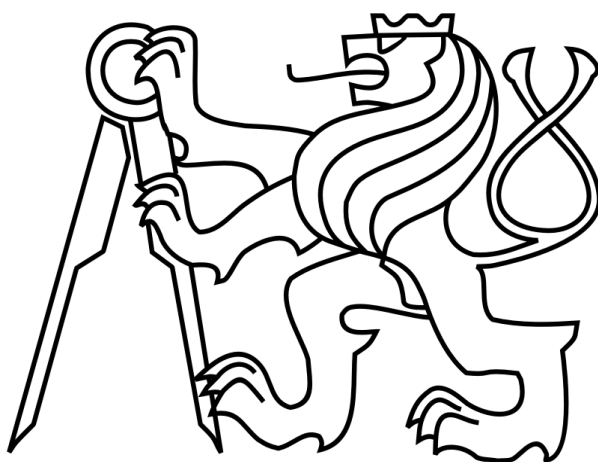


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Zakládací přípravek pro montáž stropního jeřábu ve stísněném prostoru

2018

Bc. Michal Horský

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Horský** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **397035**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Zakládací přípravek pro montáž stropního jeřábu ve stísněném prostoru**

Název diplomové práce anglicky:

**Device for Mounting Ceiling Cranes in Confined Spaces**

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Návrh přípravku, který umožní manipulaci s dílci stropního jeřábu během jeho montáže. Jeřáb bude umístěn ve stísněném prostoru v tzv. horké komoře; Osnova práce: Úvod, cíl práce, návrhy možných manipulačních prostředků se zadanými parametry, rozbor postupu montáže, výběr optimální varianty, konstrukční zpracování této varianty, výpočtová část, vizualizace montáže, zhodnocení; Rozsah grafické části: Zpracování výkresové dokumentace (3D, 2D) na úrovni sestav, podsestav, vybraných výrobních výkresů, kusovník; Rozsah textové části: 60 - 80 stran.

Seznam doporučené literatury:

CHVÁLA, Břetislav, Jaroslav TALÁCKO a Robert MATIČKA. Průmyslové roboty a manipulátory. 1. vyd. Praha: SNTL, 1990, 275 s. ISBN 80-03-00361-x., firemní literatura, katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

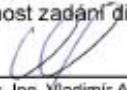
**doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc., ústav výrobních strojů a zařízení FS**


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


Datum zadání diplomové práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2018**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2018**

  
doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
Ing. Petr Kolář, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2018  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 13.7.2018

.....

podpis

Chtěl bych vřele poděkovat doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi za cenné rady a vstřícný přístup při vedení mé diplomové práce, dále Ing. Peteru Madanskému ze společnosti Inter Informatics, za přípravu zadání a za velmi důležité rady poskytnuté během konzultací. Závěrem chci poděkovat svému otci, Ing. Jaromíru Horskému, za silnou podporu nejen během tvorby této diplomové práce, ale po celou dobu mého vysokoškolského studia.

# Anotace

Autor:	Michal Horský
Název DP:	Zakládací přípravek pro montáž stropního jeřábu ve stísněném prostoru
Rozsah práce:	
Školní rok vyhotovení:	2017-2018
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	doc. Ing Andrlík Vladimír, CSc
Konzultant:	
Zadavatel:	INTER INFORMATICS a.s.
Využití:	Montáž prvků stropního jeřábu ve stísněném prostoru horké komory
Klíčová slova:	Zakládací přípravek, montáž jeřábu, stísněné prostory, horká komora, postup montáže, manipulační zařízení, samosvorné mechanismy, rybinový spoj
Anotace:	Tato diplomová práce řeší návrh přípravku pro přesun a montáž stropního jeřábu ve stísněném prostoru horké komory zkušebního nukleárního zařízení. Obsahuje kinematické schéma postupu montáže příčníků a kolejnic jeřábu, konstrukční řešení přípravku a výkresovou dokumentaci na úrovni sestav. Na část dílců jsou vyhotoveny výrobní výkresy. Kritická místa konstrukce jsou podrobena pevnostní kontrole.

# Annotation

Author:	Michal Horský
Title of diploma dissertation:	Device for mounting ceiling cranes in confined spaces
Extent:	xxxx
Academic year:	2017-2018
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	doc. Ing Andrlík Vladimír, CSC
Consultant:	
Submitter of the Theme:	INTER INFORMATICS a.s.
Application:	Mounting parts of ceiling crane in confined spaces of a hot cell
Keywords:	Mounting device, crane installation, confined spaces, hot cell, assembly procedure, manipulation device, self-locking mechanisms, dovetail joint
Annotation:	This thesis deals with designing a device for manipulating and installing ceiling crane in confined space of a hot cell of an experimental nuclear device. The thesis contains kinematic scheme of installment procedure of rails and crossbeams of the crane, design solution of mounting device and drawings of assemblies and selected parts. Critical nodes of the device are checked by calculating critical stress.



## Obsah

1.	Úvod.....	10
1.1.	Úvod do problematiky horkých komor .....	10
1.2.	Projekt Jules Horowitz Reactor (JHR).....	10
1.3.	Velká horká komora .....	14
2.	Cíl práce.....	15
3.	Rešerše manipulačních technologií .....	19
3.1.	Balancéry .....	19
3.2.	Kladkostroje .....	21
3.3.	Ocelová lana .....	22
3.4.	Teleskopické zvedáky .....	22
3.5.	Shrnutí .....	22
4.	Varianty řešení .....	23
4.1.	Varianta 1 – Kladkový zakládací přípravek .....	23
4.2.	Varianta 2 – Teleskopický kladkový zakládací přípravek .....	24
4.3.	Varianta 3 – Hydraulické výkyvné rameno .....	24
4.4.	Varianta 4 – Hydraulické výkyvné a teleskopické rameno .....	25
5.	Výběr varianty k dalšímu rozpracování .....	26
6.	Určení základních rozměrů .....	28
6.1.	Montáž příčníků.....	28
6.2.	Montáž kolejnic .....	31
7.	Popis konstrukce.....	34
7.1.	Lineární část .....	35
7.1.1.	Volba lineárního vedení .....	35
7.1.2.	Nasazení kolejnic (Obr. 32) .....	37
7.1.3.	Stanovení namáhání .....	39
7.1.4.	Ohybové napětí v kolejnicích a nosném profilu .....	40
7.1.5.	Průhyb kolejnic .....	42
7.1.6.	Kontrola upnutí kolejnic na otačení .....	43
7.1.7.	Pohybový šroub.....	51
7.1.8.	Kontrola šroubu na vzpěr .....	52



7.1.9.	Volba trapézové matice .....	53
7.1.10.	Výpočet samosvornosti a kroutícího momentu závitové dvojice	54
7.1.11.	Uložení trapézové matice .....	57
7.1.12.	Rolny vozíku .....	58
7.1.13.	Náhonový profil .....	60
7.1.14.	Ověření náhonového profilu na krut .....	61
7.1.15.	Lanový naviják .....	64
7.2.	Spojovací rozhraní .....	65
7.2.1.	Kontrola spojovacího rozhraní .....	65
7.3.	Rotační část .....	68
7.3.1.	Namáhání nosného hřídele .....	69
7.3.2.	Ověření ložisek .....	71
7.3.3.	Střih nákrůžku uložení ložisek .....	72
7.4.	Šnekové soukolí .....	76
8.	Vizualizace montážního procesu .....	78
9.	Závěr .....	85
10.	Seznamy .....	86
10.1.	Seznam obrázků .....	86
10.2.	Seznam tabulek .....	88
10.3.	Seznam příloh .....	88
10.4.	Seznam použitého software .....	89
10.5.	Seznam použité literatury .....	89





## Seznam použitých veličin

<i>Veličina</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Popis</i>
a, b, c, x	mm	Rozměry stykových ploch při výpočtu stříhu a tolačení
$A_c$	mm <sup>2</sup>	Plocha uvnitř stěnění křivky profilu
C	-	Konstanta pro výpočet napětí v rohu profilu
$d_{1,2}$	mm	Průměry závitu
e	-	Poměr zatížení ložiska
E	MPa	Modul pružnosti v tahu
f	-	Koeficient tření
$F_i$	N	Síly
G	MPa	Modul pružnosti v krutu
i	-	Počet chodů závitu
$J_k$	mm <sup>4</sup>	Kvadratický moment kolejnice
$k_v$	-	Koeficient bezpečnosti
L, l	mm	Délkové rozměry
$M_k$	Nm	Kroutící moment
$M_o$	Nm	Ohybový moment
p	MPa	Tlaková napětí
R	N	Reakční síly
S	mm <sup>2</sup>	Plochy
W	mm <sup>3</sup>	Průřezové moduly
$\beta$	°	Úhel sklonu závitu
$\gamma$	°	Úhel stoupání závitu
$\eta$	-	Účinnost
$\theta$	Nm/rad	Torzní tuhost
$\lambda$	-	Štíhlostní poměr
$\sigma_o$	MPa	Ohybové napětí
$\tau$	MPa	Smykové napětí
$\varphi$	°	Třecí úhel



## 1. Úvod

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem přípravku pro manipulaci s hmotnými součástmi speciálního stropního podvěsného mostového jeřábu, umístěného pod stropem horké komory. Výška od podlahy ke stropu je přes 3,5 m. Prvky jeřábu bude nutné ve zdvižené poloze zafixovat tak, aby je obsluha měla možnost bezpečně přimontovat. Na stropu horké komory jsou připraveny montážní otvory, ke kterým budou všechny prvky připevněny buď napřímo nebo pomocí upevňovacích desek.

### 1.1. Úvod do problematiky horkých komor

Horká komora je bezpečně stíněný prostor, sloužící k práci se zdroji ionizujícího záření. Stínění horké komory zajišťuje vrstva betonu o minimální tloušťce 0,5 m a hustotě alespoň  $3,2 \text{ g/cm}^3$ , na vrstvě betonu jsou umístěny pláty z nerezové oceli, které usnadňují dekontaminaci komory. Aby bylo možné v komoře provádět experimenty, je komora vybavena řadou manipulačních zařízení, dálkově ovládaných operátorem z vnějšku komory. Pro manipulaci s těžkými vzorky, experimentálními zařízeními, či nádobami s radioaktivním odpadem, bývají některé velké horké komory vybaveny i jeřáby. Montáží jednoho takového jeřábu se zabývá i tato diplomová práce. [1]

### 1.2. Projekt Jules Horowitz Reactor (JHR)

Horká komora, do níž bude jeřáb namontován, je součástí projektu Jules Horowitz Reactor (Obr. 1), což je mezinárodní projekt koncepce a výstavby nového vysoce výkonného jaderného reaktoru pro výzkum v oblasti materiálů a jaderného paliva o výkonu 100 MW. Výstavbu JHR zajišťuje mezinárodní konsorcium zahrnující výzkumné instituce a velké průmyslové organizace z Francie, Belgie, Finska, Španělska, Švédska, Japonska, Indie a České republiky. Garantem a koordinátorem české dodávky je ÚJV Řež, a. s., realizaci zajišťuje dceřiná společnost Centrum výzkumu Řež s.r.o. (CVŘ).

