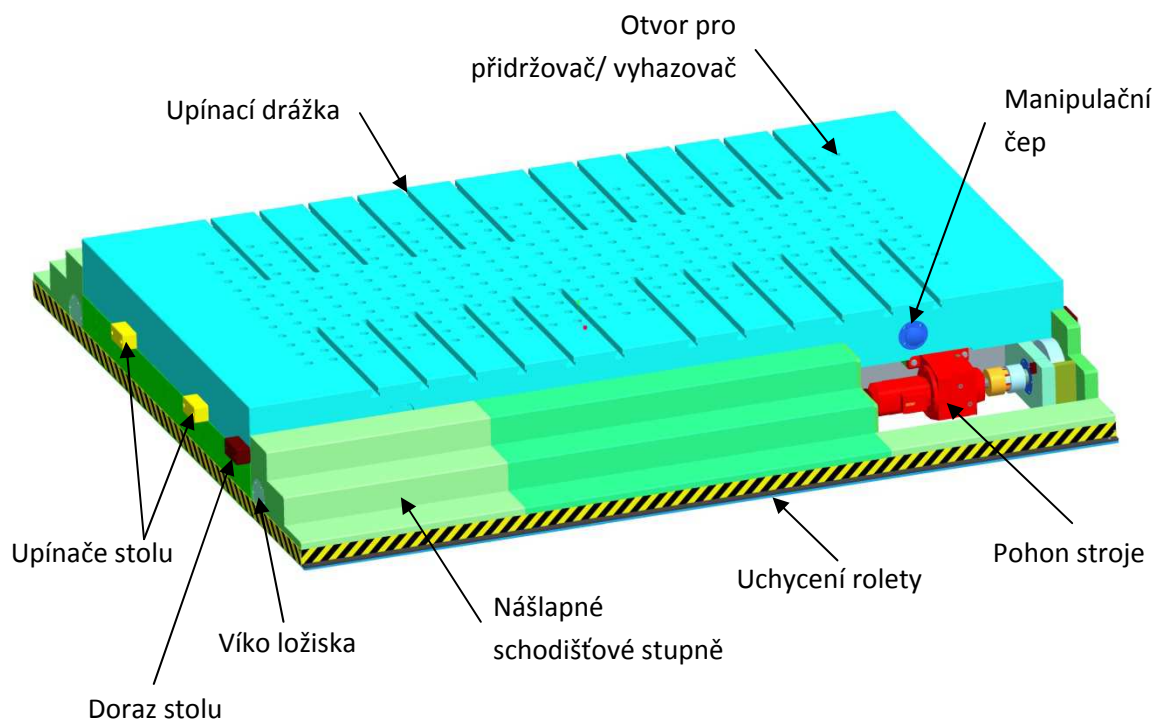
Důležitou částí rámu, kterou je potřeba opracovat jsou patky motoru, které musí být přesně obrobené vůči ose a čelní ploše ložiska. Při obrábění patek bude také vyfrézováno odlehčení ve spodní části desky pro umístění poměrně robustního motoru.



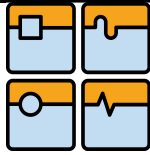
Obr. 46: Opracování patky motoru

#### 4.10.3 Vyjížděcí stůl sestavený

Po opracování stolu a jeho finální úpravě RAL barvou budou jednotlivé komponenty montovány přímo na rám. Pohon stolu je umístěn na obou stranách zadní části stolu pod nášlapnými stupni stolu. Jak je zřejmé z obr. 48 jsou nášlapné stupně včetně jejich podpěr demontovatelné z důvodu snadnějšího přístupu k motoru, spojce případně jiné části pohonu. V místě nad motorem, lze v případě potřeby připevnit manipulační čepy usnadňující přesun těžkého břemene.



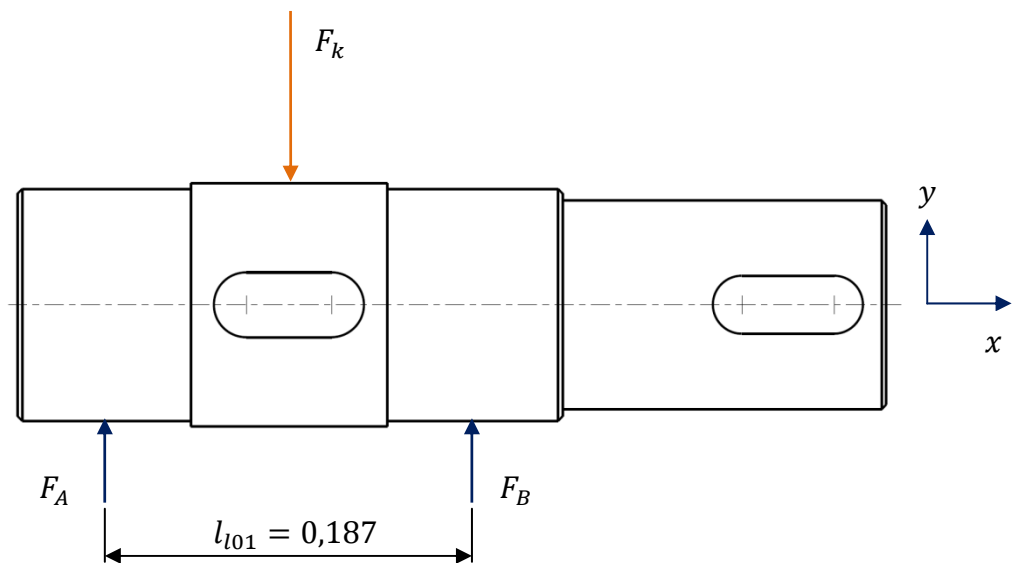
Obr. 47: Vyjížděcí stůl sestavený



## 5. Kontrolní výpočet pojezdového stolu

### 5.1 Kontrolní výpočet hřídele pojezdového kola

Hřídel je uložen mezi dvěma soudečkovými ložisky a působí na něj tíha vyvolaná od hmotnosti břemene a tíha pracovního stolu. U poháněné nápravy je navíc hřídel namáhán kroutícím momentem od elektromotoru a je tedy namáhán kombinovaným namáháním.



Obr. 48: Zatížení hnací hřídele

#### Výpočet reakcí v podpěrách (ložiskách)

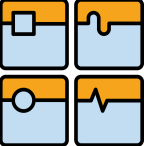
Dle kompletního návrhu ve 3D softwaru je celková hmotnost stolu  $m_s = 46 \text{ tun}$ . Maximální hmotnost zkoušeného nástroje je  $m_b = 40 \text{ tun}$ . Celková maximální hmotnost vyjížděcího stolu je

$$\begin{aligned} m_{cel} &= m_b + m_s = 40 + 46 = 86 \\ m_{cel} &= 86 \text{ tun} = 86000 \text{ kg}. \end{aligned} \quad (5.1)$$

#### Celková síla vyvozená působením stolu $F_{cel}$

$$\begin{aligned} F_{cel} &= m_{cel} \cdot g = 86000 \cdot 9,81 = 843660 \\ F_{cel} &= 843660 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.2)$$

kde  $m_{cel} [\text{kg}]$  – celková hmotnost stolu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### Skutečná síla působící na jedno kolo

$$F_k = \frac{F_{cel}}{p_k} = \frac{843660}{4} = 210915$$

$$F_k = \mathbf{210915\ N.}$$
(5.3)

Pro stanovení statické rovnováhy musí být součet silových a momentových výslednic roven nule.

$$\sum F_x = 0$$
(5.4)

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_A - F_k + F_B = 0$$
(5.5)

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_k \cdot \frac{l_{l01}}{2} - F_B \cdot l_{l01} = 0$$
(5.6)

Úpravou rovnic (5.5) a (5.6) jsou vypočítány reakce v ložiskách, resp. rámu stolu.

$$F_B = \frac{F_k \cdot \frac{l_{l01}}{2}}{l_{l01}} = \frac{210915 \cdot \frac{0,187}{2}}{0,187} = 105457,5$$

$$F_B = \mathbf{105457,5\ N}$$
(5.7)

$$F_A = F_k - F_B = 210915 - 105457,5 = 105457,5$$

$$F_A = \mathbf{105457,5\ N}$$
(5.8)

### Výpočet ohybového momentu

Maximální ohybový moment způsobující napětí v ohybu je roven,

$$M_{o1} = F_A \cdot \frac{l_{l01}}{2} = F_B \cdot \frac{l_{l01}}{2} = 105457,5 \cdot \frac{0,187}{2} = 9860,277$$

$$M_{o1} = \mathbf{9860\ N \cdot m}$$
(5.9)

### Výpočet průřezového modulu v ohybu

Do vzorce průřezového modulu v ohybu  $W_o$  vypočítaného z [12], str. 26 je dosazena hodnota z kap. 4.7, obr. 39  $d_{h1vyp} = 95,1\ mm$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_{h1vyp}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,0951^3}{32} = 8,444 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{o1} = \mathbf{8,44 \cdot 10^{-5}\ m^3}$$
(5.10)

### Výpočet ohybového napětí $\sigma_{o1}$

Velikost ohybového napětí je dáno podílem maximálního ohybového momentu  $M_o$  a plochy průřezového modulu v ohybu  $W_o$ , vypočítáno dle [12], str. 29,

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{9860}{8,44 \cdot 10^{-5}} = 1,168 \cdot 10^8 \quad (5.11)$$

$$\sigma_{o1} = 1,17 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 117 \text{ MPa}$$

### Výpočet průřezového modulu v krutu $\tau_{k1}$

Modul kruhového průřezu v krutu vypočítaný z [12], str. 24

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_{h1vyp}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,0951^3}{16} = 1,689 \cdot 10^{-4} \quad (5.12)$$

$$W_{k1} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

### Výpočet napětí v krutu $M_{k1}$

Maximální kroutící moment  $M_k$  vyvolaný otáčením elektromotoru způsobuje napětí v krutu  $\tau_k$  vypočítané dle [12], str. 29,

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{1870}{1,7 \cdot 10^{-4}} = 1,1 \cdot 10^7 \quad (5.13)$$

$$\tau_{k1} = 1,1 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 11 \text{ MPa}$$

### Výpočet redukovaného napětí $\sigma_{red1}$

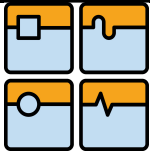
Redukované napětí dle hypotézy HMH je dáno vztahem,

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2)} = \sqrt{(117^2 + 3 \cdot 11^2)} = 118,54 \quad (5.14)$$

$$\sigma_{red1} = 118,5 \text{ MPa}$$

Pro materiál hřídele 12 050.6 (C45) je hodnota  $R_e = 430 \text{ MPa}$  dle [tabulky], str. 56.  
Kontrola k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{430}{118,5} = 3,6 \geq 2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.15)$$

**Průhyb hřídele  $y_{max1}$** 

Hřídel se účinkem síly deformuje průhybem. Příliš velký průhyb může ohrozit správnou funkci hřídele, jejíž natočení může vést ke snížené únavové životnosti ložisek. Dle [12], str. 31 je max. velikost průhybu rovna

$$y_{max1} = \frac{F_k \cdot l_{l01}^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{210915 \cdot 0,187^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,015 \cdot 10^{-6}} = \frac{1379,22}{4,047 \cdot 10^7} = 3,4080 \cdot 10^{-5} \quad (5.16)$$

$$y_{max1} = 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,034 \text{ mm}$$

kde  $E$  [Pa] – je modul pružnosti v tahu pro kalenou ocel z [22], str. 36,  
 $I$  [mm<sup>4</sup>] – je kvadratický moment, který se vypočítá dle [22], str. 36.

$$I = \frac{\pi \cdot d_h^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0951^4}{64} = 4,0151 \cdot 10^{-6} \quad (5.17)$$
$$I = 4,015 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^4$$


Dle [13], str. 1062 je maximální dovolený průhyb pro velmi namáhané hřídele s rázy, např. hřídele obráběcích strojů roven  $y_{dov} = l_{l01}/5000$  a musí platit následující podmínka

$$y_{dov} \geq y_{max1} \quad (5.18)$$
$$\frac{l_{l01}}{5000} \geq y_{max} = 0,037 \geq 0,034 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

**5.2 Kontrolní výpočet ložiska****Skutečné radiální zatížení ložiska**

Hřídel pojezdového kola je uložena ve dvou ložiskách a radiální zatížení ložiska  $F_{r1}$  je rovno polovině síly působící na jedno kolo  $F_k$ .

$$F_{r1} = \frac{F_k}{2} = \frac{210915}{2} = 105457,5 \quad (5.19)$$
$$F_{r1} = 105457,5 \text{ N}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### Výpočet trvanlivosti ložiska

Trvanlivost je definována jako počet otáček, které vykoná jeden kroužek vůči druhému kroužku, dokud se neobjeví počátek únavy materiálu na jednom z kroužků či valivém tělese tzv. pitting. Protože jsou otáčky válečku konstantní, lze použít pro výpočet trvanlivosti v hodinách vztah z [23], str. 77

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k} = \left(\frac{285}{105,5}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 7,2} = 63556,15 \quad (5.20)$$

$$L_{10h} = \mathbf{63556 \text{ hodin}}$$

kde  $p [-]$  – je exponent rovnice trvanlivosti ložiska ( $p = 10/3$ ) pro ložiska s čárovým stykem,

$n_k [-]$  – jsou skutečné otáčky pojezdového kola,

$P [kN]$  – je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska (platí  $P = F_{r1}$ ).