[2]

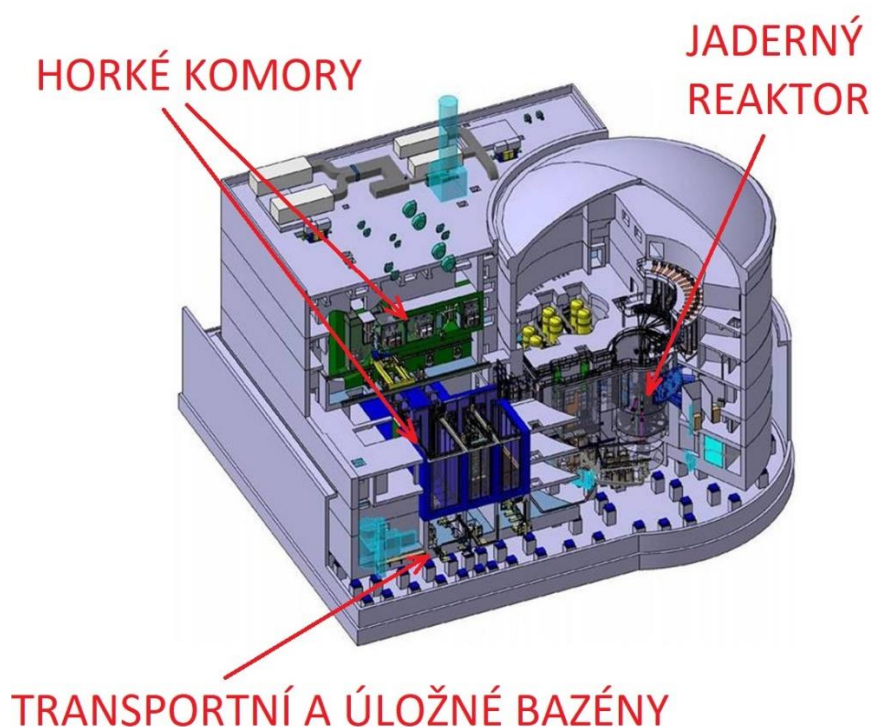


Obr. 1 - Stavba projektu Jules Horowitz Reactor [3]

V horkých komorách (Obr. 2) se připravuje palivo i vzorky určené k ozařování, které se do reaktoru vkládají v tzv. ozařovacích sondách. Mezi komorami a reaktorem jsou koše s ozářenými palivovými články a ozařovací sondy převáženy podvodním dopravníkem (silná vrstva vody slouží jako stínění proti záření). Po ozáření jsou sondy v komorách rozebírány, vzorky vyjímány, tříděny, vyhodnocovány a ukládány do připojovaných stíněných kontejnerů, ve kterých jsou dopravovány k dalšímu zpracování, měření či jinému použití. V komorách je také zachycován odpad. Jde například o neopravitelné části ozařovacích sond či vnitřního vybavení reaktoru i horkých komor. V horkých komorách se provádí také opravy poškozených částí vybavy reaktoru, ozařovacích sond a vlastního vybavení komor. Opravy spočívají zpravidla v demontáži poškozeného dílu,



popř. bloku spojených dílů, a v montáži nového bloku. Díly musejí být k takovému servisnímu zásahu speciálně uzpůsobeny již ve fázi, kdy je konstruktéři navrhují. Například u spojů, které bude v budoucnu nutné rozebrat, se používají pouze dostatečně velké a snadno přístupné šrouby. Cílem zmíněného uzpůsobení je co nejvíce zjednodušit veškeré úkony, s nimiž se v komorách počítá. Z důvodu ochrany operátorů komor před ozářením a radioaktivní kontaminací se operace provádějí na dálku z vnějšku komor. [4]



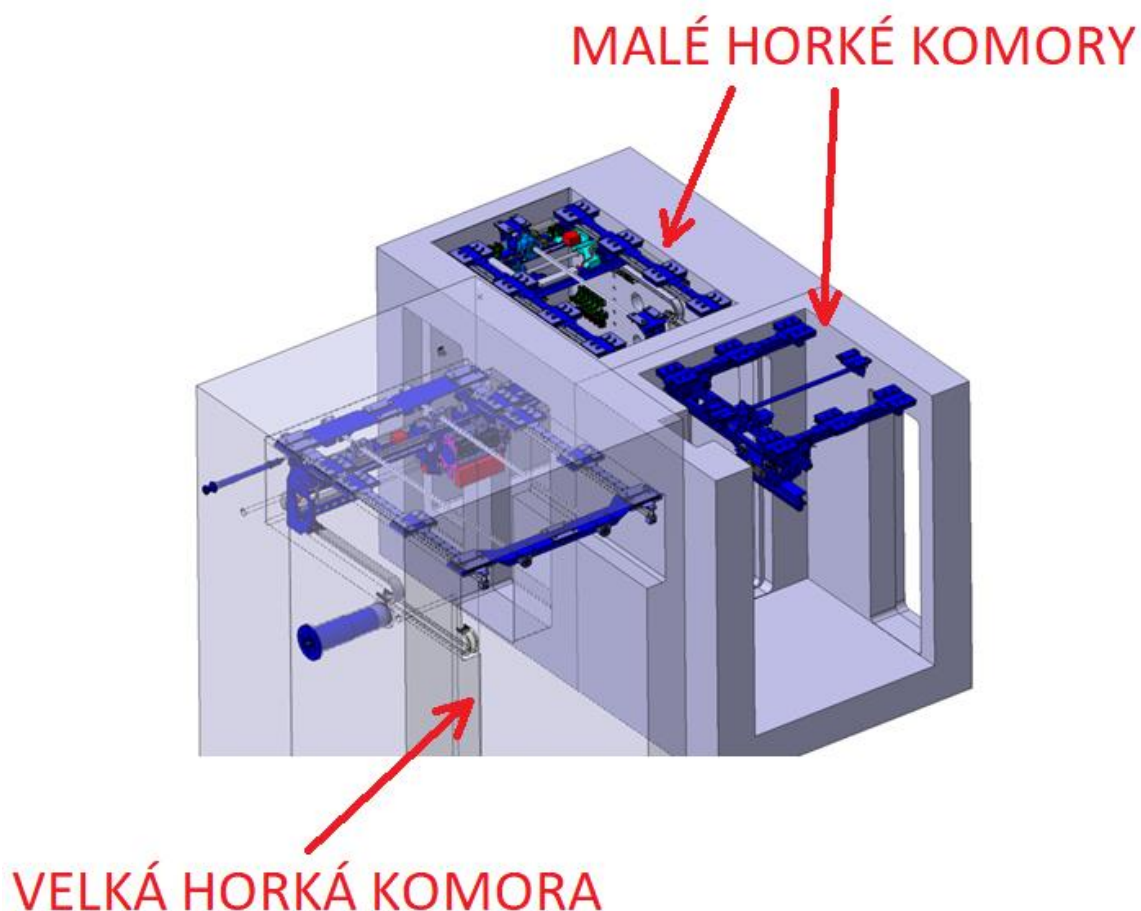
Obr. 2 - Umístění horkých komor v JHR [3]

Operátor, který je před zářením chráněn silnou zdí, sleduje dění uvnitř komory skrz průzor z olovnatého skla (popř. pomocí kamery) a manipuluje s předměty a nástroji pomocí elektro-mechanických rukou zvaných dálkové manipulátory. Pro manipulaci s těžšími vzorky a s experimentálními zařízeními jsou komory vybaveny těž stropními jeřáby (Obr. 3) Nutnost vstupu operátorů dovnitř komor je třeba omezit na minimum, protože téměř všechny materiály trvale umístěné v komoře se stanou časem mírně radioaktivními a tuto aktivitu nelze žádnou dekontaminací odstranit. Aby bylo možno navržené díly výbavy a uvažované principy manipulace před samotnou výrobou řádně



vyzkoušet, vznikl v Řeži unikátní zkušební stend. Stend je vytvořen jako model jedné velké a jedné malé komory v měřítku 1:1. [4]

Posuvné dřevěné stěny umožňují simulovat geometrické uspořádání a rozměry libovolné z navrhovaných komor. Komplex horkých komor JHR sestává ze čtyř velkých a tří navazujících malých komor. Aby v nich bylo možno pracovat s celými ozařovacími sondami, mají velké komory vnitřní výšku 10 metrů. Malé komory jsou určeny především pro servisní operace a k provádění základních nedestruktivních měření na ozářených vzorcích. Předpokládá se, že jejich vnitřní vybavení bude podstatně méně kontaminováno a aktivováno než u velkých komor, servisní vstupy operátorů tedy mohou být v případě potřeby častější. Proto jsou tyto komory vybaveny i dveřmi a přestupními prostory. Vnější zdi všech komor mají tloušťku 1,2 m a všechny dveře jsou kvůli stínění tak masivní, že si nezadají ani s dveřmi protiatomového krytu. [4]



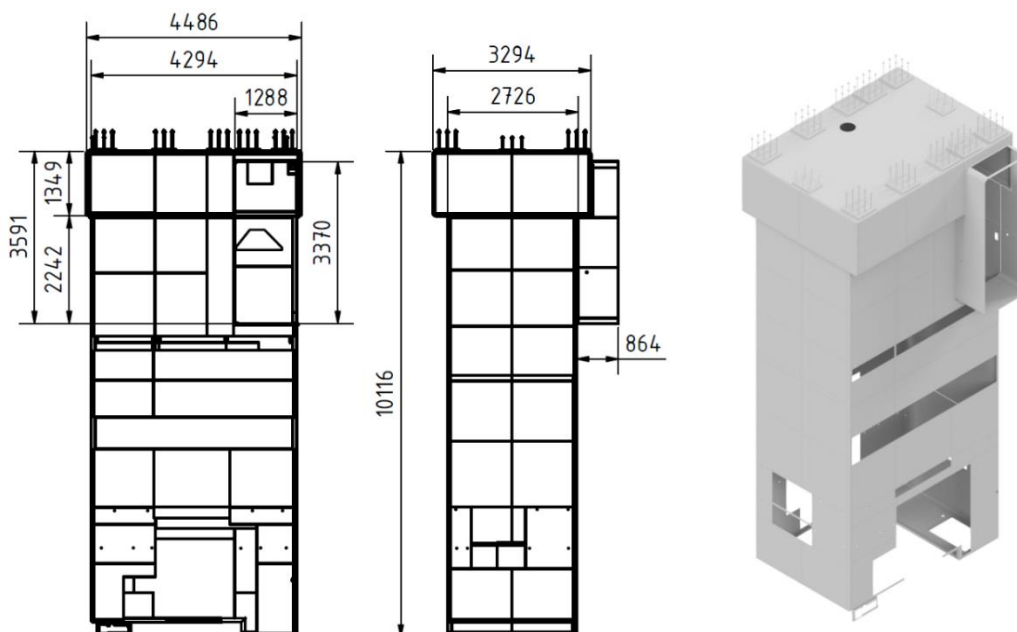
Obr. 3 - Jeřáby v horkých komorách [5]





### 1.3. Velká horká komora

Velká horká komora (Obr. 4), do které bude jeřáb namontován, má strop vzdálený od své podlahy 3591 mm. Pod horkou komorou je šachta, do níž jsou transportovány zkušební vzorky z jaderného reaktoru a z níž jsou následně vyzvedávány do horké komory. Celková výška včetně šachty, je 10116 mm. Rozměry podlahy horké komory jsou 4294x2726mm. Prostor pod stropem je rozšířený z důvodu dosahu háku jeřábu až těsně ke stěnám komory. Rozměry stropu jsou 4486x3294mm. Díky rozšíření pod stropem připomíná horká komora v řezu svým tvarem písmeno „T“. Všechny prvky jeřábu musí být do prostorů komory dopraveny dveřmi s rozměry 1288x3370 mm. Vedení jeřábu bude uchyceno přes kotevní šrouby do železobetonové stropní desky. Vzhledem k tomu, že podlaha horké komory má omezenou nosnost, je potřeba veškeré manipulační prostředky a zakládací přípravky pro zdvihání stropního vedení jeřábu také umístit pod strop. Jelikož horká komora disponuje pouze přesným počtem kotevních šroubů, které budou sloužit výhradně pro fixaci stropního vedení jeřábu, a není možné do opláštění horké komory vrtat montážní otvory, budou pro umístění montážního přípravku muset posloužit kotevní šrouby, určené pro součásti stropního vedení, které nejsou již přimontovány, nebo nejsou aktuálně zdvihány. Ve chvíli, bude manipulováno s posledním prvkem stropního vedení a nebude již možné na žádné šrouby umístit prvky montážního přípravku, bude nutné k jejich umístění použít již přimontované prvky stropního vedení.