### Statická únosnost ložiska

Pojezdové kolo se otáčí poměrně nízkými otáčkami, proto bude vypočítána také kontrola statické únosnosti ložiska dle [23], str. 77. Musí platit podmínka, že součinitel statické bezpečnosti  $S_o$  musí být větší, nebo roven hodnotě odečtené z [14].

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{415}{105,5} = \mathbf{3,9 > 1} \Rightarrow \mathbf{vyhovuje} \quad (5.21)$$

kde  $C_o [kN]$  – je základní statická účinnost odečtená z [14], str. 740,

$P_o [kN]$  – ekvivalentní statické zatížení stanovené analogicky z výpočtu dynamické únosnosti ložiska.

### 5.3 Kontrola navrženého pohonu

Navrhovaný pohon musí splnit podmínku rozběhu motoru, která vede ke zjištění, jestli je schopen uvést do pohybu navrhované zařízení. U provedené kontroly navrženého převodu musí být spouštěcí moment na hřídeli při rozběhu motoru  $M_{sm}$  větší než redukovaný rozběhový moment na hřídeli motoru  $M_{roz}$  a musí platit

$$M_{sm} > M_{roz} \quad (5.22)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 5.3.1 Výsledný rozjezdový moment

Z [19], str. 88 je výsledný rozjezdový moment roven součtu všech odporových momentů při rozběhu motoru. A to momentu pasivních odporů  $M_t$ , momentu zrychlujících sil hmot posuvných hmotností  $M_{zp}$ , moment zrychlujících sil rotujících hmot  $M_{zr}$  a momentu od působení větru  $M_v$ , který bude v případě vyjížděcího stolu pracujícího v uzavřených výrobních prostorách zanedbán.

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_v \quad (5.23)$$

#### Celkový převod

$$i = \frac{n_M}{n_k} = \frac{1430}{7,2} = 198,611 \quad (5.24)$$

$$i = 199$$

#### Moment pasivních odporů

$$M_t = F_o \cdot \frac{D_k}{i \cdot \eta_c} = 8186 \cdot \frac{0,2}{199 \cdot 0,8} = 10,284 \quad (5.25)$$

$$M_t = 10,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $F_o$  [m] – je celková výsledná síla od jízdních odporů dle navrženého zařízení.

$$F_o = (F_{o1} + F'_{o2} + F'_{o3} + F'_{o4}) \cdot \chi \quad (5.26)$$

#### Odpor valivého tření na obvodu pojezdového kola $F_{o1}$

$$F_{o1} = F_{cel} \cdot \frac{\xi_{oo}}{\frac{D_k}{2}} = 843660 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-4}}{\frac{0,40}{2}} = 2109,15 \quad (5.27)$$

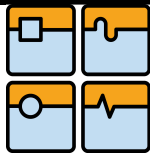
$$F_{o1} = 2109 \text{ N}$$

Odpor tření ložiska  $F'_{o2}$ , odpor mechanismu rolety  $F'_{o3}$  a odpor tření pásu v důsledku zatížení závaží a vlastní hmotností pásu  $F'_{o4}$  jsou stejné jako u návrhového výpočtu.

Dosazením hodnot do vzorce (5.26) je celková výsledná síla od jízdních odporů rovna

$$F_o = (F_{o1} + F'_{o2} + F'_{o3} + F'_{o4}) \cdot \chi = (2109 + 0 + 1943 + 41) \cdot 2 = 8186 \quad (5.28)$$

$$F_o = 8186 \text{ N}$$

**Zrychlující síla vyjížděcího stolu**

$$F_{zs} = \frac{F_{cel}}{g} \cdot \frac{v_s}{t_a} = \frac{843660}{9,81} \cdot \frac{0,15}{5} = 2580 \quad (5.29)$$

$$F_{zp} = 2580 \text{ N}$$

kde  $t_a$  [s] – je doba rozjezdu.

Pojížděcí rychlost ( $m \cdot min^{-1}$ )	30	60	90	120
Doba rozběhu $t_a$ (s)	5	6	7	8

Tab. 05: Určení doby rozběhu [24], str. 306

**Moment zrychlujících sil hmot posuvných hmotností**

$$M_{zp} = F_{zs} \cdot \frac{D_k}{i \cdot \eta_c} = 2580 \cdot \frac{0,4}{199 \cdot 0,8} = 3,241 \quad (5.30)$$

$$M_{zp} = 3,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Moment zrychlujících sil rotujících hmot**

$$M_{zr} = n_p \cdot \frac{J_{cel} \cdot \alpha_{zr} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M}{t_a} = 2 \cdot \frac{71,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,15 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 23,83}{5} = 0,492 \quad (5.31)$$

$$M_{zr} = 0,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $J_{cel}$  [ $kg \cdot m^2$ ] – celkový moment setrvačnosti,

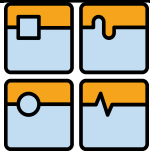
$\alpha_{zr}$  [-] – součinitel zahrnující vliv zrychlení hmot rotujících na jiných hřídelích než rotor motoru, dle [24], str. 296,

$n_p$  [-] – počet pohonných jednotek.

$$J_{cel} = J_m + J_s = 43,5 \cdot 10^{-4} + 28 \cdot 10^{-4} \quad (5.32)$$
$$J_{cel} = 71,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde  $J_m$  [ $kg \cdot m^2$ ] – moment setrvačnosti motoru volený z [20],

$J_s$  [ $kg \cdot m^2$ ] – moment setrvačnosti spojky volený z [22], str. 10.29.

**Rozjezdový moment**

Celkový rozjezdový moment je roven

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_v = 10,3 + 3,2 + 0,5 + 0 = 14,0$$
$$M_{roz} = 14 \text{ N} \cdot \text{m}$$
(5.33)

**5.3.2 Výsledný spouštěcí moment****Nominální krouticí moment motoru**

$$M_n = \frac{P_{MC}}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{2 \cdot 1500}{2 \cdot \pi \cdot 23,83} = 20,036$$
$$M_n = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$$
(5.34)

kde  $P_{MC}$  [W] – výkon obou pohonných jednotek.

**Součinitel momentové přetížitelnosti motoru  $\chi_{pm}$** 

$$\chi_{pm} = \frac{\varepsilon + 1,1}{2} = \frac{2,5 + 1,1}{2} = 1,8$$
$$\chi_{pm} = 1,8$$
(5.35)

Výkon jeřábu	Zatěžovatel $\varepsilon$ (%)	$\chi_{pm}$
malý výkon	25	2,1
střední výkon	40	2,5
Velký výkon	40	2,5

Tab. 06: Určení zatěžovatele  $\varepsilon$ , z [24], str. 67

**Spouštěcí moment**

$$M_{sm} = M_n \cdot \chi_{pm} = 20 \cdot 1,8 = 36,0$$
$$M_{sm} = 36 \text{ N} \cdot \text{m}$$
(5.36)

### 5.3.3 Kontrola rozjezdu motoru

$$M_{sm} \geq M_{rozj}$$

$$36 \geq 14 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.37)$$

### 5.3.4 Kontrola tažné síly motorů vzhledem k adhezní tíze stolu

Aby se předešlo prokluzování kol a tím také přičení vyjžděcího stolu na kolejové dráze je nutné kontrolovat adhezní tíhu stolu vůči tažné síle motoru. Tažná síla motoru nesmí být větší než tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu.

#### Adhezní síla

Pro výpočet adhezní síly je nutno nejprve určit poměr počtu všech kol  $p_k$  vůči počtu poháněných (brzděných) kol  $p_{pk}$ .

$$z = \frac{p_k}{p_{pk}} = \frac{4}{2} = 2 \quad (5.38)$$

$$F_{adh} = \frac{F_{cel}}{2} = \frac{843660}{2} = 421830 \quad (5.39)$$

$$F_{adh} = 421830 \text{ N}$$

#### Třecí síla mezi kolem a kolejnicí

Dle literatury [19], str. 89 je třecí síla rovna

$$F_{tř} = F_{adh} \cdot f_{tř} = 421830 \cdot 0,15 = 63274,5 \quad (5.40)$$

$$F_{tř} = 62\,274,5 \text{ N}$$

kde  $f_{tř}$  [-] – tření mezi hnacími koly a kolejnicí dle [19], str. 89.

#### Výpočet tažné síly

Výpočet tažné síly je roven podílu celkového výkonu zařízení vůči jeho rychlosti. Celkový výkon je vypočítán jako celkový součet výkonu pohonných jednotek.

$$F_{taž} = \frac{n_p \cdot P_M}{v_s} = \frac{2 \cdot 1500}{0,15} = 20000 \quad (5.41)$$

$$F_{taž} = 20000 \text{ N}$$

Prověření prokluzu kol je provedeno pomocí vypočítané třecí síly, která musí být větší než tažná síla vyvozená pohonem stroje a musí platit

$$F_{tř} > F_{taž} \quad (5.42)$$

$$63274,5 \text{ N} > 20000 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### 5.3.5 Kontrola brzdění motoru

Brzda o velikosti brzdného momentu  $M_b = 20 \text{ Nm}$ , která je součástí motoru musí zastavit vyjížděcí stůl v určitém čase  $t_b$ . K zabrzdění napomáhají pasivní odpory stolu a rolety  $M_{st}$ , naopak proti brzdnému momentu  $M_b$  působí moment setrvačných sil posuvných rychlostí  $M_{sp}$  a moment setrvačných sil rotačních hmot  $M_{sr}$ .

$$M_b = M_{sp} + M_{sr} - M_{st} \quad (5.43)$$

Výpočty momentů jsou analogické s kontrolou rozjezdu motoru. Rozdíl je pouze ve ztrátách třením v převodech, které pomáhají vyjížděcí stůl brzdit, proto je účinnost převodu umístěná v čitateli.

Potřebný brzdný moment  $M_b$  se však může vypočítat po zvolení předběžné brzdné doby  $t_b$ , jejíž hodnota se musí nalézat v intervalu mezi ( $t_{min}$ ,  $t_{max}$ ). Hodnota  $t_{min}$  představuje mezní stav kdy může nastat prokluzování pojížděcích kol, naopak při dosažení hodnoty  $t_{max}$  se stůl zastaví bez brzdění.

V praxi to znamená, že navržená brzda musí mít brzdný moment  $M_{b sk}$  stejný, nebo o něco vyšší než vypočtený moment a musí platit

$$M_{b sk} \geq M_b \quad (5.44)$$

$$t_{b min} = \frac{F_{cel} \cdot v_s}{F_{tř} + F_{o pk}} = \frac{843660 \cdot 0,15}{62274,5 + 4093} = 1,906 \quad (5.45)$$

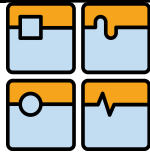
$$t_{b min} = 1,9 \text{ s}$$

kde  $F_{o pk} [N]$  – je jízdní odpor na poháněných kolech.

$$F_{o pk} = F_o \cdot \frac{p_{nk}}{p_k} = 8186 \cdot \frac{2}{4} = 4093 \quad (5.46)$$

$$F_{o pk} = 4093 \text{ N}$$

kde  $p_{nk} [-]$  – je počet nepoháněných kol.



$$t_{b \max} = \frac{2 \cdot s_{\max}}{v_s} = \frac{2 \cdot 4,6}{0,15} = 61,3 \text{ s} \quad (5.47)$$

kde  $s_{\max} [m]$  – je maximální využitelná brzdná dráha.