Obr. 4 - Základní rozměry horké komory

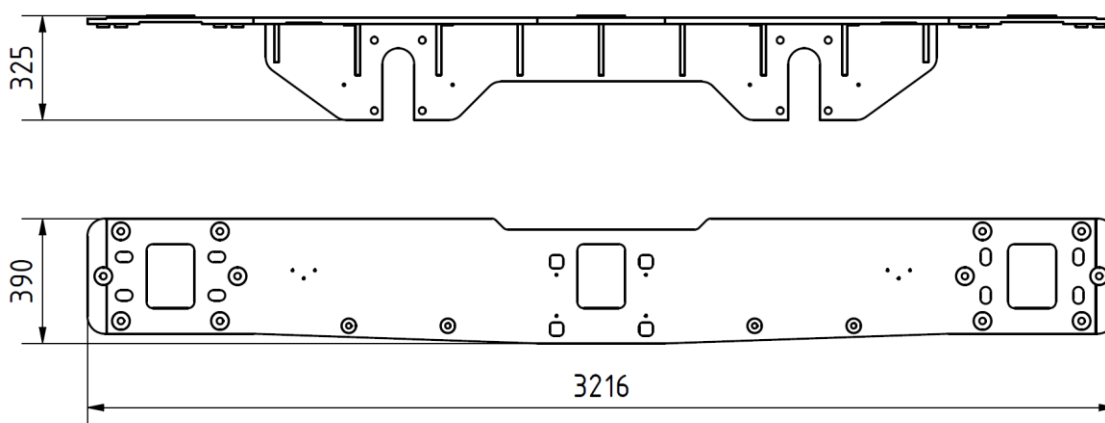


## 2. Cíl práce

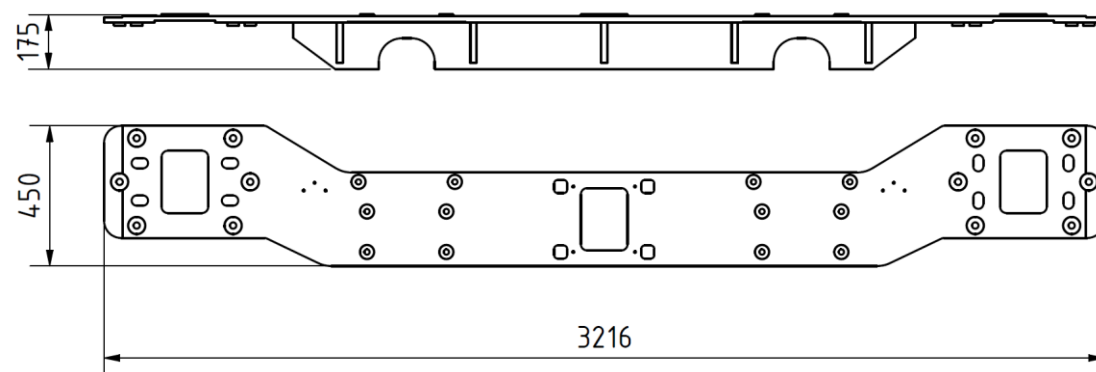
Cílem práce je konstrukce montážního přípravku, určeného k manipulaci a montáži prvků stropního mostového jeřábu uvnitř horké komory.

Zdvihané prvky stropního vedení budou celkem čtyři. Dva různé příčnický, na nichž budou umístěny pohony a příslušenství jeřábu, a dvě stejné kolejnice, po nichž bude jezdit most jeřábu.

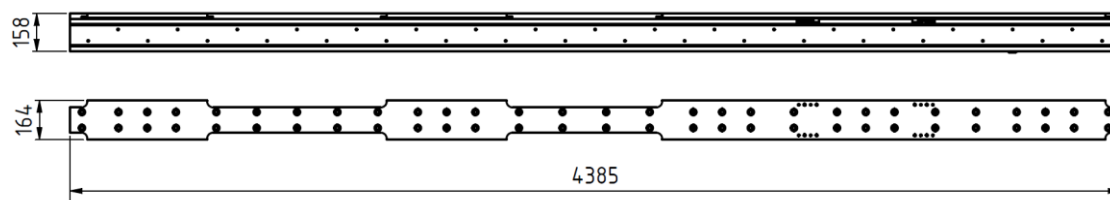
První příčnick stropního jeřábu (Obr. 5) má rozměry 3216x390x325 mm a hmotnost 259 kg. Druhý příčnick (Obr. 6) má rozměry 3216x450x175 mm a hmotnost 209 kg. Každá z kolejníc (Obr. 7) má rozměry 4385x164x158 mm a hmotnost 323 kg.



Obr. 5 - První příčnick stropního jeřábu



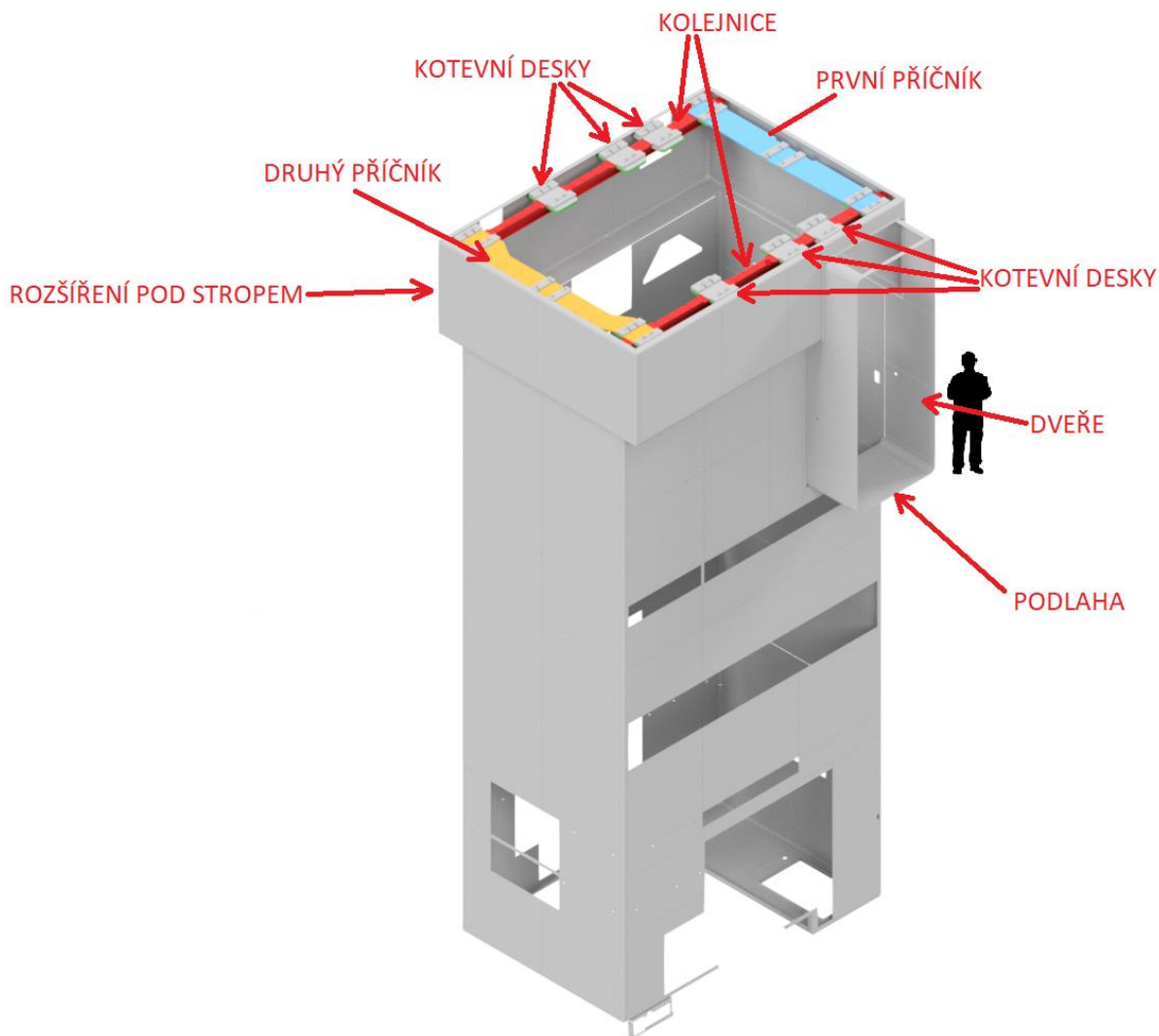
Obr. 6 - Druhý příčnick stropního jeřábu



Obr. 7 - Kolejnice stropního jeřábu



Všechny tyto součásti stropního vedení jeřábu budou uchyceny pod stropem (Obr. 8). Uchyceny budou pomocí kotevních desek, které jsou v železobetonovém stropu drženy kotevními šrouby. Ke kotevním deskám budou součásti přitlačovány upínacími deskami, v některých místech přišroubovány na přímo.