Pro výpočet maximální délky  $s_{\max}$  je využit obecný vztah pro zrychlení  $a$ , resp. dráhu

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_s}{t_a} = \frac{0,15}{5} = 0,03 \quad (5.48)$$

$$a = 0,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$s_d = v_0 \cdot t_a + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_a^2 = 0 + \frac{1}{2} \cdot 0,03 \cdot 5^2 = 0,375 \quad (5.49)$$

$$s_d = 0,4 \text{ m}$$

Je-li délka dráhy vyjížděcího stolu  $L_d = 5 \text{ m}$ , pak při zrychlení z 0 na  $0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  stůl urazí dráhu  $s_d = 0,4 \text{ m}$ . Maximální délka  $s_{\max}$  se pak vypočítá

$$s_{\max} = L_d - s_d = 5 - 0,4 = 4,6 \quad (5.50)$$

$$s_{\max} = 4,6 \text{ m}$$

**Moment způsobený pasivními odpory  $M_{st}$**

$$M_{st} = F_o \cdot \frac{D_k}{2} \cdot \eta_c = 8186 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,8}{199} = 6,582 \quad (5.51)$$

$$M_{st} = 6,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Moment setrvačných sil posuvných rychlostí  $M_{sp}$**

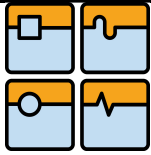
$$M_{sp} = F_{cel} \cdot \frac{D_k}{2} \cdot v_s \cdot \eta_c \cdot \frac{1}{t_b} = 843\,660 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,15 \cdot 0,8}{199} \cdot \frac{1}{t_b} = \frac{101,8}{t_b} \quad (5.52)$$

$$M_{sp} = \frac{101,8}{t_b} \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Moment setrvačných sil rotujících hmot**

$$M_{sr} = \frac{\alpha \cdot J_{cel} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M}{t_b} = \frac{71,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,15 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 23,83}{t_b} = \frac{1,231}{t_b} \quad (5.53)$$

$$M_{sr} = \frac{1,2}{t_b} \text{ N} \cdot \text{m}$$

**Brzdný moment**

Celkový brzdný moment je roven

$$\begin{aligned}n_p \cdot M_b &= M_{sp} + M_{sr} - M_{st} \\2 \cdot 20 &= \frac{101,8}{t_b} + \frac{1,2}{t_b} - 6,6 \Rightarrow t_b = \frac{103}{46,6} = 2,210 \\t_b &= 2,2 \text{ s}\end{aligned}\tag{5.54}$$

Z rovnice pro výpočet brzdného momentu byl vypočítán čas předběžné brzdné doby  $t_b$ , jejíž hodnota se nalézá v intervalu mezi ( $t_{min}$ ,  $t_{max}$ ) a lze nastavit plynule doběhovou rampu při brzdění stolu.

$$\begin{aligned}t_b &\in (t_{min}, t_{max}) \\2,2 &\in (1,9; 61,3) \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{5.55}$$

**5.3.6 Kontrola zablokování kol****Odpor na nebrzděných kolech**

Jízdní odpor na pojízďecích nebrzděných kolech je roven

$$\begin{aligned}F_{onk} &= F_o \cdot \frac{p_{kn}}{p_k} = 8186 \cdot \frac{2}{4} = 4\,093 \text{ N} \\F_{onk} &= 4\,093 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.56}$$

kde  $p_{kn}$  [-] – počet nebrzděných kol

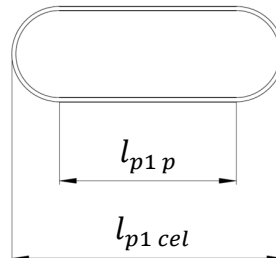
**Setrvačná síla posuvných hmot**

$$\begin{aligned}F_{sp} &= F_{cel} \cdot \frac{v_s}{60 \cdot t_b} = 843660 \cdot \frac{0,15}{2,2} = 57522,272 \\F_{sp} &= 57522 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.57}$$

**Výsledná kontrola zablokování kol**

$$\begin{aligned}F_{adh} &\geq F_{sp} \pm F_{zp} - F_{onk} \\421830 &\geq 57522 + 1111,5 - 4093 = 54540,5 \\421830 &\geq 5454,05 \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{5.58}$$

## 5.4 Kontrola otláčení pera



Obr. 49: Skutečné rozměry navrženého pera

### 5.4.1 Kontrola tlaku v hřídeli $p_2$

Síla  $F_2$  působící na drážku v hřídeli (obr. 39) je vypočtena ze vztahu

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{1870 \cdot 10^3}{\frac{105}{2} - \frac{9,9}{2}} = 39327,024 \quad (5.59)$$

$$F_2 = 39327 \text{ N}$$

Tlak vyvozený silou  $F_2$  je roven

$$p_2 = \frac{F_2}{l_{p1 cel} \cdot t} = \frac{39327}{80 \cdot 9,9} = 49,655 \quad (5.60)$$

$$p_2 = 49,7 \text{ MPa}$$

Velikost dovoleného tlaku je volena pro ocel z [21], str. 85  $p_{do} = 120 \text{ MPa}$  a musí platit

$$p_2 \leq p_{do} \\ 49,7 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.61)$$

### 5.4.2 Kontrola tlaku v náboji $p_1$

Síla  $F_1$  byla vypočítána v návrhovém výpočtu (4.50) a její velikost je  $F_1 = 36663,4 \text{ N}$

Tlak vyvozený silou  $F_1$  je roven

$$p_1 = \frac{F_1}{l_{p1 p} \cdot t} = \frac{36663,4}{(80 - 16) \cdot 6,1} = 86,228 \quad (5.62)$$

$$p_1 = 86,2 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_{do} = 86,2 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.63)$$



## 5.5 Kontrolní výpočet pojížděcích kol

Maximální kontaktní tlak mezi kolem a kolejnicí musí být menší nebo roven dovolenému kontaktnímu tlaku  $p_d$ , jehož hodnoty jsou stanoveny dle tvrdosti materiálu kola podle Brinella. Vysoké povrchové pevnosti se dosahuje cementováním, povrchovým kalením plamenem nebo vysokofrekvenčním ohřevem.

Styk mezi navrženým kolem a kolejnicí může být ve dvou základních variantách:

- přímkový styk,
- bodový styk.

### Přímkový styk

Přímkový styk předpokládáný na navrhovaném zařízení má válcové kolo, pojíždějící na kolejnici s plochou hlavou. Maximální kontaktní tlak, při němž již začíná předčasné opotřebení kola se vypočítá dle [10], str. 77.

$$p_{k1 \max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{F_k}{b_k \cdot \frac{D_k}{2}}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{210915}{80 \cdot \frac{400}{2}}} = 697,099 \quad (5.64)$$

$$p_{k1 \max} = 697 \text{ Mpa}$$

Velikost dovoleného tlaku je stanovena podmínkou dle Niemanna takovým způsobem, aby životnost kola, vyjádřená počtem styků odvalovaných ploch byla minimálně  $10^7$  cyklů.

$$p_{k1 \max} < p_d = 0,31 \cdot HB = 0,31 \cdot 3000 = 930 \quad (5.65)$$
$$697 \text{ Mpa} < 930 \text{ Mpa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

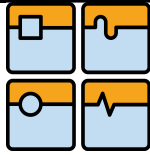
kde  $HB [N.mm^{-2}]$  – je tvrdost kola určena z [10], str. 78.

### Bodový styk

Kolejnice nemusí mít vždy plochou hlavu. Běžně se používají i kolejnice se zakřivenou hlavou. Na nich mohou pojíždět buď válcová, nebo kónická kola. V takovém případě je styk kola s kolejnicí bodový. Výhoda bodového styku vůči přímkovému styku spočívá v lepší prostorové napjatosti v okolí dotyku.

## 5.6 Pevnostní kontrola rámu

Nosný rám je základním konstrukčním prvkem celého stroje. Jsou k němu připevněny všechny funkční části stroje. Primárním cílem byla snaha o dosažení co nejvyšší tuhosti z důvodů vysokého zatížení mezi hydraulickým lisem a spodním příčnickem.



### 5.6.1 Pevnost v tlaku

Normálové napětí v tlaku  $\sigma_{dl}$  se vypočítá jako podíl síly způsobující tlakové napětí  $F_{li}$  a plochy namáhané tlakovou silou  $S_{st}$ .

$$\sigma_{dl} = \frac{F_{li}}{S_{st}} = \frac{1,6 \cdot 10^7}{3,6} = 4,444 \cdot 10^6 \quad (5.66)$$
$$\sigma_{dl} = 4,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 4,4 \text{ MPa}$$

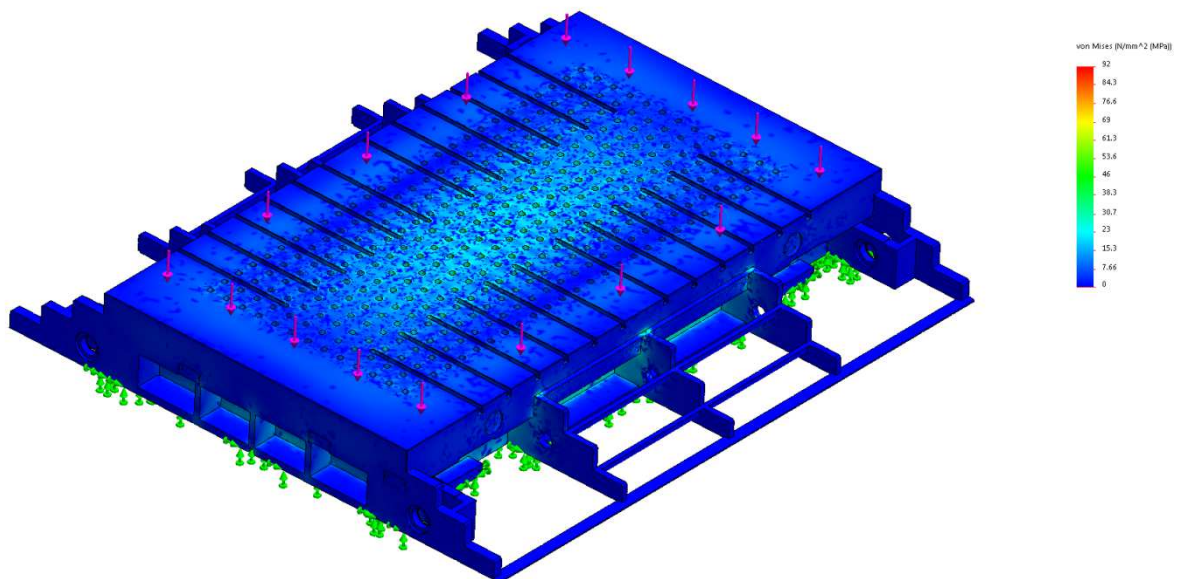
kde  $F_{li}$  [N] – je síla způsobující tlakové napětí,  
 $S_{st}$  [m<sup>2</sup>] – je plocha namáhaná tlakovou silou, vypočítaná 3D softwarem.

Pro materiál hřídele 11 503 (S355J2) je hodnota  $R_e = 315 \text{ MPa}$  dle [12], str. 56. Kontrola k meznímu stavu pružnosti

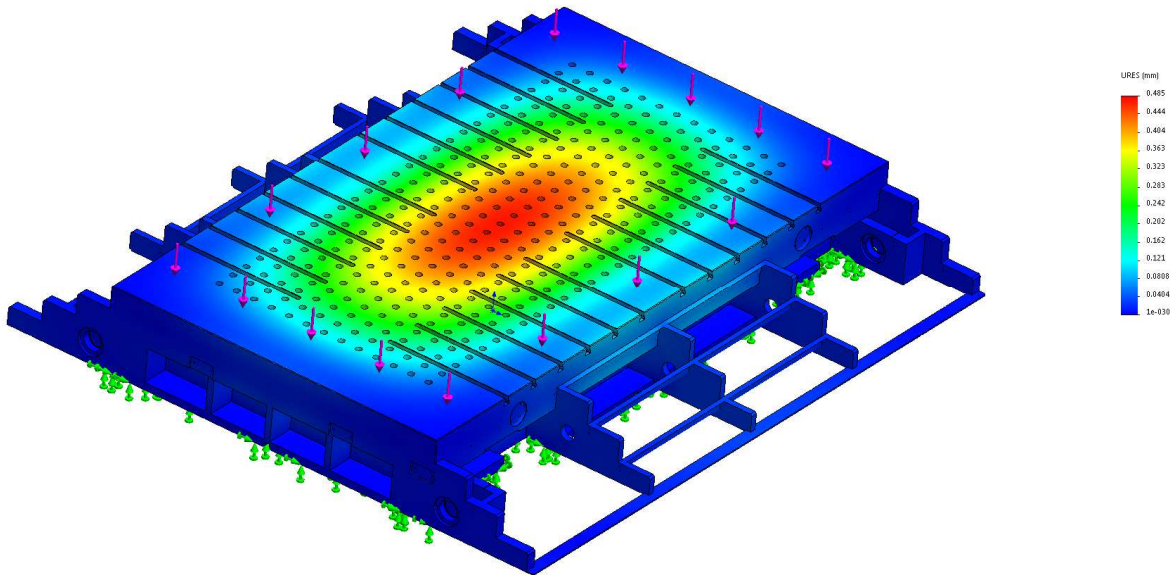
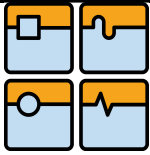
$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{dl}} = \frac{315}{4,4} = 70 \geq 2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.67)$$

### 5.6.2 Metoda konečných prvků

Z důvodu komplexní kontroly navržených dílců byl zadán výpočet zatížení rámu svařeného pomocí metody konečných prvků na základě okrajových podmínek ve formě 3D modelů, specifikace zatížení, zadání vazeb, způsobu namáhání a jakosti materiálu. Výpočet provedla konstrukční kancelář ČKD Blansko.