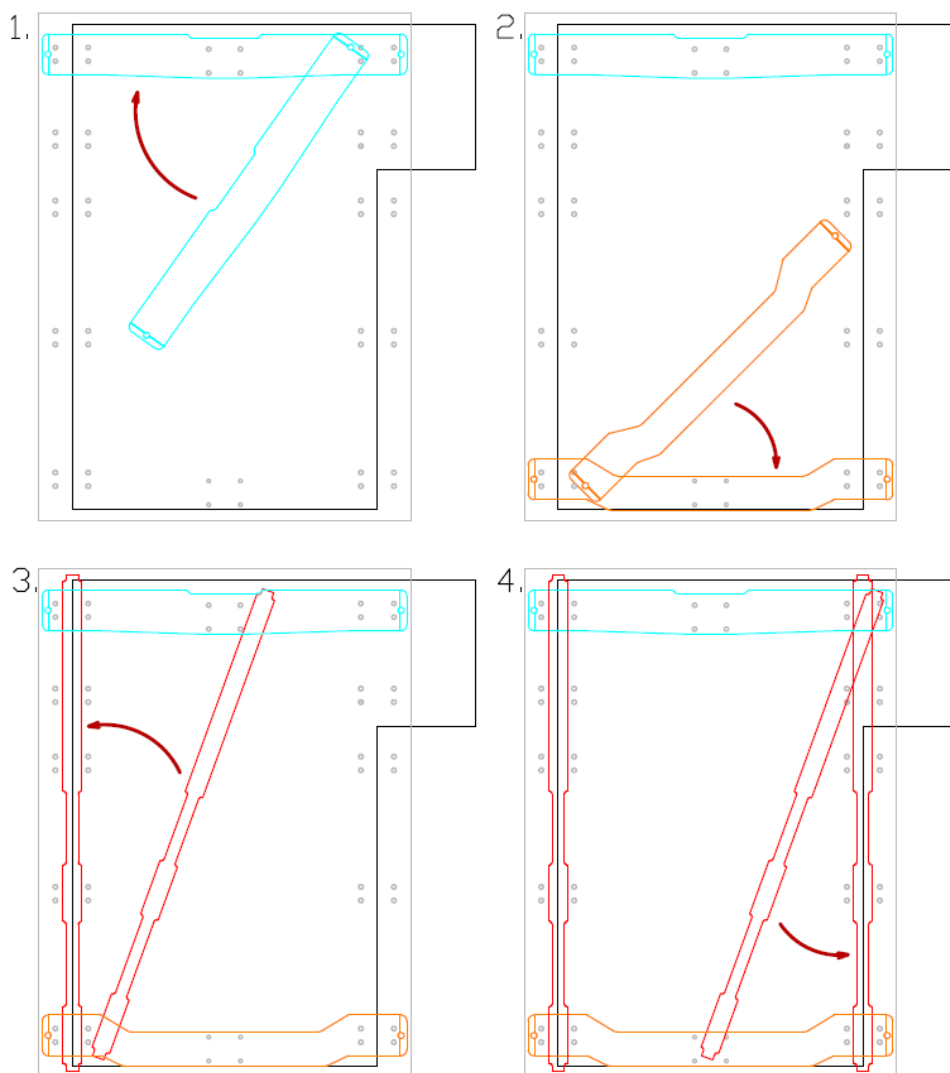
Obr. 8 - Umístění jeřábu v horké komoře

Stropní jeřáb bude dopraven a namontován do již hotové horké komory. Všechny jeho součásti tedy musí být do komory dopraveny dveřmi o rozměrech 1288x3370 mm. Následně musí být z podlahy vyzvednuty pod strop do své montážní polohy, kde budou obsluhou upevněny ke stropu. Kvůli tomu, že je komora pod stropem rozšířena a strop má větší plochu než podlaha, nemohou být jednotlivé součásti jeřábu umístěny do montážní polohy již na podlaze a poté jen jednoduše zdvihnuty pod strop, ale během





zdvihu musí být také měněno jejich natočení. Na následujícím obrázku (Obr. 9) je vidět půdorys horké komory, na kterém je každá ze součástí jeřábu zobrazena ve dvou polohách. Poloha rovnoběžná s některou ze stěn, je finální montážní poloha, a poloha „příčná“ je poloha, ze které bude součást zdvihnuta z podlahy. Tyto polohy byly zvoleny tak, aby do nich bylo možné součásti dopravit na ručních vozících (Obr. 10) a zároveň byly co nejbližší finální montážní poloze. Při manipulaci se součástmi jeřábu musí být dbáno na to, aby nedošlo ke kontaktu s kovovým opláštěním komory, které by mohlo být poškozeno. Na obrázku je též vidět, že vzhledem k překryvu příčniců a kolejnic záleží na pořadí montáže jednotlivých součástí. Nejprve musí být přimontovány příčníky (na Obr. 9 znázorněny modrou a oranžovou barvou) a až poté mohou být přimontovány kolejnice (na Obr. 9 znázorněny červenou barvou).



Obr. 9 – Změny prostorové orientace prvků stropního jeřábu



Obr. 10 - Vozík pro dopravu součástí jeřábu do prostorů horké komory [6]

Dalším konstrukčním omezením je nosnost podlahy, která činí  $2500 \text{ N/m}^2$ . Po podlaze se v prostorách komory budou pohybovat dva pracovníci montáže. Na podlaze bude umístěno mobilní lešení, které bude sloužit pracovníkům k montáži součástí jeřábu. Dále bude na podlaze ležet součást jeřábu čekající na své zdvižení. Z důvodu bezpečnosti pracovníků montáže, bude montážní přípravek zavěšen pod stropem.





ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

zástavbového prostoru, který je k dispozici. Balancér pro nejvyšší nosnosti (300 kg, typ 7261) je již konstruován v kombinaci s kladkostrojem, což kromě větší váhy (55 kg) vede ke zkrácení užitečného zdvihu na 1 metr. To je zase nedostatečné pro manipulační požadavky. [8]

Principem elektrohydraulických balancérů je ovládání zdvihu madlem, jehož malý posun (řádově desítky mm) rukou obsluhy je vyhodnocen jako polohová odchylka a proporcionálně převeden na směr a rychlost zvedání (klesání).

Příklad takového balancéru pro 300 kg, např. typ QLA 300 firmy BINAR (SE) je na Obr. 12. Už jen přítomností elektromotoru a hydraulického agregátu zjevně překročí váhové limity našeho řešení, i když v datasheetu není jeho hmotnost uvedena. [9]



Obr. 12 - Elektrohydraulický balancér [9]



### 3.2. Kladkostroje

V poměru nosnosti a váhy se pro občasnou manipulaci jeví jako nejvýhodnější řetězové kladkostroje (Obr. 13). Kladkostroj o nosnosti 500 kg má vlastní váhu již od 9 kg. [10]



Obr. 13 - Řetězový kladkostroj [10]

Takový kladkostroj je možné umístit na manipulační rameno přípravku, doplněného vhodným vozíkem. Rizikem jsou volně visící řetězy, které by při manipulaci mohly otlouci opláštění komory.

Elektrické lanové kladkostroje odstraňují výše uvedené riziko. Převod je rozhodující měrou uskutečněn ozubenou převodovkou. Jde spíše o elektrický naviják, který se jako kladkostroj používá pouze ke zdvojnásobení nosnosti pomocí jednoduché kladky, viz kladkostroj GÜDE vážící 16,5 kg a poháněný jednofázovým motorem. (Obr. 14) [11]



Obr. 14 - Elektrický lanový kladkostroj [11]



### 3.3. Ocelová lana

Lanové navijáky se dodávají s lanem, nebo bez lana s instrukcemi, jaké lano použít. Lana jsou obvykle ocelová několikapramenným vinutím. Lana existují v mnoha průměrech. S rostoucím průměrem lana stoupá také jeho nosnost. Nosnosti se pohybují v řádech od desítek až do tisíců kilogramů.

### 3.4. Teleskopické zvedáky

Jde o pojízdná zařízení, složená z výsuvných mechanismů sestavených z tažených hliníkových profilů. postupným řazením výsuvných jednotek roste zdvih, zároveň ale i hmotnost. Bývají umístěné na jednoduchém podvozku, umožňujícím ruční manipulaci s se zvedákem. Nosná část má výložník a při větším vyložení břemene je tak nutné umístit na vozík protizávaží. Příkladem je vozík WLU/K o nosnosti 360 kg s váhou 83 kg (bez protizávaží a výložníku) viz Obr. 15.



Obr. 15 - Teleskopický zvedák [12]

Tento teleskopický zvedák má podvozek ve tvaru T vpředu se dvěma aretovatelnými koly. Je možno ho vybavit až třemi protizávaží o celkové hmotnosti 48 kg.

### 3.5. Shrnutí

Z rešeršovaných mechanismů se vzhledem k mnoha konstrukčním omezením, daným faktem, že manipulace s prvky stropního jeřábu bude probíhat uvnitř prostoru horké komory, jeví pouze kladkostroje jako přijatelná varianta řešení, kterou by bylo nutné doplnit konzolí a kočkou (vozíkem).

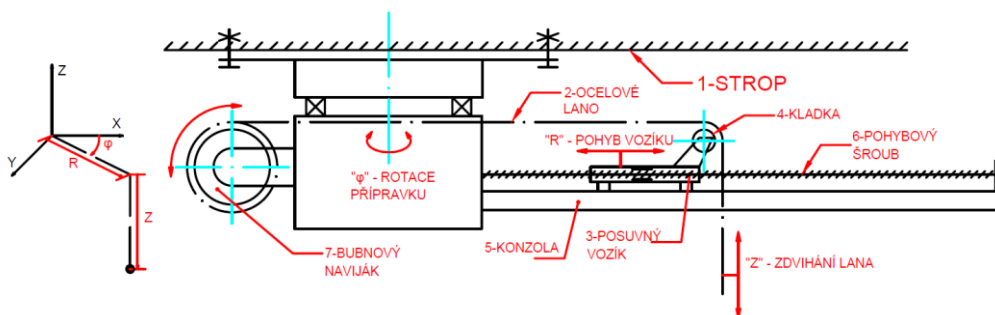


## 4. Varianty řešení

Vzhledem k omezením, popsaným v předchozí kapitole, jsou všechny varianty řešení projektovány tak, aby byly připevněny pod stropem. Musí být schopny s dostatečnou bezpečností unést manipulované součásti a musí být schopny vykonat všechny pohyby, potřebné k umístění součásti z výchozí do montážní polohy.

### 4.1. Varianta 1 – Kladkový zakládací přípravek

Tento kladkový zakládací přípravek (Obr. 16) bude používán v páru – každý manipulovaný objekt bude zavěšen na dvou laních.

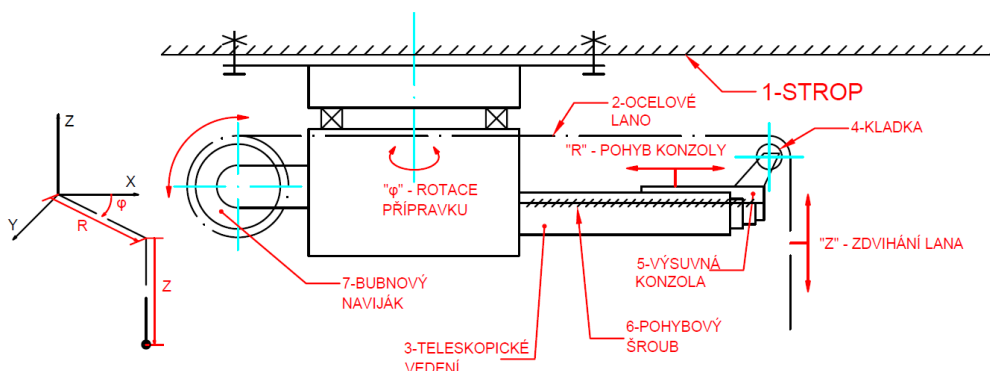


Obr. 16 - Kladkový zakládací přípravek

Ocelové lano (2), vedoucí přes kladku (4) na posuvném vozíku (3) jezdícím po lineárním vedení umístěném na konzole (5) a poháněný pohybovým šroubem (6), je navíjeno na bubnový naviják (7). Celý tento mechanismus je upevněn pod stropem (1) a může se otáčet kolem svislé osy (souřadnice  $\varphi$ ). Změnou polohy vozíku (souřadnice R) a rotací mechanismu (souřadnice  $\varphi$ ) je měněna prostorová orientace manipulované součásti jeřábu a navíjením lana (souřadnice Z) je měněna její výška. Tento zakládací přípravek tedy využívá cylindrické kinematiky.