Obr. 50: Velikost napětí dle MKP (zhotovitel ČKD Blansko)



Obr. 51: Hodnoty posunutí (průhybu) dle MKP (zhotovitel ČKD Blansko)

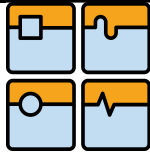
Na základě získaných výstupních dat je zřejmé, že největší napětí i průhyb nastává uprostřed stolu. Hodnota napětí se pohybuje okolo  $30 \text{ MPa}$  a velikost maximálního posunutí je rovna  $0,48 \text{ mm}$  uprostřed upínací plochy stolu. Velký vliv na uvedené hodnoty má velká zatěžovaná plocha a také množství otvorů a drážek, které průřez stolu zeslabují. Uvedené hodnoty napětí i posunutí jsou v souladu s bezpečným a spolehlivým provozem, ale pouze za předpokladu použití nástroje o vnějším rozměru  $2800 \times 5000 \text{ mm}$ . V případě použití menšího nástroje je nezbytné provést nový výpočet dle jeho rozměrů.

## 5.7 Pevnostní kontrola rolety

V případě, že se závaží rolety vzpříčí, je vhodné provést kontrolní výpočet pro přetržení rolety, kde musí platit, že pevnost rolety v tahu  $F_{rol \max}$  (viz. příloha P5) musí být větší než celková síla vyvozená pohonem stolu  $F_{taž}$  vypočítaná ve vzorci (5.38).

$$\begin{aligned} F_{rol \max} &= F'_{rol} \cdot \check{s}_{rol} = 6,5 \cdot 5\,000 = \\ F_{rol \max} &= 32\,500 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.68)$$

$$\begin{aligned} F_{rol \max} &\geq F_{taž} \\ 32\,500 \text{ N} &\geq 20\,000 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (5.69)$$



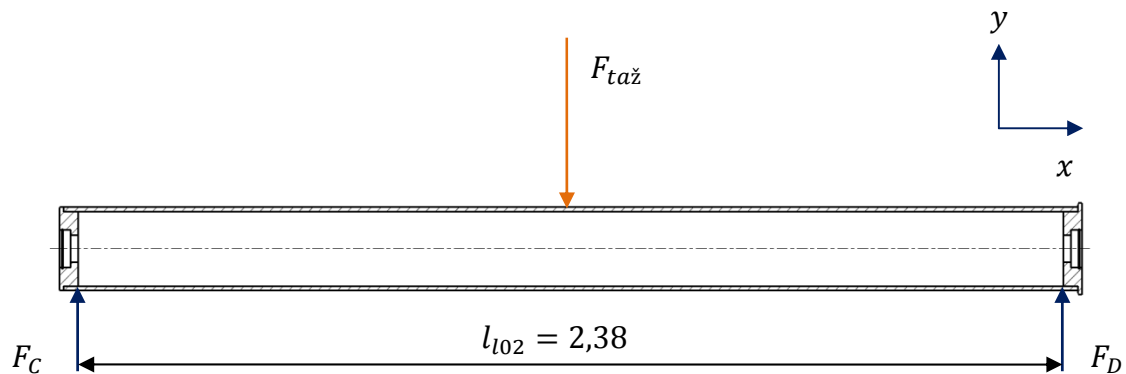
## 5.8 Kontrolní výpočet otočných válců

Pohybem vyjížděcího stolu je pás odvalován okolo dvou otočných bubnů. Pás je poměrně pružný a měl by být tedy odvalován rovnoměrně po celé šířce. Praxe však může být taková, že poloha bubnu i stolu nemusí být ideálně přesná z důvodů nepřesně vyrobených dílců, nebo také nepřesností montáže. Pro zvolení maximálního zatížení proto přijmu předpoklad, že je jeden váleček mírně vyvýšen a přenáší sílu vyvozenou pohonem stolu.

Na tomto předpokladu bude provedena kontrola pláště otočného válce a pevnostní výpočet osy válce.

### 5.8.1 Pevnostní kontrola pláště

Plášť válce je proveden jako obrobený svarek. Sestává z ocelové trubky a dvou nákolků pro boční vedení pásu.



Obr. 52: Zatížení pláště otočného válce

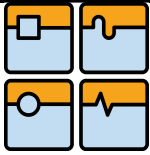
### Výpočet reakcí v podpěrách

Síla vyvozená elektropohonem stolu je rovna  $F_{taž} = 20000 \text{ N}$ . Pro stanovení statické rovnováhy musí být součet všech silových a momentových výslednic roven nule.

$$\sum F_x = 0 \text{ N} \quad (5.70)$$

$$\sum F_y = 0 \text{ N} \Rightarrow F_C - F_{taž} + F_D = 0 \text{ N} \quad (5.71)$$

$$\sum M_C = 0 \text{ Nm} \Rightarrow \left( F_{taž} \cdot \frac{l_{102}}{2} \right) - (F_D \cdot l_{102}) = 0 \text{ Nm} \quad (5.72)$$



Úpravou rovnic (5.72) a (5.71) jsou vypočítány reakce v podpěrách.

$$F_D = \frac{F_{taž} \cdot \frac{l_{102}}{2}}{l_{102}} = \frac{20000 \cdot \frac{2,38}{2}}{2,38} = 10000 \quad (5.73)$$
$$F_D = \mathbf{10000 \text{ N}}$$

$$F_C = F_{taž} - F_B = 20000 - 10000 = 10000 \quad (5.74)$$
$$F_C = \mathbf{10000 \text{ N}}$$

### Výpočet ohybového momentu $M_{o2}$

Maximální ohybový moment  $M_{o2}$  způsobující napětí v ohybu je roven

$$M_{o2} = F_C \cdot \frac{L}{2} = F_B \cdot \frac{L}{2} = 10000 \cdot 1,19 = 11900 \quad (5.75)$$
$$M_{o2} = \mathbf{11900 \text{ N}}$$

### Výpočet průřezového modulu v ohybu $W_{o2}$

Průřezový modul v ohybu  $W_{o2}$  vypočítaný z [12], str. 26.

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{D_v^4 - d_v^4}{D_v} \right) = \frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{0,2^4 - 0,1791^4}{0,2} \right) = 0,0002803 \quad (5.76)$$
$$W_{o2} = \mathbf{2,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}$$

kde  $D_v$  [m] – vnější průměr válečku,  
 $d_v$  [m] – vnitřní průměr válečku.

### Výpočet ohybového napětí $\sigma_{o2}$

Velikost ohybového napětí je dána podílem maximálního ohybového momentu a plochy průřezového modulu v ohybu, vypočítané z [12], str. 29.

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{11900}{2,8 \cdot 10^{-4}} = 42500000 \quad (5.77)$$
$$\sigma_{o2} = \mathbf{42,5 \text{ MPa}}$$

### Výpočet průřezového modulu v krutu

Modul kruhového průřezu v krutu vypočítaný z [12], str. 24

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{D_v^4 - d_v^4}{D_v} \right) = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{0,2^4 - 0,1791^4}{0,2} \right) = 0,00056065 \quad (5.78)$$

$$W_{k2} = 5,607 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

### Výpočet kroutícího momentu na obvodu válce

Skutečný kroutící moment otočného pláště způsobeného odvalováním rolety je roven

$$M_{k2} = F_{taž} \cdot \frac{D_v}{2} = 20000 \cdot \frac{0,2}{2} = 2000 \quad (5.79)$$

$$M_{k2} = 2000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Výpočet napětí v krutu

Kroutící moment vyvolaný pojezdem vyjížděcího stolu je roven

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{2000}{5,607 \cdot 10^{-4}} = 3566969,86 \quad (5.80)$$

$$\tau_{k2} = 3,6 \text{ MPa}$$

### Výpočet redukovaného napětí

Redukované napětí podle hypotézy HMM, vypočítané z [21], str. 89 je dáno vztahem

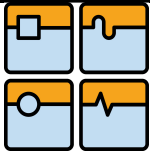
$$\sigma_{red2} = \sqrt{(\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2)} = \sqrt{(42,5^2 + 3 \cdot 3,6^2)} = 42,955 \quad (5.81)$$

$$\sigma_{red2} = 43 \text{ MPa}$$

Pro materiál pláště válce S235JRH je hodnota  $R_e = 215 \text{ MPa}$  dle [25], str. 11. Kontrola k meznímu stavu pružnosti

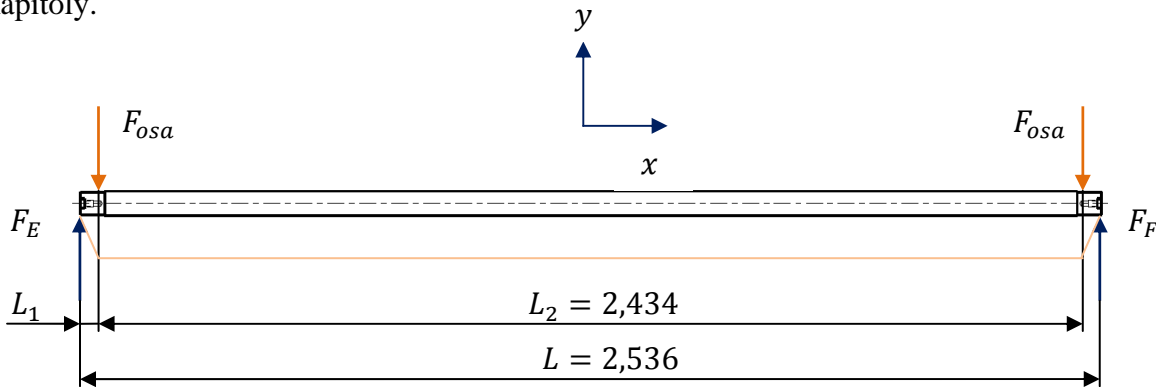
$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{215}{43} = 5 \quad (5.82)$$

$$5 > 2 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



### 5.8.2 Pevnostní výpočet osy válce

Osy válců, jsou nepohyblivě uloženy mezi konzolami přišroubovanými ke spodnímu příčnicku. Po obou stranách jsou přesně opracovaná souosá osazení, na kterých jsou uložena ložiska s otočným pláštěm válce, přes který je přenášena síla od posouvajícího se pásu. Osa válečku bude tedy namáhána ohybovým momentem, na základě předpokladu z předchozí kapitoly.