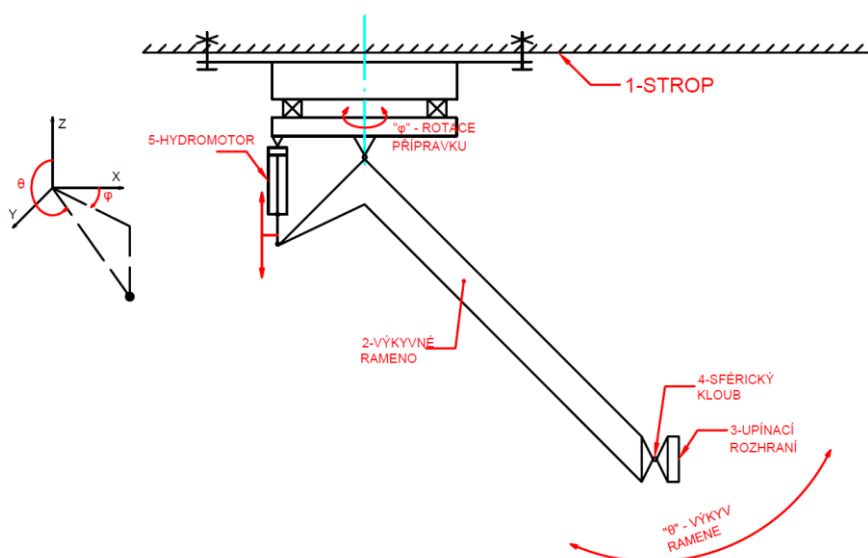
## 4.2. Varianta 2 – Teleskopický kladkový zakládací přípravek



Obr. 17 - Teleskopický kladkový zakládací přípravek

Tato varianta (Obr. 17) je odvozena z varianty 1. Také počítá s použitím dvou zakládacích přípravků. Jedinými rozdíly jsou použití teleskopického trapézového šroubu (6), namísto klasického v první variantě, a použití teleskopického vedení (3), namísto klasického lineárního. Toto řešení má výhodu menšího zástavbového prostoru, což může zvýšit rozsah pohybu.

## 4.3. Varianta 3 – Hydraulické výkyvné rameno



Obr. 18 - Hydraulické výkyvné rameno

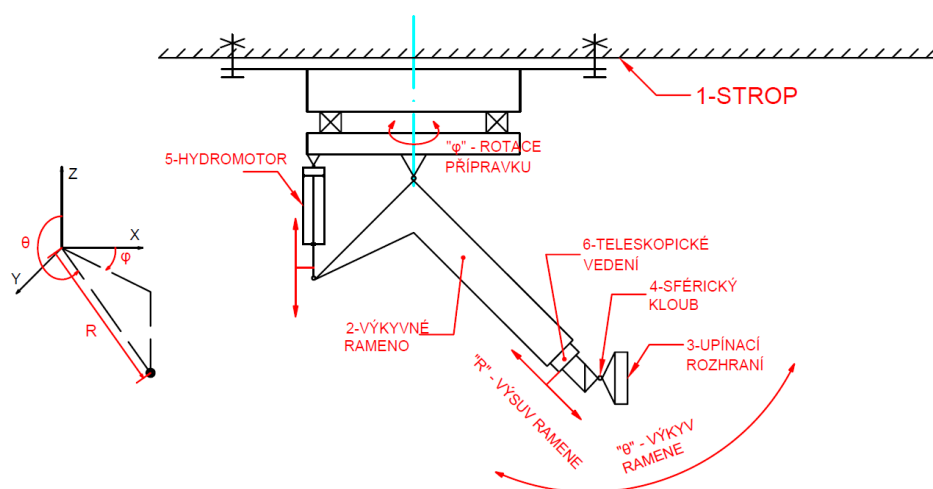
Tato varianta (Obr. 18) počítá se zvedáním součástí stropního jeřábu pomocí hydraulicky poháněného výkyvného ramene (2), s kinematikou vycházející ze sférické. Oproti





klasické sférické kinematice není však možné měnit výsuv ramene. Každá součást bude upnuta na upínací rozhraní (3) pomocí přípravku vytvořeného pro každou součást tak, aby její těžiště bylo co nejbližší sférickému kloubu (4). Při zamčeném sférickém kloubu bude součást vyzvednuta z podlahy pod strop (1). Poté může být pohyb kloubu odemknut a součást ručně ustavena do montážní polohy. Veškerá hydraulická zařízení, jako nádrž, hydrogenerátor a rozvaděče, mohou být umístěny mimo komoru, a tak nebudou zatěžovat podlahu uvnitř komory.

#### 4.4. Varianta 4 – Hydraulické výkyvné a teleskopické rameno



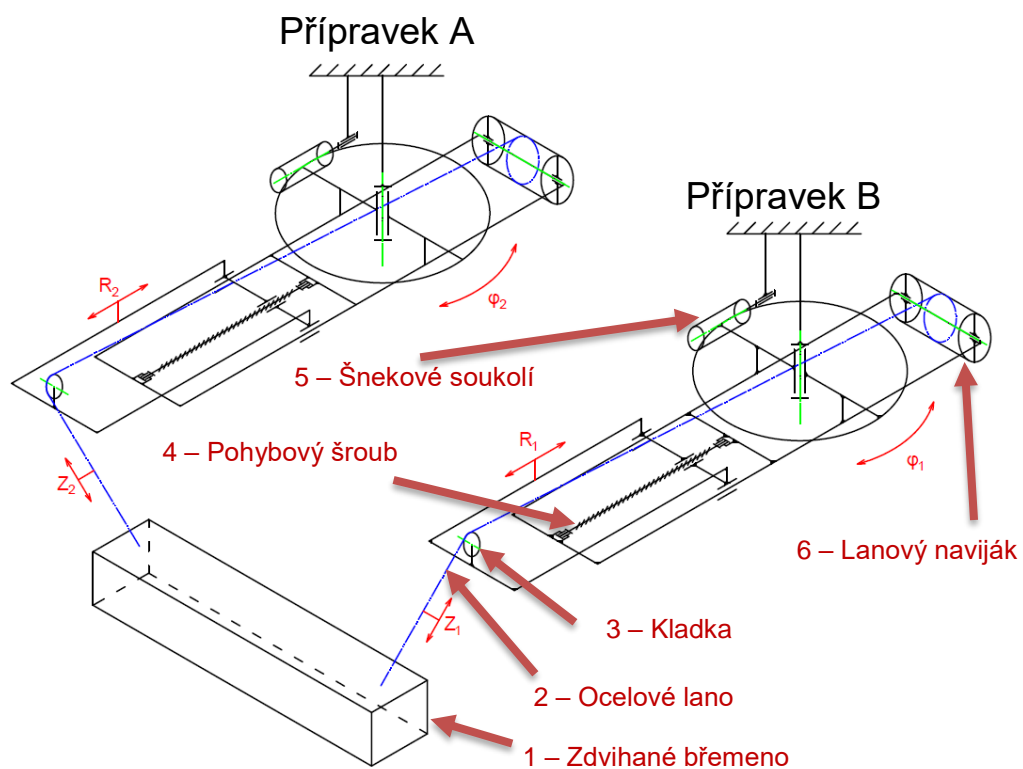
Obr. 19 - Hydraulické výkyvné a teleskopické rameno

Tato varianta (Obr. 19), stejně jako předchozí, počítá s upnutím součástí jeřábu na upínací rozhraní (3) pomocí přípravku zajišťujícího polohu těžiště součásti co nejbližší sférickému kloubu (4), zdvihnutí při zamčeném kloubu a ručním napolohováním do montážní polohy. Rozdílem je přidání jednoho stupně volnosti v podobě teleskopického vedení (6), které zvyšuje možnosti polohování manipulované součásti. Jedná se tedy o základní přípravek se sférickou kinematikou.



## 5. Výběr varianty k dalšímu rozpracování

Při výběru varianty k dalšímu rozpracování je potřeba zvažovat zejména co nejnižší obtížnost obsluhy, co nejlepší schopnost vykrytí potřebný pracovní prostor při manipulaci se všemi čtyřmi manipulovanými objekty a také bezpečnost při manipulaci. Pro bezpečnost je důležité, aby zakládací přípravek neměl možnost samovolného pohybu. Proto musí být složen ze samosvorných, či implicitně zabrzděných pohybových prvků. Tento požadavek by byl u variant č.3 a č.4 obtížně splnitelný, kvůli nutnosti vybavení těchto variant sférickými klouby. Sférický kloub s brzdou, jež by byla bez aktivního zásahu obsluhy vždy zabrzděná, není běžně dostupným dílem a musel by být zkonstruován v rámci řešení této diplomové práce. Varianty č.1 a č.2 neobsahují žádný konstrukční uzel, který by nebyl realizovatelný pomocí strojních součástí běžně dostupných na trhu. Varianta č.2 nabízí díky teleskopickému vedení lepší možnosti polohování, neb je možné snadno zabránit vzájemné kolizi dvou přípravků. Teleskopická vedení, která mají dostatečný rozsah pohybů i dostačenou nosnost, jsou na trhu nabízena. Tato varianta by však vyžadovala použití teleskopického trapézového šroubu. Ten by vnesl do konstrukce zbytečnou složitost. Z těchto důvodů bude dále rozpracována varianta číslo 1. Ta umožňuje pro pohon vozíku s kladkou použít trapézový šroub, který lze snadno navrhnout jako samosvorný a pohyb kolem svislé osy použít šnekové soukolí, opět navrhnutelné jako samosvorné. Navíjení lana lze realizovat pomocí ručního či elektrického navijáku, přičemž oba typy se běžně nabízí vybaveny brzdami. Tímto lze snadno zaručit, že nedojde během manipulace k uvolnění manipulovaných objektů a tím k poškození opláštění uvnitř horké komory. Schématický pohled na přípravky je vyobrazen na Obr. 20.



Obr. 20 - Schéma použití páry základacích přípravků



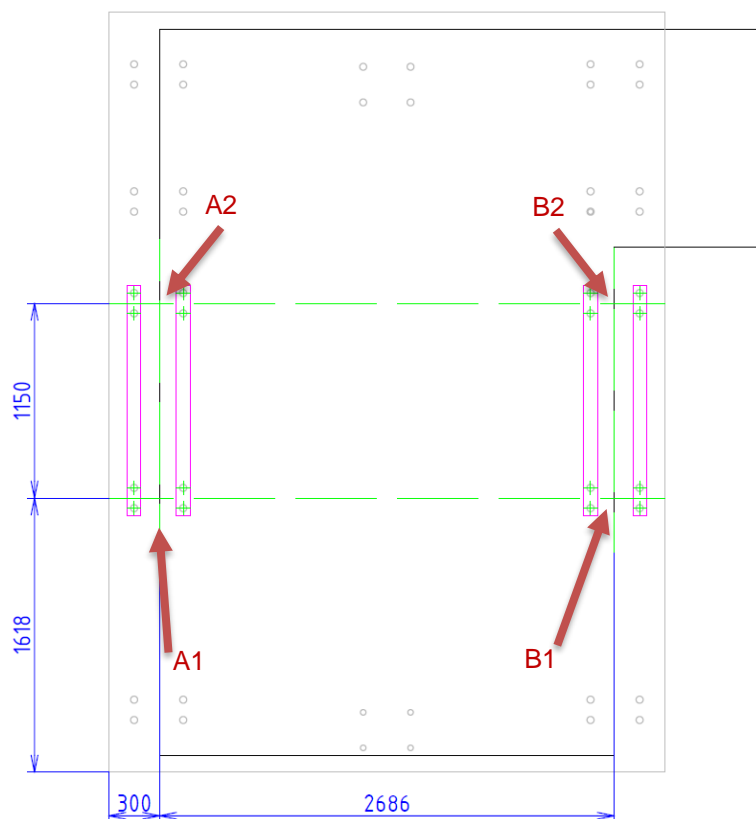
## 6. Určení základních rozměrů

Základní rozměry přípravku vychází z rozsahu pohybů, které musí přípravek během svého použití vykonat. Pro jejich stanovení budou zvolena místa, kde budou přípravky uchyceny a bude udělána předběžná analýza pohybů, které budou muset přípravky během manipulace vykonat.