Obr. 53 Zatížení a průběh ohybového momentu osy válce

#### Výpočet reakcí v podpěrách

Celková maximální síla působící na ložisko resp. osu je rovna

$$F_{osa} = \frac{F_{taž}}{2} = \frac{20000}{2} = 10000 \quad (5.83)$$

**$F_{osa} = 10000 \text{ N}$**

Pro stanovení statické rovnováhy musí být součet silových a momentových výslednic roven nule  $\sum F = 0 \text{ N}$ ,  $\sum M = 0 \text{ Nm}$ .

$$\sum F_x = 0 \text{ N} \quad (5.84)$$

$$\sum F_y = 0 \text{ N} \Rightarrow F_E - F_{osa} - F_{osa} + F_F = 0 \quad (5.85)$$

$$\sum M_E = 0 \text{ Nm} \Rightarrow (F_{osa} \cdot L_1) + \{F_{osa} \cdot (L_1 + L_2)\} - (F_F \cdot L) = 0 \quad (5.86)$$

Úpravou rovnice (5.86) je vypočítána reakce  $F_F$  v podpoře F.

$$F_F = \frac{(F_{osa} \cdot L_1) + \{F_{osa} \cdot (L_1 + L_2)\}}{L}$$

$$F_F = \frac{(10000 \cdot 0,051) + \{10000 \cdot (0,051 + 2,434)\}}{2,536} = 10000 \quad (5.87)$$

$$F_F = \mathbf{10000 \text{ N}}$$

Úpravou a dosazením  $F_F$  do rovnice (5.85) je vypočítána síla v podpoře E.

$$F_E = F_{osa} + F_{osa} - F_F = 10000 + 10000 - 10000 = 10000$$

$$F_E = \mathbf{10000 \text{ N}} \quad (5.88)$$

**Určení ohybových momentů v jednotlivých intervalech:**

$$M_{o2}^I = F_E \cdot x \quad x \in \langle 0; 51 \rangle \quad (5.89)$$

$$M_{o2}^{II} = (F_E \cdot x) - \frac{F_{taž}}{2} \cdot (x - L_1) \quad x \in \langle 51; 2485 \rangle \quad (5.90)$$

$$M_{o2}^{III} = (F_E \cdot x) - \frac{F_{taž}}{2} \cdot (x - L_1) - \frac{F_{taž}}{2} \cdot (x - L_1 - L_1) \quad x \in \langle 2485; 2536 \rangle \quad (5.91)$$

Dosazení hodnot do intervalu obecných ohybových momentů.

$$M_{o51} = F_E \cdot x = 10000 \cdot 0,051 = 510$$

$$M_{o51} = \mathbf{510 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (5.92)$$

$$M_{o2485} = (F_E \cdot x) - F_{osa} \cdot (x - L_1)$$

$$M_{o2485} = (10000 \cdot 2,485) - 10000 \cdot (2,485 - 0,051) = 510 \quad (5.93)$$

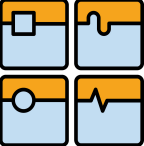
$$M_{o2485} = \mathbf{510 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

**Výpočet průřezového modulu v ohybu**

$$W_{o3} = \frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{D_{o3}^4 - d_{o3}^4}{D_{o3}} \right) = \frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{0,055^4 - 0,014^4}{0,055} \right) = 0,000016265 \quad (5.94)$$

$$W_{o3} = \mathbf{1,627 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}$$

Kde  $D_{o3}$  [m] – je průměr hřídele pro nalisování ložiska,  
 $d_{o3}$  [m] – malý průměr závitu M16.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### Výpočet ohybového napětí osy $\sigma_{03}$

Velikost ohybového napětí je dána podílem maximálního ohybového momentu a plochy průřezového modulu v ohybu

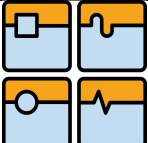
$$\sigma_{03} = \frac{M_{051}}{W_{00}} = \frac{510}{1,627 \cdot 10^{-5}} = 31355\ 180,05\ Pa \quad (5.95)$$

$$\sigma_{03} = \mathbf{31,35\ MPa}$$

Pro materiál pláště válce E335 je hodnota  $R_e = 325\ MPa$  z [23], str. 56. Kontrola k meznímu stavu pružnosti:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{03}} = \frac{325}{31,35} = 10,367 \quad (5.96)$$

$$\mathbf{10,4 > 2 \Rightarrow vyhovuje}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 6. Úrazová rizika tvářecích strojů

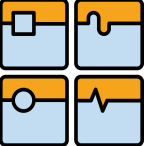
Lisování je technologická činnost, při které dochází k velmi vážným pracovním úrazům, mnohdy s trvalými následky. Největší úrazové riziko u lisů představuje pracovní prostor lisovacích nástrojů, resp. jejich volně přístupná tlačná a střížná místa. U obsluhujících jsou nejvíce ohroženy jejich ruce při zakládání, nebo vyjímání polotovarů a výlisků v lisovacích nástrojích. Závažná rizika také vznikají při prasknutí a odletu materiálu nebo lisovacích nástrojů v důsledku křehkosti materiálu a špatného vedení pohyblivé části nástroje proti části pevné.

Nejbezpečnější způsob ochrany rukou obsluhy je používání “bezpečného lisovacího nástroje”. Jedná se o lisovací nástroj, který svým provedením vylučují možnost vsunutí prstů rukou do nebezpečných míst.

Lisovací nástroje, které nezaručují bezpečnost obsluhy v plném rozsahu, musí být označeny jako nebezpečné písmenem “N” a mohou být používány jen na lisech s ochranným zařízením. Nejčastěji používaný systém ochrany rukou obsluhy je dvouruční tlačítkové spouštění, nebo pákové spouštění. Časté využití mají také pevné a pohyblivé ochranné kryty nebezpečných pohyblivých částí tvářecích strojů, nebo pohyblivých částí lisovacích nástrojů. Především u moderních typů tvářecích strojů se používají bezdotykové ochranné systémy. Nejpoužívanější je světelná ochranná clona. Méně používané jsou pak odsunovače, nebo odtahovače prstů, rukou a těla, které se používaly především u starších typů lisů.

Nicméně navrhované zařízení spadá do kategorie rizikových strojů, kde je velmi důležitá zejména softwarová ochrana na ovládacím panelu, jištění bezpečnostními snímači, světelnými závory apod. Neméně důležitým faktorem je kvalifikovaná obsluha, školená ze zásad bezpečnosti práce a ovládání hydraulického lisu v pravidelných časových intervalech.

Důležité je zajištění všech potřebných pracovních i ochranných pomůcek, aby se mohlo mnoha úrazům předejít.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 7. Závěr

V úvodní kapitole této diplomové práce zabývající se návrhem vyjížděcího stolu s ochrannou roletou je formou řešerše popsána technologie tváření, na kterou navazuje rozdělení tvářecích strojů, resp. hydraulických a zapracovávacích lisů. Poté je řešena volba druhu pohonu nabízející širokou škálu možností a variant řešení. Na základě zkušeností z praxe, možností řízení a regulace byl zvolen elektrický pohon ve snaze zajistit maximální funkčnost, spolehlivost a bezpečnost s ohledem na možné vzpříčení stolu, kterým se tato práce v úvodních kapitolách zabývá.

Pomocí návrhových výpočtů byl postupně navržen kolejový systém, pojezdový mechanismus včetně uložení a svařený rám. Všechny navržené dílce a sestavy byly od počátku konstruovány v 3D CAD systému z důvodů eliminace chyb a lepší názornosti navrhovaných variant.

Pro správný návrh pohonu bylo nutné v úvodní fázi zvolit jednoznačné řešení roletového krytu i s vedením z důvodu výpočtových odporů. Navržené řešení je v místě odvíjení navržené s ochrannými kryty pro zajištění vyšší bezpečnosti. V praxi lze uvažované řešení snadno realizovat a s možností nového projektu by bylo možné aplikovat nové mechanické řešení pohybu rolety přes pohyblivé elementy závislé od pohybu vyjížděcího stolu. Přesto navrhované řešení pomocí otočného naváděcího bubnu splňuje i ty nepřísnější požadavky ve smyslu snížení tření a navádění rolety.

Hlavním prvkem tvořícím základ práce je opracovaný nosný rám, který musí splnit náročné požadavky z hlediska namáhání od hydraulického lisu. Při návrhu bylo uvažováno řízení stroje, návaznost na hydraulický lis s přihlédnutím k bezpečnosti obsluhy a zajištění nášlapných schodišťových stupňů dle platných norem. Při konstruování stroje byla uvažována také případná údržba se servisem a také manipulace s těžkým břemenem. Uvedené postupy jsou dnes již samozřejmou součástí moderního konstruování strojů.

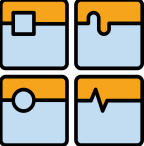
V práci byly provedeny kompletní výpočty všech funkčních součástí. Aby byla kontrola navrženého zařízení komplexní je součástí diplomové práce také finální výpočet dle MKP, který dle zadaných parametrů vypočítala konstrukční kancelář ČKD Blansko.

V závěru práce je krátce zmíněná bezpečnost, která je u podobných strojů velmi důležitá. Zlepšením do budoucna by mohly být soustavy bezpečnostních optických prvků, které ve spojení s řídicím systémem stroje zajistí vyšší bezpečnost.

Součástí práce jsou také výkresy sestavení vyjížděcího stolu, mechanismu ochranné rolety a rámu svařeného sestávajícího ze svařené a opracované části.

## Seznam zdrojů

- [1] Schuler. *Systems and processes*. [on-line]. [cit. 2014-01-04].  
Dostupné z:  
<http://www.schulergroup.com/>
- [2] Technická univerzita Liberec. [on-line]. [cit. 2014-01-08].  
Dostupné z:  
[http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce/09.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/09.htm)
- [3] Technická univerzita Liberec. [on-line]. [cit. 2014-01-08].  
Dostupné z:  
[http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce/02.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/02.htm)
- [4] NOVOTNÝ, Karel. *Výrobní stroje a zařízení*. [online]. [cit. 2014-01-11].  
Dostupné z:  
[http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/opory\\_soubory/vyrobnni\\_stroje\\_a\\_zarizeni\\_\\_novotny.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/opory_soubory/vyrobnni_stroje_a_zarizeni__novotny.pdf)
- [5] ČSN EN 13674-1 (736361) *Železniční aplikace - Kolej - Kolejnice - Část 1: Vignolovy železniční kolejnice o hmotnosti 46 kg/m a větší*. ČSN Praha 2011.
- [6] Gantry Rail s.r.o. *Kolejnice a jeřábová technika*. [online]. © 2011 [cit 2014-02-15].  
Dostupné z:  
<http://www.gantryrail.com>
- [7] ČSN 73 0035 *Zatížení stavebních konstrukcí*. ÚNM Praha, 1986.
- [8] Hawe hydraulik SE. *Hydraulické prvky*. [on-line]. [cit. 2014-03-28].  
Dostupné z:  
<http://www.hawe.de/cs/home/>
- [9] Atlas Copco Holding s.r.o. *Pneumatické motory*. © 2000-2014 [cit 2014-03-17].  
Dostupné z:  
<http://www.atlascopco.cz/czcs/>
- [10] MYNÁŘ, Břetislav; POKORNÝ, Přemysl. *Dopravní a manipulační zařízení, elektronická skripta VUT v Brně*, 2002. 21 s. [cit 2014-03-25].  
Dostupné z:  
<http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-priklady.pdf>

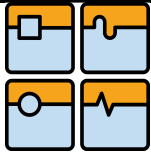
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 84
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [11] Plánovací kalendář. © 2014 [cit 2014-03-28].  
Dostupné z:  
<http://2014.kalendar-online.cz/planovaci-kalendar>
- [12] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1996. 578 s. ISBN 80-7183-008-9.
- [13] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2012. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] Ložiska SKF. [online]. © 2014 [cit 2014-03-17].  
Dostupné z www:  
<http://www.skf.com>
- [15] HAMPL, Štěpán, VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. *Parametry krytů vedení obráběcích strojů*. Vyšlo v MM 2006 / 7, 2006, 7, v rubrice Výroba / Obrábění, strana 68. Kód článku: 060706.  
*Systémy nosičů energie*.
- [16] Kabelschlepp Systemtechnik. *Systémy nosičů energie*. © 2014 [cit 2014-04-20].  
Dostupné z www:  
[http://kabelschlepp.de/sk/index\\_sk.htm](http://kabelschlepp.de/sk/index_sk.htm)
- [17] FLORIAN Zdeněk; PELLANT Karel; SUCHÁNEK Miroslav. *Technická mechanika I - statika*, elektronická skripta VUT v Brně, 2004. 149 s. [cit 2014-05-12].  
Dostupné z www:  
[http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Tech\\_mech\\_I.pdf](http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Tech_mech_I.pdf)
- [18] CONVERTER. Převody jednotek. [on-line]. © 2002 [cit 2014-04-09].  
Dostupné z www:  
<http://www.converter.cz>
- [19] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Skriptum VUT Brno 1988. 277 s.
- [20] Sew-Eurodrive, s.r.o. *Pohonná technika*. [online]. © 2014 [cit 2014-01-24].  
Dostupné z www:  
<http://www.sew-eurodrive.cz/>
- [21] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů I*. Brno: CERM, 2003, 97 s. ISBN 80-214-2421-4.