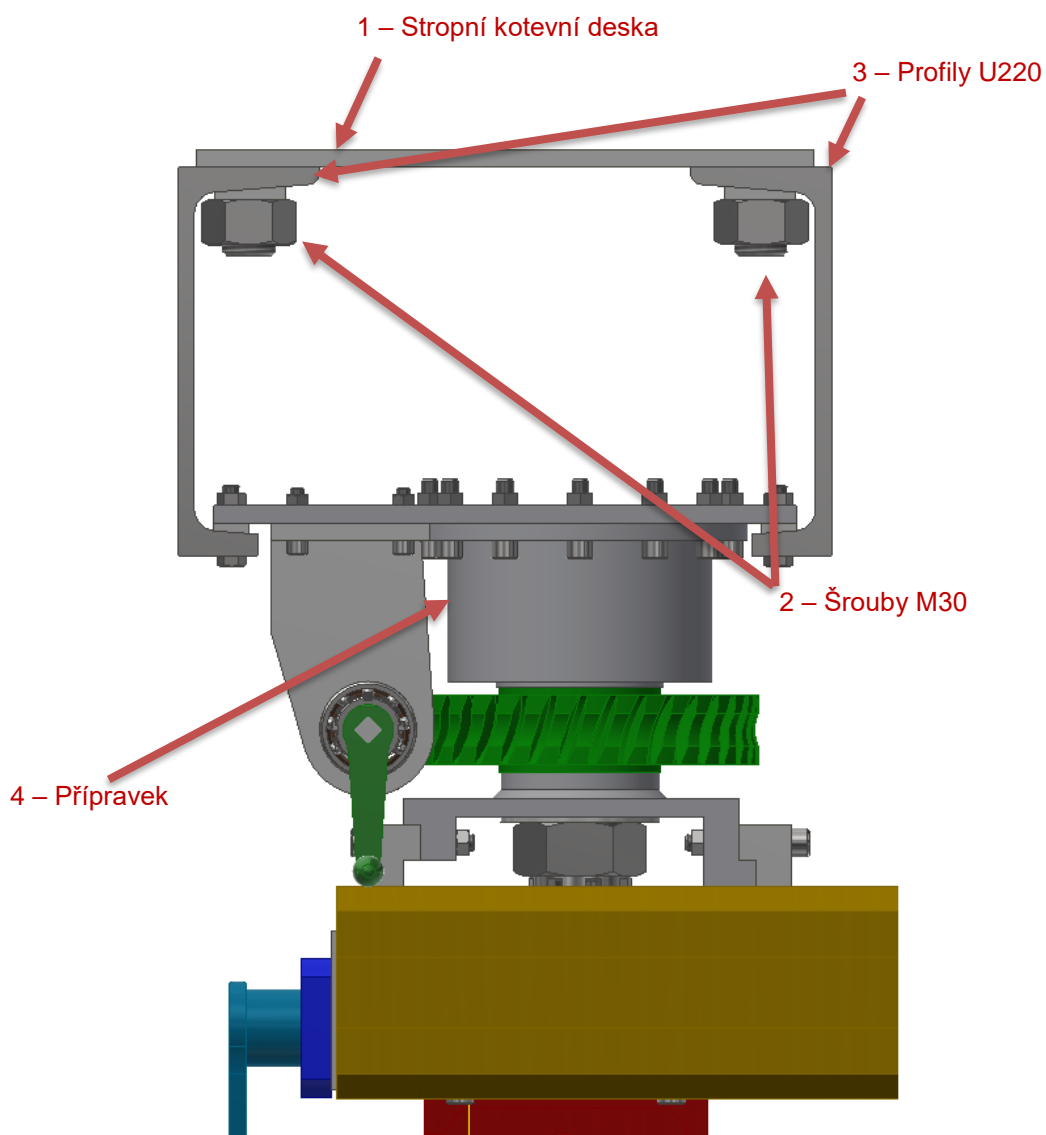
Z Obr. 9 na straně 16 vyplývá, že musí být dodrženy postup montáže jednotlivých prvků stropního jeřábu – nejprve musí být namontovány příčnický a až poté mohou být namontovány kolejnice.

### 6.1. Montáž příčnicků

Při montáži příčnicků bude využito k zavěšení páru manipulátorů kotevní desky kolejnic, označené na Obr. 21 jako A1, B1, A2 a B2. Do nich bude připevněna dvojice profilů U220 o délce 1360 mm. Profily budou sloužit jako přesuvný závěs manipulátorů. Nejprve budou manipulátory zavěšeny v pozicích označených jako A1 a B1. V této pozici bude moci být přimontován první příčnick stropního jeřábu. Poté budou manipulátory přesunuty do pozic A2 a B2 a bude namontován druhý příčnick.

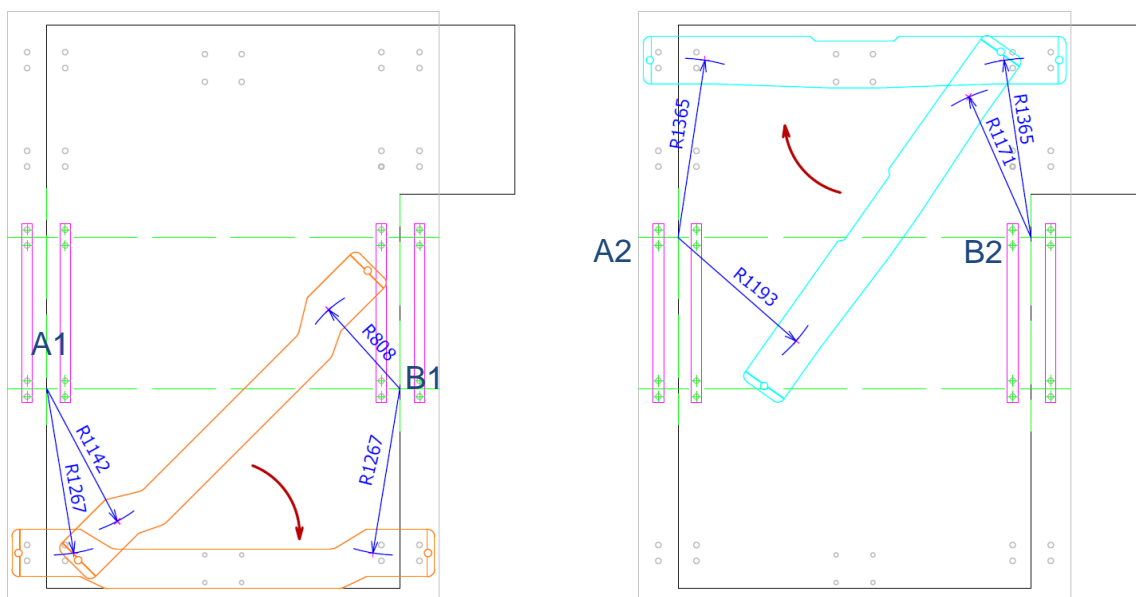


Obr. 21 - Půdorys stropu s vyznačením poloh manipulačních přípravků pro montáž příčnicků



Obr. 22 - Přesuvné zavěšení 1přípravku

Na Obr. 22 je vidět přesuvný závěs manipulátoru. Ke stropní montážní desce (1) jsou pomocí šroubů M30 (2) přichyceny dva profily U220 (3), jejichž spodní stojny jsou zkráceny, aby nedošlo ke kolizi s manipulátorem (4), který je na U-profily přichycen.



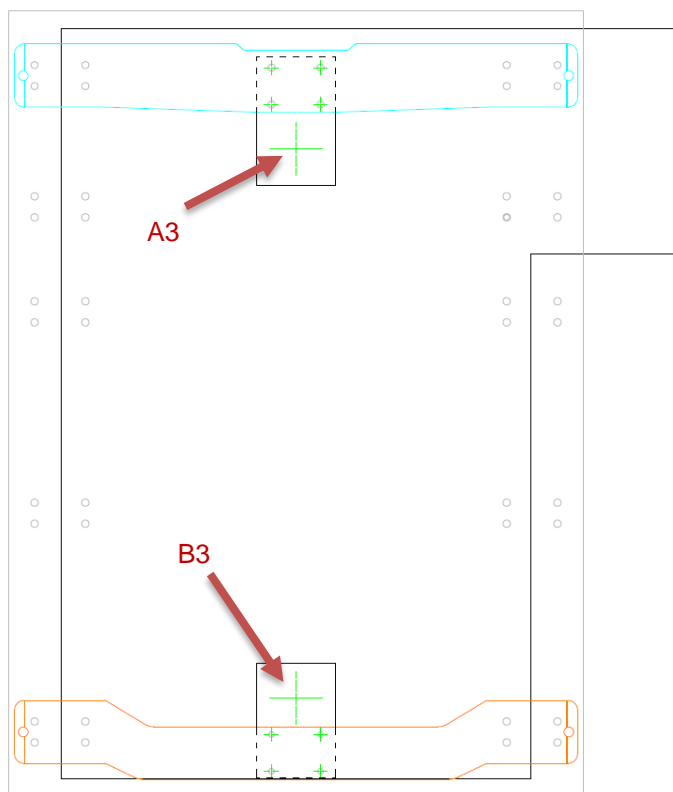
Obr. 23 - Rozsahy pohybu při montáži příčnicků

Každý příčník zvedá dvojice základacích přípravků. Potřebné rozsahy jejich pohybu byly zjištěny pomocí Obr. 23. Při manipulaci s prvním příčníkem jsou přípravky umístěny v bodech A1 a B1. Na Obr. 23 jsou vyznačeny potřebné rozsahy pohybu pro provedení této manipulace. Po namontování prvního příčníku mohou být přípravky přesunuty do bodů A2 a B2 a může být manipulováno s druhým příčníkem. Krajní polohy přípravků jsou opět vyznačeny v obrázku.



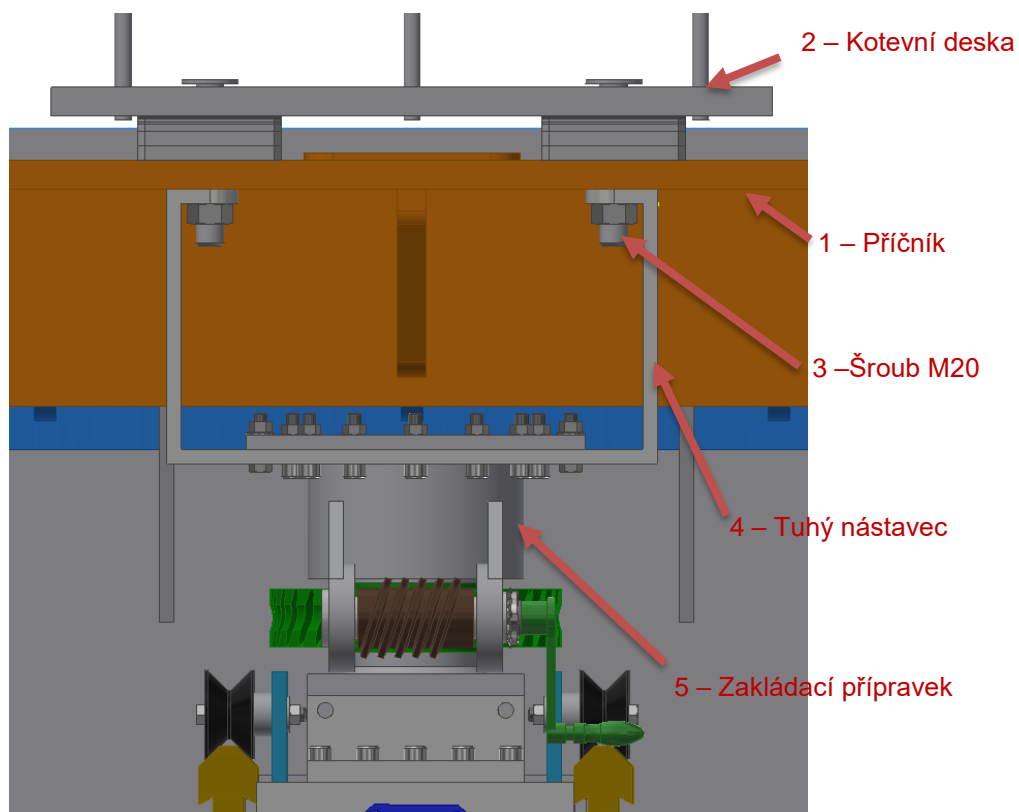
## 6.2. Montáž kolejnic

Při montáži kolejnic budou pro uchycení zakládacích přípravků použita místa vyznačená na Obr. 24 jako A3 a B3.