- [22] ČSN 73 4130 *Schodiště a šikmé rampy - základní požadavky*. ÚNM Praha, 1985.
- [23] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů II*. Brno: CERM, 2003, 70 s. ISBN 80-214-2422-2.
- [24] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: *Jeřáby, 2.*, přepracované a doplněné vydání, SNTL Praha, 1975.
- [25] SCHMOLZ+BICKENBACH s.r.o. *Hutní polotovary*. [online]. © 2010-2014 [cit 2014-05-25].  
Dostupné z www:  
<http://www.schmolz-bickenbach.cz/>

## Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
$a$	$[m.s^{-2}]$	zrychlení
$b$	$[m]$	Šířka pera
$b_k$	$[m]$	Účinná šířka kola
$b_s$	$[m]$	Šířka schodišťového stupně
$C$	$[kN]$	Dynamická únosnost
$C_o$	$[kN]$	Statická únosnost
$D_b$	$[m]$	Vnější průměr bubnu
$d_{h1}$	$[m]$	Vnější průměr hřídele
$d_{h1\ v\ v\ p}$	$[m]$	Výpočtový průměr při použití pera
$d_{lk}$	$[m]$	Průměr roztečné kružnice kuliček valivého ložiska
$d_{ls}$	$[m]$	Průměr roztečné kružnice soudečků valivého ložiska
$d_{o3}$	$[m]$	Velký průměr závitu M16
$d_{ph1}$	$[m]$	Požadovaný průměr hřídele
$d_v$	$[m]$	Vnitřní průměr válce
$D_k$	$[m]$	Průměr pojezdového kola
$D_{k\ min}$	$[m]$	Minimální průměr pojezdového kola
$D_{o3}$	$[m]$	Průměr hřídele pro nalisování ložiska
$D_v$	$[m]$	Vnější průměr válce
$e$	$[-]$	Základ přirozených logaritmů, (Eulerovo číslo)
$e'_{teor}$	$[m]$	Teoretický rozvor stolu
$E$	$[Pa]$	Modul pružnosti oceli
$h$	$[m]$	Výška pera
$h_s$	$[m]$	Výška schodišťového stupně



$H_{tp}$	[N]	Axiální síla působící na pojezdové kolo
$f$	[-]	Součinitel smykového tření
$f_v$	[m]	Rameno valivého odporu
$f_h$	[-]	Součinitel trvanlivosti
$f_p$	[-]	Součinitel smykového tření mezi pásem a podlahou
$f_n$	[-]	Součinitel počtu otáček
$f_{tř}$	[-]	Tření mezi hnacími koly a kolejnicí
$F_A$	[N]	Reakce v podpoře A
$F_{adh}$	[N]	Adhezní síla
$F_B$	[N]	Reakce v podpoře B
$F_C$	[N]	Reakce v podpoře C
$F_{cel}$	[N]	Celková síla vyvozená působením stolu
$F'_{cel}$	[N]	Celková teoretická síla vyvozená působením stolu
$F_D$	[N]	Reakce v podpoře D
$F_E$	[N]	Reakce v podpoře E
$F_F$	[N]	Reakce v podpoře F
$F_k$	[N]	Skutečná síla působící na jedno kolo
$F'_k$	[N]	Teoretická síla působící na jedno kolo
$F_{li}$	[N]	Síla způsobující tlakové napětí
$F_{mv}$	[N]	tíha od hmotnosti otočných válců
$F'_o$	[N]	Teoretický jízdní odpor
$F_{o1}$	[N]	Odpor valivého tření na obvodu pojezdového kola
$F'_{o1}$	[N]	Teoretický odpor valivého tření na obvodu pojezdového kola
$F'_{o2}$	[N]	Teoretický odpor tření ložiska
$F'_{o3}$	[N]	Teoretický odpor mechanismu rolety
$F'_{o4}$	[N]	Odpor tření pásu v důsledku zatížení závažím a hmotností pásu
$F'_{ob1}$	[N]	Odpor valivého tření na obvodu pláště bubnu
$F'_{ob2}$	[N]	Odpor tření ložiska
$F_{o\ pk}$	[N]	Jízdní odpor na poháněných kolech
$F_{o\ nk}$	[N]	Jízdní odpor na nebrzděných kolech
$F_{osa}$	[N]	Celková maximální síla působící na osu otočného válce
$F_p$	[N]	Síla vyvozená zavěšením pásu se závažím přes otočný buben
$F_{r1}$	[N]	Skutečné radiální zatížení ložiska
$F'_{rm1}$	[N]	Minimální teoretické zatížení ložiska
$F_{rol\ max}$	[N]	Pevnost rolety v tahu
$F_{sp}$	[N]	Setrvačná síla posuvných hmot
$F_{taž}$	[N]	Tažná síla
$F_{tř}$	[N]	Třecí síla mezi kolem a kolejnicí
$F_{tp}$	[N]	Smykové tření pásu
$F'_{vo}$	[N]	Teoreticky potřebná síla k vypnutí pásu pro otočný buben

$F'_{vp}$	[N]	Teoreticky potřebná síla k vypnutí pásu pro pevný buben
$F_{zp}$	[N]	Síla vyvolaná od hmotnosti závaží a visícího pásu
$F'_{zp}$	[N]	Teoretická síla vyvolaná od hmotnosti závaží a visícího pásu
$F_1$	[N]	Síla působící na náboj pera
$F_2$	[N]	Síla působící na hřídel pera
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$HB$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Tvrдость kola podle Brinella
$i$	[-]	Celkový převod
$I$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment
$J_{cel}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti
$J_m$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti motoru
$J_s$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti spojky
$k$	[MPa]	Součinitel druhu materiálu
$k_k$	[-]	Kontrola k meznímu stavu pružnosti
$K_{max}$	[N]	Maximální únosnost kola
$l_{l01}$	[m]	Osová vzdálenost soudečkových ložisek
$l_{p1}$	[m]	Přímá část boku pera
$l_{p1 cel}$	[m]	Celková skutečná délka pera
$l'_{p1 cel}$	[m]	Celková požadovaná délka pera
$l'_{p1 pož}$	[m]	Požadovaná přímá část boku pera
$l_{pl}$	[m]	Délka pásu ležícího ve vyjeté poloze stolu
$l_{pv}$	[m]	Délka visutého pásu v pracovní pozici stolu
$L_d$	[m]	Délka dráhy vyjížděcího stolu
$L'_{teor}$	[m]	Teoretické rozpětí vyjížděcího stolu
$L$	[m]	Osová vzdálenost kuličkových ložisek
$L_1$	[m]	Vzdálenost zatěžující síly od podpěry
$L_2$	[m]	Rozteč zatěžujících sil
$L_{10h}$	[hod]	Výpočet trvanlivosti ložiska
$m$	[kg]	Hmotnost tělesa
$m_b$	[kg]	Maximální nosnost stolu
$m_{cel}$	[kg]	Celková hmotnost stolu (včetně nástroje)
$m'_{cel}$	[kg]	Celková teoretická hmotnost stolu (včetně nástroje)
$m_M$	[kg]	Celková hmotnost motoru
$m_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Hmotnost pásu
$m_{pv}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Hmotnost visutého pásu v pracovní pozici stolu
$m_{pz}$	[kg]	Celková hmotnost pásu a závaží
$m_s$	[kg]	Skutečná celková hmotnost stolu
$m'_s$	[kg]	Celková teoretická hmotnost stolu
$m_z$	[kg]	Hmotnost závaží

$M_b$	[N.m]	Brzdňý moment
$M_{b\ sk}$	[N.m]	Skutečňý brzdňý moment
$M_k$	[N.m]	Výstupňý kroutíčí moment motoru
$M'_k\ pož$	[N.m]	Požadovaný kroutíčí moment motoru
$M_{ks}$	[N.m]	Jmenovitý kroutíčí moment spojky
$M_{ks\ max}$	[N.m]	Maximální kroutíčí moment spojky
$M_n$	[N.m]	Nominální kroutíčí moment motoru
$M_{o1}$	[N.m]	Skutečňý ohybový moment
$M'_{o1}$	[N.m]	Teoretický ohybový moment
$M_{o2}$	[N.m]	Skutečňý ohybový moment
$M_{roz}$	[N.m]	Redukovaný rozběhový moment na hřídeli motoru
$M_{sm}$	[N.m]	Spouštěčí moment na hřídeli při rozběhu motoru
$M_{sp}$	[N.m]	Moment setrvačňých sil posuvňých rychlostí
$M_{sr}$	[N.m]	Moment setrvačňých sil rotačňých hmot
$M_{st}$	[N.m]	Pasivňý odpory stolu a rolety,
$M_t$	[N.m]	Moment pasivňých odporů
$M_v$	[N.m]	Moment od působení větru
$M_{zp}$	[N.m]	Moment zrychlujíčích sil hmot posuvňých hmotností
$M_{zr}$	[N.m]	Moment zrychlujíčích sil rotujíčích hmot
$n$	[-]	Počer pracovňých dnů v roce 2014
$n_k$	[ot.s <sup>-1</sup> ]	Otáčky kola
$n_l$	[-]	Počer lišt
$n_m$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
$n_p$	[-]	Počer pohonných jednotek
$n_{př}$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	Výstupňý otáčky převodovky
$p$	[-]	Exponent rovnice trvanlivosti ložiska
$p_d$	[MPa]	Maximální dovolený tlak mezi kolem a kolejnicí
$p_{do}$	[MPa]	Velikost dovoleného tlaku v náboji u oceli (spojení pero-drážka)
$p_{dl}$	[MPa]	Velikost dovoleného tlaku v náboji u litiny (spojení pero-drážka)
$p_k$	[-]	Počer všech kol
$p_{kn}$	[-]	Počer nebrzděňých kol
$p_{k1\ max}$	[MPa]	Maximální kontaktní tlak pro přímkový styk
$p_{pk}$	[-]	Počer poháněňých (brzděňých) kol
$p_{nk}$	[-]	Počer nepoháněňých kol
$p_{kn}$	[-]	Počer nebrzděňých kol
$p_1$	[MPa]	Tlak v náboji
$p_2$	[MPa]	Tlak v hřídeli
$P$	[kN]	Ekvivalentňý dynamický zatížení ložiska
$P_o$	[kN]	Ekvivalentňý statický zatížení ložiska
$P_M$	[W]	Skutečňý výkon motoru

$P'_M$	[W]	Potřebný mechanický výkon
$P_{MC}$	[W]	Výkon obou pohonných jednotek
$P_{tl}$	[MPa]	Součet kolových tlaků pojezdové dráhy
$q$	[%]	Poměrné zatížení
$Q$	[kg]	Celkové zatížení
$Q_p$	[kg]	Průměrné zatížení mechanismu
$R_{e1}$	[MPa]	Mez kluzu
$s_d$	[m]	Dráha stolu při daném zrychlení
$s_{max}$	[m]	Maximální využitelná brzdná dráha
$S_o$	[l]	Statická únosnost ložiska
$S_{pl}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha ležícího pásu ve vyjeté poloze stolu
$S_{pv}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha visutého pásu v pracovní poloze stolu
$S_{st}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha namáhaná tlakovou silou
$\check{s}_k$	[m]	Šířka kolejnice
$\check{s}_p$	[m]	Šířka pásu
$t$	[hod]	Hloubka drážky pro pero v hřídeli
$t_a$	[s]	Doba rozjezdu
$t_b$	[s]	Brzdný čas
$t_{b\ max}$	[s]	Nejdelší možný brzdný čas
$t_{b\ min}$	[s]	Nejkratší možný brzdný čas
$t_1$	[hod]	Hloubka drážky pro pero v náboji
$t_{cel}$	[hod]	Celková pracovní doba vyjížděcího stolu
$T_h$	[-]	Počet pracovních cyklů za hodinu
$T_r$	[cyklů/rok]	Maximální počet pracovních cyklů za rok
$v_o$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Počáteční rychlost vyjížděcího stolu
$v_s$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost vyjížděcího stolu
$V$	[m <sup>2</sup> ]	Objem tělesa
$V_l$	[m <sup>3</sup> ]	Objem lišty (závaží)
$W_{k1}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul kruhového průřezu v krutu
$W_{k2}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul kruhového průřezu v krutu
$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	Plocha průřezového modulu v ohybu
$W_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	Plocha průřezového modulu v ohybu
$W'_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	Teoretická plocha průřezového modulu v ohybu
$W_{o2}$	[m <sup>3</sup> ]	Plocha průřezového modulu v ohybu
$W_{o3}$	[m <sup>3</sup> ]	Plocha průřezového modulu v ohybu
$x$	[m]	Vzdálenost uvažovaného zatížení od podpory
$Y$	[hod]	Trvanlivost
$y_{dov}$	[m]	Maximální dovolený průhyb
$z$	[-]	Poměr počtu všech kol k počtu poháněných (brzděných) kol
$y_{max1}$	[m]	Maximální průhyb hřídele

$\alpha$	[°]	Úhel opásání
$\alpha_{zr}$	[-]	Součinitel zahrnující vliv zrychlení rotujících hmot
$\varepsilon$	[-]	Zatěžovatel
$\Delta t$	[s]	Změna času
$\Delta v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Změna rychlosti
$\eta_c$	[-]	Celková mechanická účinnost
$\lambda$	[-]	Součinitel přičení stolu
$\xi_{oo}$	[m]	Rameno valivého odporu kalená ocel-kalená ocel
$\xi_{op}$	[m]	Rameno valivého odporu ocel-polyester
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Hustota tělesa
$\rho_l$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Hustota železa
$\sigma_{dl}$	[MPa]	Normálové napětí v tlaku
$\sigma_{o1}$	[MPa]	Ohybové napětí
$\sigma'_{o1}$	[MPa]	Teoretické ohybové napětí
$\sigma'_{o1\text{ dov}}$	[MPa]	Dovolené teoretické ohybové napětí
$\sigma_{o2}$	[MPa]	Ohybové napětí
$\sigma_{o3}$	[MPa]	Ohybové napětí
$\sigma_{red1}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_{red2}$	[MPa]	Redukované napětí
$\tau$	[%]	Časové využití stroje
$\tau_{k1}$	[MPa]	Napětí v krutu
$\tau_{k2}$	[MPa]	Napětí v krutu
$\chi$	[-]	Součinitel ostatních odporů, které se nedají přesně vyjádřit
$\chi_{pm}$	[-]	Součinitel momentové přetížitelnosti motoru

## Seznam obrázků, grafů a tabulek

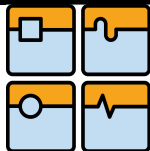
<i>Obr. 01: Flexibilní zpracovávací pracoviště se třemi hydraulickými lisy (Schuler)</i>	10
<i>Obr. 02: Celkový pohled na navržené zařízení</i>	11
<i>Obr. 03: Technologie plošného tváření – tažení [2]</i>	12
<i>Obr. 04: Technologie obj. tváření - válcování trubek – Mannesmanův způsob</i>	13
<i>Obr. 05: Multikřivkové zpracovávací lisy (Schuler)</i>	17
<i>Obr. 06: Tuširovací lis (Schuler)</i>	17
<i>Obr. 07: Vyjížděcí stůl sestavený</i>	18
<i>Obr. 08: Kolejová dráha</i>	19
<i>Obr. 09: Připevňovací svěrka</i>	19
<i>Obr. 10: Vodící drážka kolejniče</i>	20
<i>Obr. 11: Model přičení dle ČSN 73 0035</i>	21
<i>Obr. 12: Hydraulické axiální pístové čerpadlo pro mobilní aplikace (HAWE)</i>	22
<i>Obr. 13: Pneumatický motor (Atlas Copco )</i>	23

<i>Obr. 14: Kinematické schéma pohonu stolu</i>	24
<i>Obr. 15: Schéma sestavení hnacího kola</i>	24
<i>Obr. 16: Pojezdové kolo vedené v kolejnici</i>	26
<i>Obr. 17: Hnací hřídel</i>	30
<i>Obr. 18: Zatížení hřídele, rozložení sil</i>	31
<i>Obr. 19: Utěsnění ložisek (SKF)</i>	34
<i>Obr. 20: Uložení hnané hřídele v ložiskách s distanční podložkou</i>	34
<i>Obr. 21: Detail uložení konce hřídele</i>	35
<i>Obr. 22: Rozměry ložiska pojezdového stolu</i>	36
<i>Obr. 23: Zakrytování spodního příčnicku (stůl je vyjetý mimo pracovní prostor)</i>	37
<i>Obr. 24: Možnosti řešení pohyblivých krytů (Kabelschlepp Systemtechnik)</i>	38
<i>Obr. 25: Vypnutí pásu (stůl v pracovní pozici)</i>	39
<i>Obr. 26: Uchycení rolety k rámu stolu</i>	39
<i>Obr. 27: Schéma rozložení sil na otočném bubnu</i>	41
<i>Obr. 28: Plocha pásu ve vyjeté poloze stolu</i>	42
<i>Obr. 29: Pohled na otočné válce a závaží rolety</i>	43
<i>Obr. 30: Konstrukce otočného válce</i>	43
<i>Obr. 31: Vedení rolety s indukčním snímačem</i>	45
<i>Obr. 32: Krytování roletového mechanismu</i>	46
<i>Obr. 33: Určení jízdních odporů</i>	46
<i>Obr. 34: Rozměry zavěšeného pásu</i>	48
<i>Obr. 35: Navržený elektromotor s převodovkou (SEW)</i>	50
<i>Obr. 36: Schéma propojení měničů (SEW)</i>	51
<i>Obr. 37: Energetický řetěz</i>	51
<i>Obr. 38: Hřídelová spojka (Trasco)</i>	52
<i>Obr. 39: Schéma působení sil na pero a náboj</i>	54
<i>Obr. 40: Rozměry požadované a celkové délky pera</i>	54
<i>Obr. 41: Svařený rám vyjížděcího stolu (neopracovaný)</i>	55
<i>Obr. 42: Návrh rozměrů schodů vyjížděcího stolu</i>	56
<i>Obr. 43: Naváděcí drážka vyjížděcího stolu</i>	57
<i>Obr. 44: T-drážka sloužící k upnutí nástroje</i>	57
<i>Obr. 45: Obrobené prvky na boční straně stolu</i>	57
<i>Obr. 46: Opracování patky motoru</i>	58
<i>Obr. 47: Vyjížděcí stůl sestavený</i>	58
<i>Obr. 48: Zatížení hnané hřídele</i>	59
<i>Obr. 49: Skutečné rozměry navrženého pera</i>	71
<i>Obr. 50: Velikost napětí dle MKP (zhotovitel ČKD Blansko)</i>	73
<i>Obr. 51: Hodnoty posunutí (průhybu) dle MKP (zhotovitel ČKD Blansko)</i>	74
<i>Obr. 52: Zatížení pláště otočného válce</i>	75
<i>Obr. 53: Zatížení a průběh ohybového momentu osy válce</i>	78

<i>Graf 1: Srovnání cenových nabídek pro pohon vyjížděcího stolu</i>	23
<i>Tab. 01: Hodnocení provozních činitelů</i>	27
<i>Tab. 02: Stanovení druhu provozu</i>	28
<i>Tab. 03: Určení trvanlivosti</i>	29
<i>Tab. 04: Volba součinitele druhu materiálu k</i>	29
<i>Tab. 05: Určení doby rozběhu</i>	65
<i>Tab. 06: Určení zatěžovatele <math>\varepsilon</math></i>	66

## Seznam výkresové dokumentace a příloh

DP.126713.000.0	Dispozice pracoviště
DP.126713.100.0	Vyjížděcí stůl sestavený
DP.126713.101.0	Stůl svařený
DP.126713.200.0	Mechanismus rolety
P1:	Technický motoru (SEW Eurodrive)
P2:	Technický list bezvůlové spojky (Haberkorn)
P3:	Rozměry bezvůlové spojky (Haberkorn)
P4:	Technický list trubky otočného válce (Schmolz+Bickenbach)
P5:	Technický list pásu rolety (Forbo)
P6:	Technický list indukčního snímače (Balluff)
P7:	Technické údaje soudečkového ložiska (Skf)



Přizpůsobit pro jednu celou stránku v okně

**SEW**  
EURODRIVE

## Product information

AC gearmotor

R97DRE90L4BE2/TF



Rated motor speed	[1/min]: 1430
Output speed	[1/min]: 7,7
Overall gear ratio	: 186,30
Output torque	[Nm]: 1870
Service factor SEW-FB	: 1,60
input mounting position/IM	: M5
Position of connector/terminal box	[°]: 270
Cable entry/connector position	: 2
Output shaft	[mm]: 60x120
Permitted output overhung load with n=1400	[N]: 26900
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]: 11,3
Motor power	[kW]: 1,5
Duration factor	: S1-100%
Efficiency class	: IE2
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]: 83,5 / 84,7 / 84
CE mark	: Yes
Motor voltage	[V]: 230/400
Wiring diagram	: R13
Frequency	[Hz]: 50
Rated current	[A]: 5,8 / 3,35
Cos Phi	: 0,77
Thermal class	: 155(F)
Motor protection type	: IP54
Design requirement	: IEC
Net weight	[Kg]: 124,6
Braking torque	[Nm]: 20
Brake voltage	[V]: 230

## Additional feature and Options:

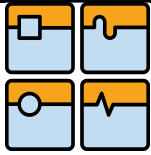
3 TF temperature sensors (PTC resistor) for thermal class 155 (F) (without trip device)

BE2- SEW - disk brake

BG - Simple rectifier

Thermal classification 155(F)

The technical data are subject to a final technical inspection.  
This inspection is made when a quotation is created.  
You can find the exact net weight on the order confirmation. For technical reasons, the real weight may differ from this information.  
Created on: 2014-04-07 12:32:56 / Petr Kozielek / AVX Czech Republic  
DC Version 2.14



## Spojky

## Bezvůlové TRASCO® ES

## Technické vlastnosti pružných členů spojek

Velikost	Tvrdość	T <sub>0k</sub> [Nm]	T <sub>0kmax</sub> [Nm]	C <sub>rot</sub> [Nm/rad]	C <sub>roya</sub> [Nm/rad]	C <sub>r</sub> [N/mm]	ΔK <sub>a</sub> [mm]	ΔK <sub>r</sub> [mm]	ΔK <sub>w</sub> [°]
7	80 Shore A (modrý)	0,7	1,4	8,6	26	114	0,6	0,15	1,1
	92 Shore A (žlutý)	1,2	2,4	14,3	43	219	0,6	0,10	1,0
	98 Shore A (červený)	2,0	4,0	22,9	69	421	0,6	0,06	0,9
	64 Shore D (zelený)	2,4	4,8	34,8	103	630	0,6	0,04	0,8
9	80 Shore A (modrý)	1,8	3,6	17,2	52	128	0,8	0,19	1,1
	92 Shore A (žlutý)	3,0	6,0	31,5	95	262	0,8	0,13	1,0
	98 Shore A (červený)	5,0	10,0	51,6	155	518	0,8	0,08	0,9
	64 Shore D (zelený)	6,0	12,0	74,6	224	739	0,8	0,05	0,8
14	80 Shore A (modrý)	4,0	8,0	60,2	180	153	1,0	0,21	1,1
	92 Shore A (žlutý)	7,5	15,0	114,6	344	336	1,0	0,15	1,0
	98 Shore A (červený)	12,5	25,0	171,9	513	604	1,0	0,09	0,9
	64 Shore D (zelený)	16,0	32,0	234,2	702	856	1,0	0,06	0,8
19/24	80 Shore A (modrý)	5,0	10,0	370,0	1.120	740	1,2	0,15	1,1
	92 Shore A (žlutý)	10,0	20,0	820,0	1.920	1.260	1,2	0,10	1,0
	98 Shore A (červený)	17,0	34,0	990,0	2.350	2.210	1,2	0,06	0,9
	64 Shore D (zelený)	21,0	42,0	1.470,0	4.470	2.970	1,2	0,04	0,8
24/28	80 Shore A (modrý)	17,0	34,0	860,0	1.390	840	1,4	0,18	1,1
	92 Shore A (žlutý)	35,0	70,0	2.390,0	5.130	1.990	1,4	0,14	1,0
	98 Shore A (červený)	60,0	120,0	3.700,0	8.130	2.940	1,4	0,10	0,9
	64 Shore D (zelený)	75,0	150,0	4.500,0	11.500	4.200	1,4	0,07	0,8
28/38	80 Shore A (modrý)	46,0	92,0	1.370,0	2.350	990	1,5	0,20	1,3
	92 Shore A (žlutý)	95,0	190,0	3.800,0	7.270	2.100	1,5	0,15	1,0
	98 Shore A (červený)	100,0	320,0	4.200,0	10.800	3.090	1,5	0,11	0,9
	64 Shore D (zelený)	200,0	400,0	7.350,0	18.400	4.900	1,5	0,08	0,8
38/45	92 Shore A (žlutý)	190,0	380,0	5.600,0	12.000	2.900	1,8	0,17	1,0
	98 Shore A (červený)	325,0	650,0	8.140,0	21.850	5.040	1,8	0,12	0,9
	64 Shore D (zelený)	405,0	810,0	9.900,0	33.500	6.160	1,8	0,09	0,8
	92 Shore A (žlutý)	265,0	530,0	9.800,0	20.500	4.100	2,0	0,19	1,0
42	98 Shore A (červený)	450,0	900,0	15.180,0	34.200	5.940	2,0	0,14	0,9
	64 Shore D (zelený)	560,0	1.120,0	16.500,0	71.400	7.590	2,0	0,10	0,8
	92 Shore A (žlutý)	310,0	620,0	12.000,0	22.800	4.500	2,1	0,23	1,0
	98 Shore A (červený)	525,0	1.050,0	16.600,0	49.400	6.820	2,1	0,16	0,9
48	64 Shore D (zelený)	655,0	1.310,0	31.350,0	102.800	9.090	2,1	0,11	0,8
	92 Shore A (žlutý)	410,0	820,0	13.000,0	23.100	3.200	2,2	0,24	1,0
	98 Shore A (červený)	685,0	1.370,0	24.000,0	63.400	7.100	2,2	0,17	0,9
	64 Shore D (zelený)	825,0	1.650,0	42.160,0	111.700	9.910	2,2	0,12	0,8
65	92 Shore A (žlutý)	900,0	1.800,0	38.500,0	97.200	6.410	2,6	0,25	1,0
	98 Shore A (červený)	1.040,0	2.080,0	39.800,0	99.500	6.820	2,6	0,18	0,9
	98 Shore A (červený)	1.920,0	3.840,0	79.150,0	150.450	8.650	3,0	0,21	0,9

Data v tabulce platí pro otáčky 1.500 min<sup>-1</sup> a pracovní teplotu 30 °C. Pro rychlost nad 30 m/s je doporučeno spojky dynamicky vyvážit.