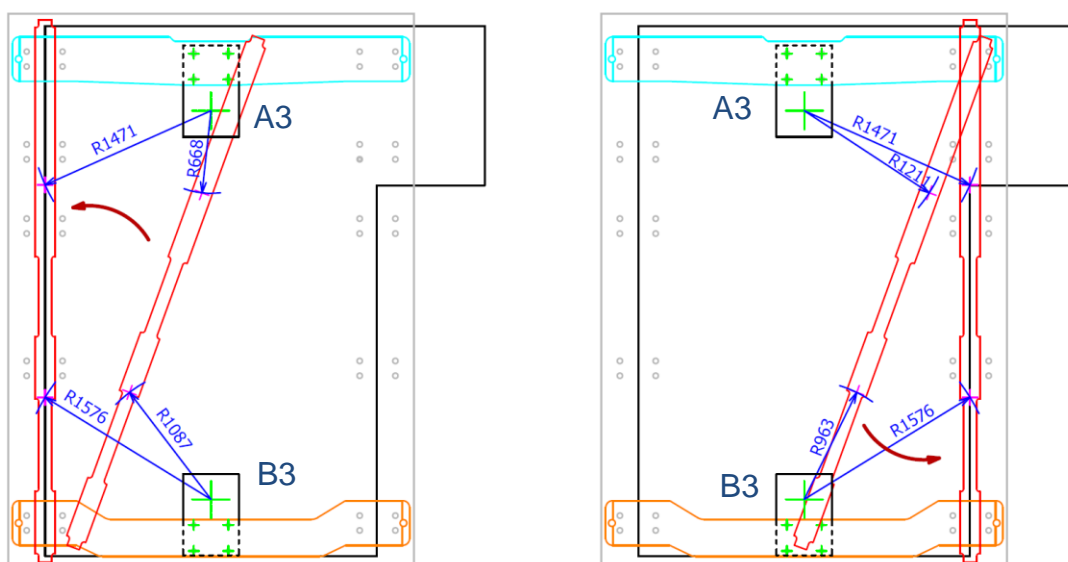


Obr. 24 - Půdorys stropu s vyznačením poloh zakládacích přípravků pro montáž kolejnic

Pro uchycení zakládacích přípravků (Obr. 25) bude využito toho, že uprostřed každého příčnicku (1) se nachází kotevní deska (2), z níž vycházejí čtyři kotevní šrouby velikosti M20 (3), které procházejí otvory v příčnicích. Na příčnicky budou přes tyto šrouby připevněny tuhé nástavce (4), na které budou nasazeny samotné zakládací přípravky (5). Díky tomu jsou středy A3 a B3 vyloženy do prostoru horké komory, což sníží potřebný rozsah pohybu zakládacích přípravků.



Obr. 25 - Uchycení zakládacího přípravku ke kotevní desce příčníku přes tuhý nástavec



Obr. 26 – Rozsahy pohybů při montáži kolejnic

Každou kolejnici zvedá dvojice zakládacích přípravků. Potřebné rozsahy jejich pohybu byly zjištěny pomocí Obr. 26. Obr. 23 - Rozsahy pohybu při montáži příčníků. Z obrázků rozsahů pohybů (Obr. 23, Obr. 26) bylo zjištěno, že minimální rozsah pohybu





ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

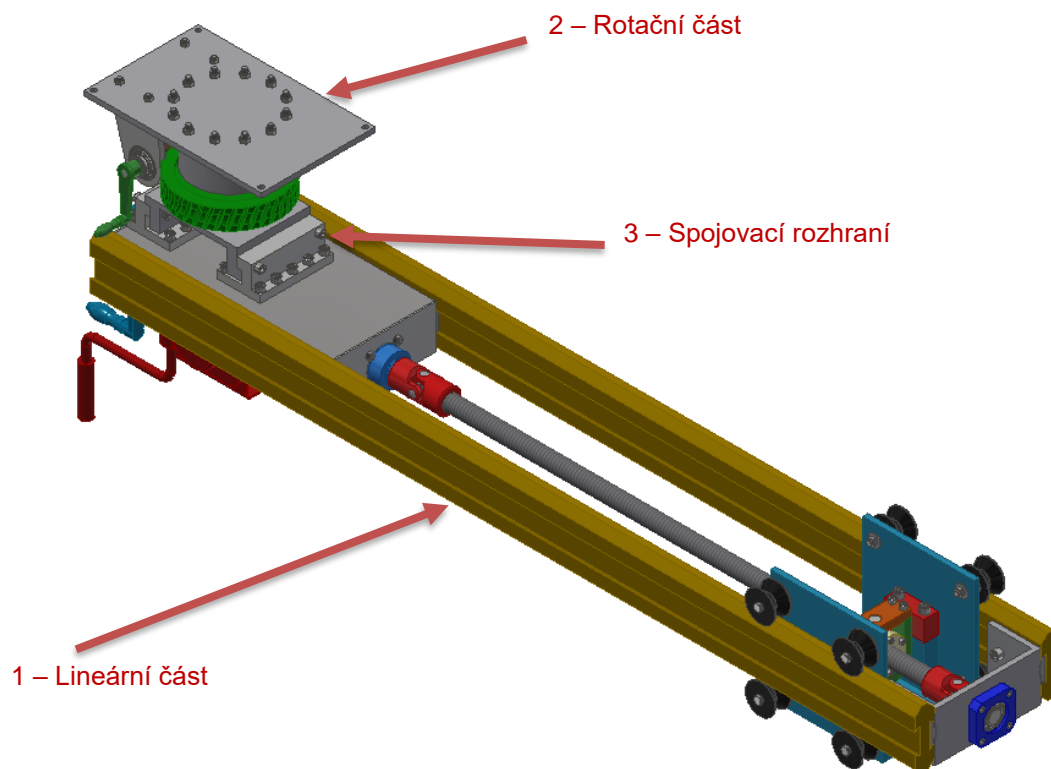
Ústav výrobních strojů a zařízení

zakládacího přípravku je 668 mm od osy a maximální rozsah pohybu je 1576 mm od osy. Zakládací přípravek bude konstruován s ohledem na to, aby tyto rozsahy polohování mohl splnit.



## 7. Popis konstrukce

Jak již bylo řečeno v předchozích kapitolách, přípravek bude ukotven pod stropem a bude používán v páru. Na Obr. 27 je vidět konstrukce základního přípravku, skládající se ze dvou základních částí – lineární a rotační. K tomuto rozdělení bylo přistoupeno z důvodu hmotnosti celého přípravku. Přípravek musí být vyzdvihnut pod strop pouze lidskou silou, za použití mobilního lešení či žebříku. To musí konstrukce přípravku reflektovat. Jelikož se během práce na konstrukci přípravku ukázalo jako nemožné sestavit přípravek s dostatečnou nosností (325 kg rozděleno mezi dva přípravky) a zároveň dostatečně lehký, aby mohl být pod strop dopraven a přimontován lidskou silou, bylo nutné ho ve vhodném místě rozdělit a vytvořit spojovací rozhraní pro snadné smontování jeho dílů pod stropem. Analýzou v systému Autodesk Inventor Professional, v němž byly vytvořeny modely a výkresová dokumentace, bylo po přiřazení materiálů zjištěno, že hmotnost rotační části je 33 kg a hmotnost lineární části je 52 kg.

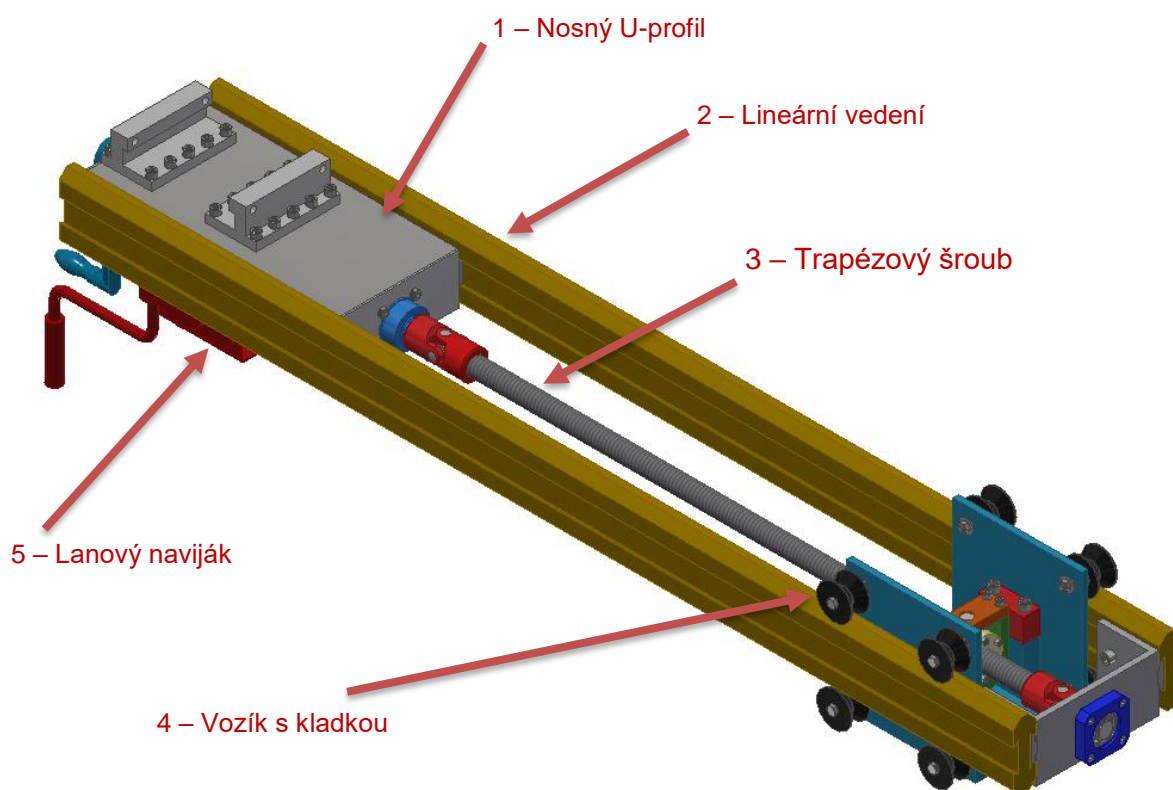


Obr. 27 – Model základního přípravku



## 7.1. Lineární část

Základním nosným prvkem lineární části, vyobrazené na Obr. 28, je nosný profil (1). Na nosném U-profilu je připojeno lineární vedení (2), po němž jezdí vozík s kladkou (4). Ten v cylindrickém souřadném systému, definovaném v kapitole 3.1, zajišťuje posuv v ose „R“. Vozík je poháněn trapézovým šroubem (3). Na nosném profilu je též umístěn lanový naviják (5), který přes kladku na vozíku zajišťuje pohyb lana v ose „Z“ cylindrického systému.