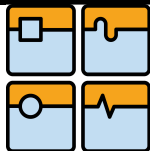
Následující vlastnosti lze aplikovat na všechny typy spojek TRASCO® ES. Při použití typů GESM, GESA a GESAP je nutné zkontrolovat vlastnosti v tabulce proti hodnotám uvedeným v tabulkách o přenášeném kroutícím momentu.

Při aplikacích s vysokým stupněm nespoisosti lze použít zdvojenou bezvůlovou spojku se dvěma pružnými členy.

T<sub>0k</sub> jmenovitý kroutící moment  
C<sub>r</sub> radíální tuhost  
ΔK<sub>r</sub> maximální radíální výchylka

T<sub>0kmax</sub> maximální kroutící moment  
ΔK<sub>a</sub> maximální axiální výchylka

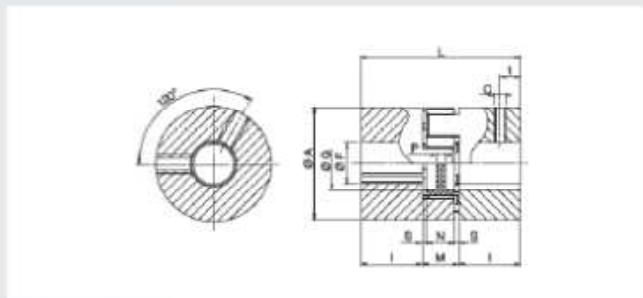
C<sub>r</sub> torzní tuhost  
ΔK<sub>w</sub> maximální úhlová výchylka



**Spojky**  
**Bezvúlové TRASCO® ES**

**Bezvúlová spojka GESF**

Se standardním ocelovým nábojem



**Poznámky**

- komplet spojky je složen ze dvou nábojů a pružného členu
- nízká tepelná a elektrická vodivost
- jednoduchá a rychlá instalace

**Materiál**

- náboj ocel
- objímka polyuretan

Velikost	F		Hmotnost* [kg/ks]	Moment setrvačnosti** [10 <sup>4</sup> kgm <sup>2</sup> ]	Osačky max. [mm <sup>2</sup> ]	Náboj													Náboj Obj. kód	Jedn.
	min.	max.				A	G	L	I	M	N	S	P	c	t					
42	24	55	2,00	2,246	6.000	95	46	126	50	26	20	3,0	5,6	M8	20	N02811	ks			
48	25	60	2,52	3,786	5.600	105	51	140	56	28	21	3,5	6,0	M8	25	N02812	ks			
55	35	70	4,10	9,966	5.000	120	60	160	65	30	22	4,0	9,0	M10	20	N02813	ks			
65	40	80	5,90	18,352	4.600	135	66	185	75	35	26	4,5	8,3	M10	20	N02814	ks			
75	-	95	6,90	27,464	3.700	160	80	210	85	40	30	5,0	5,0	M10	25	N02894	ks			

**Poznámky k objednání**

- objednáací kód je platný pro náboj s předurčenou dírou, případně bez díry
- \* hodnoty platné pro náboj s minimální dírou
- \*\* hodnoty platné pro náboj s maximální dírou
- všechny rozměry uvedeny v mm



**Přiloženství**

**Pružný člen AES**

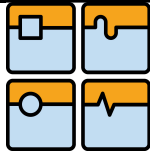
Pro bezvúlovou spojku GESF

**Materiál**

- žlutý polyuretan (92 Shore A)
- červený polyuretan (98 Shore A)
- zelený polyuretan (64 Shore D)

Velikost	Žlutý Obj. kód	Červený Obj. kód	Zelený Obj. kód	Jedn.
42	N02981	N02982	N02983	ks
48	F04087	F12057	F12055	ks
55	N02984	F10486	N02985	ks
65	N02986	N02987	-	ks
75	-	N02895	-	ks



Data sheet **siegling transilon**®

E 8/2 U0/V20 KN green

Coating	Bottom face	Top face
Construction	urethane-impregnated	PVC, approx. 2.0 mm
Colour	transparent	green (similar to RAL 5020)
Texture	fabric	KN (cross stud) pattern

## Ordering designation

E 8/2 U0/V20 KN green  
Art. No.:900139

Tension member	laterally stiff fabric of polyester warp and weft, 2 fabric plies
Special construction	underside fabric with low-noise twill weave
Thickness	3.60 ± 0.30 mm
Weight	ca. 3.2 kg/m <sup>2</sup>
Minimum drum diameter (for endless belts only)	60 mm
k1% relaxed (effective pull at 1% elongation, established in line with ISO 21181:2005)	6.5 N/mm belt width
Working temperatures tolerated Short term max.	approx. -10 to +70°C approx. 90 °C
Shore hardness of top face coating	approx. 45 (Shore A as per DIN 53 505)
Electrostatic properties	antistatic; the electrical resistance of an internal fabric or intermediate layer is < 3x10 <sup>9</sup> ohms. Measurement according to ISO 21178
Chemical resistance	See resistance specifications V
Delivery width up to	1300 & 1600 mm
Longitudinal seam possible	Yes
Belt support:	Slider bed (support rollers acceptable)
Splice	Z-splice Stepped overlap splice
Mechanical fasteners (minimum drum diameter on request)	KS(S) HS-05 HS-14
Possible applications	Inclined conveyor belt, can also be used in wet conditions, conveying of containers, glass industry, beverage industry, packaging machines and palletizers, stacker belt
Comments	Smartseal belt edge sealing possible.  Top face pattern repeats every 20 mm / offset 10 mm (select belt length accordingly).  Belts with profiles on request.

The physical data was determined at normal ambient conditions 23±50 as per DIN 50014.  
Forbo Siegling GmbH QM system is certified to DIN EN ISO 9001.  
Subject to change. Reprint only with our permission.  
Printed in Germany. 13/05/2013

MOVEMENT SYSTEMS

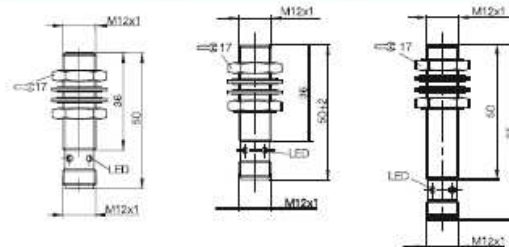


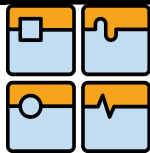
**Indukční snímače se speciálními vlastnostmi**  
**Factor 1**  
**M12x1**



Rozměry	M12x1	M12x1	M12x1
Typ montáže (dvoje pokyny dle kapitoly "Základní principy a definice")	Vestavný	Vestavný	Vestavný
Jmenovitá spínací vzdálenost $s_n$	3 mm	3 mm	3 mm
Zaručená spínací vzdálenost $s_a$	0...2,4 mm	0...2,4 mm	0...2,4 mm
Typ spínací vzdálenosti	■ ■	■ ■	■ ■
PNP, NO (spínací)	<b>Objednací kód</b> Typové označení	<b>Objednací kód</b> Typové označení	<b>Objednací kód</b> Typové označení
NPN, NO (spínací)	<b>Objednací kód</b> Typové označení	<b>Objednací kód</b> Typové označení	<b>Objednací kód</b> Typové označení
Napájecí napětí $U_A$	10...30 V DC	10...30 V DC	10...30 V DC
Úbytek napětí $U_A$ při $I_L$ max.	2,5 V	2,5 V	2,5 V
Jmenovitá izolační napětí $U_i$ (třída ochrany)	250 V AC (III)	250 V AC (III)	250 V AC (III)
Jmenovitý pracovní proud $I_L$	200 mA	200 mA	200 mA
Ochrana proti přepólování/ochrana proti záměně ochrana proti zkratům	Ano/Ano/Ano	Ano/Ano/Ano	Ano/Ano/Ano
Provozní teplota okolí $T_A$	-25...+70 °C	-25...+70 °C	-25...+70 °C
Spínací frekvence $f$ max.	2 kHz	2 kHz	2 kHz
Indikace výstupní funkce	LED žlutá	LED žlutá	LED žlutá
Stupeň krytí podle IEC 60529	IP 67	IP 67	IP 67
Certifikace	CE	CE	CE
Speciální vlastnosti	<b>Odolné vůči interferencím způsobeným magnetickými poli AC a DC</b>	<b>Odolné vůči interferencím způsobeným magnetickými poli AC a DC</b>	<b>Odolné vůči interferencím způsobeným magnetickými poli AC a DC</b>
Materiál	Pouzdra: Cužn, niklovány Aktivní plochy: LCP, Potaženo PTFE	Pouzdra: Cužn, Potaženo PTFE Aktivní plochy: LCP, Potaženo PTFE	Pouzdra: Cužn, Potaženo PTFE Aktivní plochy: LCP, Potaženo PTFE
Připojení	Konektor M12, 4-piny	Konektor M12, 4-piny	Konektor M12, 4-piny

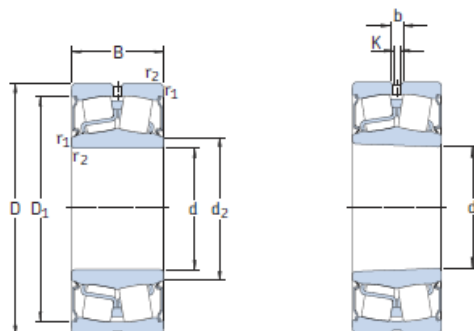
Schémata připojení viz strana 906  
 Význam značení spínací vzdálenosti viz strana 811





Soudečková ložiska s těsněním

d 25 – 100 mm



Válcová díra

Kuželová díra

Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	Únosnost sta- tická C <sub>0</sub>	Mezní únarové zatížení P <sub>u</sub>	Mezní otáčky	Hmot- nost	Označení Ložisko s válcovou dírou	s kuželovou dírou
d	D	B							
mm			kN	kN	kN	min <sup>-1</sup>	kg	-	
25	52	23	49	44	4,75	3 600	0,31	* BS2-2205-2CS	-
30	62	25	64	60	6,4	2 800	0,34	* BS2-2206-2CS	-
35	72	28	86,5	85	9,3	2 400	0,52	* BS2-2207-2CS	-
40	80	28	96,5	90	9,8	2 200	0,57	* BS2-2208-2CS	* BS2-2208-2CSK
	90	38	150	140	15	1 900	1,20	* BS2-2308-2CS	-
45	85	28	102	98	10,8	2 000	0,66	* BS2-2209-2CS	* BS2-2209-2CSK
50	90	28	104	108	11,8	1 900	0,70	* BS2-2210-2CS	* BS2-2210-2CSK
55	100	31	125	127	13,7	1 700	1,00	* BS2-2211-2CS	* BS2-2211-2CSK
	120	49	270	280	30	1 400	2,80	* BS2-2311-2CS	-
60	110	34	156	166	18,6	1 600	1,30	* BS2-2212-2CS	* BS2-2212-2CSK
65	100	35	132	173	20,4	1 000	0,95	* 24013-2CS5/VT143	-
	120	38	193	216	24	1 500	1,60	* BS2-2213-2CS	* BS2-2213-2CSK
70	125	38	208	228	25,5	1 400	1,80	* BS2-2214-2CS	* BS2-2214-2CSK
75	115	40	173	232	28,5	950	1,55	* 24015-2CS2/VT143	-
	130	38	212	240	26,5	1 300	2,10	* BS2-2215-2CS	* BS2-2215-2CSK
	160	64	440	475	48	950	6,50	* BS2-2315-2CS	-
80	140	40	236	270	29	1 200	2,40	* BS2-2216-2CS	* BS2-2216-2CSK
85	150	44	285	325	34,5	1 100	3,00	* BS2-2217-2CS	* BS2-2217-2CSK
90	160	48	325	375	39	1 000	3,70	* BS2-2218-2CS	* BS2-2218-2CSK
100	150	50	285	415	45,5	800	3,15	* 24020-2CS2/VT143	-
	165	52	365	490	53	850	4,55	* 23120-2CS2/VT143	-
	180	55	425	490	49	900	5,50	* BS2-2220-2CS	-
	180	60,3	475	600	63	700	6,85	* 23220-2CS	-

\* Ložisko SKF Explorer

7 40

**SKF**