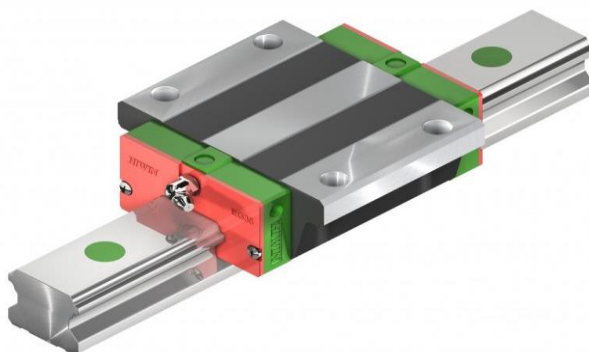
Obr. 28 - Lineární část

### 7.1.1. Volba lineárního vedení

Na realizaci lineárního pohybu vozíku s kladkou je potřeba vhodné vodící prvky. V úvahu přichází několik základních typů. V následujících odstavcích je výčet možných alternativ a ohodnocení vhodnosti jejich aplikace v základacím přípravku.



## Kolejové vedení s vozíky



Obr. 29 - Kolejové vedení s vozíkem s valivými elementy [13]

Vozíky s valivými elementy (Obr. 29) – kuličkami nebo válečky – obíhají uvnitř vozíku, jezdí po přesně broušené kolejnici. Vozíky jsou kompaktní, utěsněné, se stírači nečistot. Bývají napojeny na systém automatického mazání. Používají se pro nejvyšší přesnosti v posuvech obráběcích strojů, pro jednoúčelový přípravek by byly příliš nákladné.

## Kolejnice s rolnami

Tvarové kolejnice tvoří dráhu pro rolly s radiálními kuličkovými ložisky (Obr. 30). Jsou vhodné pro aplikaci vyžadující nízké náklady. Polohování je méně přesné, ale pro účely této diplomové práce stále dostačující. Nevýhodou je, že kolejnice nejsou samonosné a je nutné je uchytit na dostatečně tuhé nosníky.



Obr. 30 - Kolejnice ROLLON X-Rail [14]



## Samonosné kolejnice s rolnami

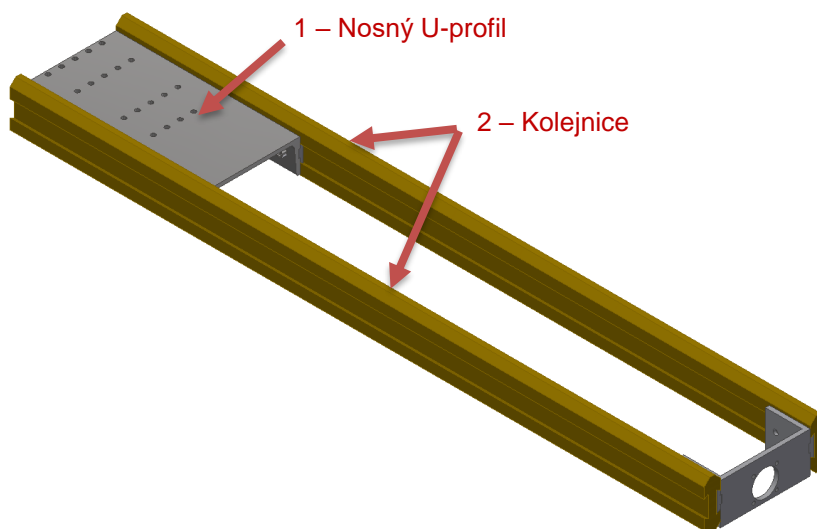
Samonosné kolejnice (Obr. 31) vynikají stejnou jednoduchostí, jako běžné kolejnice s rolnami. Příkladem samonosné kolejnice je Speedy Rail od společnosti ROLLON. Kolejnice jsou vyrobeny z extrudovaného hliníku s hlubokou a tvrdou anodizovanou úpravou. Nepotřebují žádné mazání a jejich nosnost činí až 3000 kg. Použití samonosných kolejnic se pro účel této diplomové práce jeví jako optimální.



Obr. 31 - Samonosná kolejnice ROLLON Speedy Rail [15]

### 7.1.2. Nasazení kolejnic (Obr. 32)

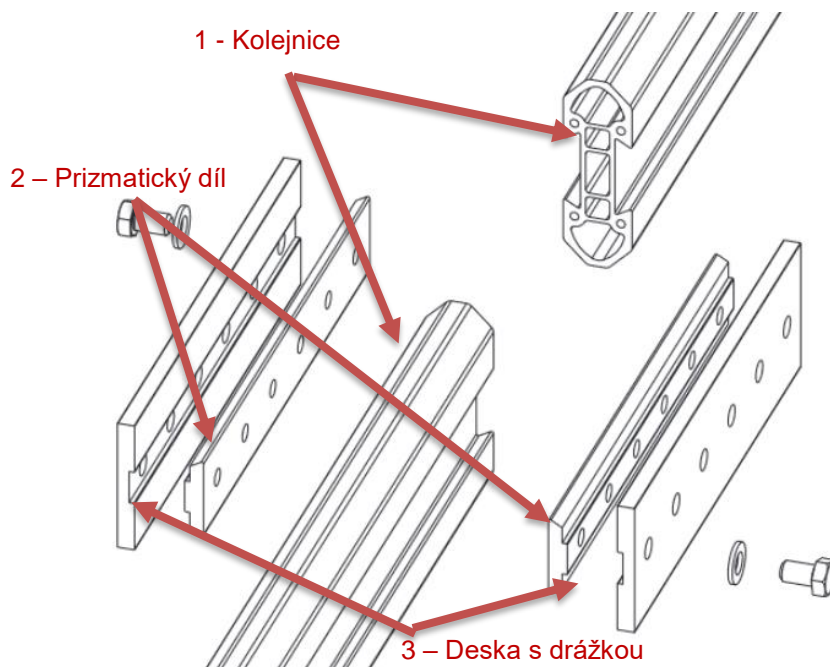
Jako základní prvek, na který budou nasazeny kolejnice (2) a další příslušenství, jako naviják či domek a klika kuličkového šroubu, byl zvolen profil U220 z oceli 11 375 (1). Tento profil byl zvolen z důvodu snadné dostupnosti a vysoké tuhosti.



Obr. 32 - Nasazení kolejnic na U-profil

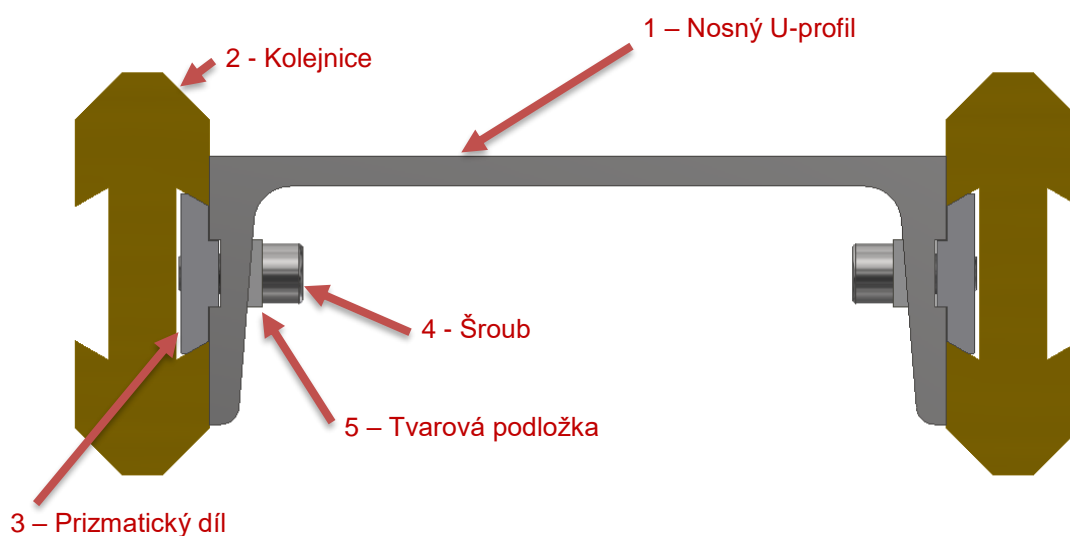


Připojení (Obr. 33) kolejnic (1) k U-profilu bude realizováno pomocí prizmatických spojovacích dílů (2) od společnosti ROLLON. Na rozdíl od originálního řešení nebude použita deska s drážkou (3), vůči níž se prizmatický díl předepíná, ale drážka bude vyfrézována přímo do U-profilu.



Obr. 33 - Zobrazení prizmatického spojovacího dílu [16]

Rozměry drážky v U-profilu budou stejné, jako rozměry drážky v originální desce. Aby bylo možné předepnout spojovací díl pomocí šroubů, bude nutné pod hlavy šroubů použít tvarové podložky, které zajistí, že plocha pro dosednutí hlavy šroubu bude kolmá na jeho osu.



Obr. 34 - Připojení kolejnic k U-profilu



Na Obr. 34 je zobrazeno uchycení kolejnice (2) na U-profilu (1) pomocí spojovacího dílu od společnosti ROLLON (3) předepnutého pomocí šroubů (4) a tvarových podložek (5). Šroubů je na každou kolejnici celkem osm.

### 7.1.3. Stanovení namáhání

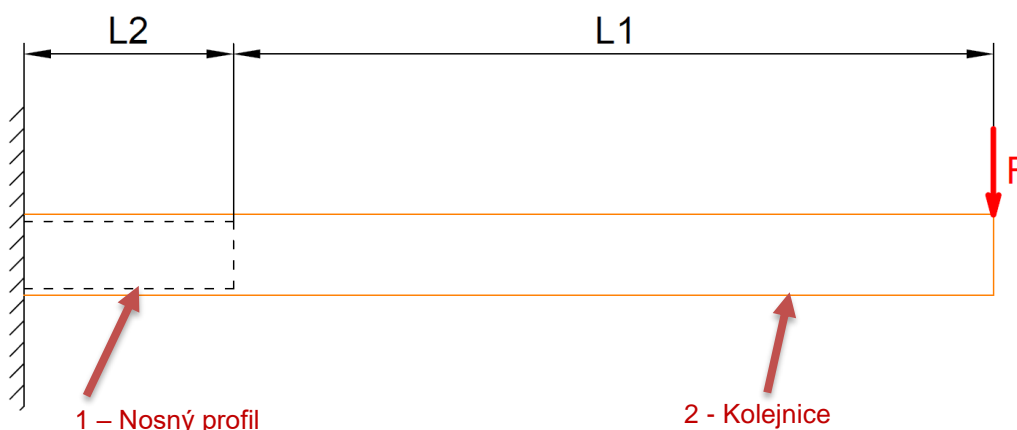
Jelikož při zdvihání prvků stropního jeřábu bude na kolejnice a nosný U-profil přípravku působit značný ohybový moment, vyvozený hmotností zdvihaného břemene, je nutné ověřit, zda ohybové napětí v kolejnicích a nosném profilu nepřekračuje dovolenou mez. Jelikož se během manipulace s prvky stropního jeřábu budou v jejich blízkosti pohybovat lidé, kteří budou samotnou montáž provádět, je nutné zakládací přípravek dimenzovat s dostatečnou bezpečností. Protože pracovníci montáže, pohybující se kolem zdvihaných břemen, budou dostatečně proškoleni, byl zvolen koeficient bezpečnosti  $k=2$ .

Tato bezpečnost bude ve výpočtech zohledněna pomocí dvojnásobné zatěžující síly. Maximální hmotnost zdvihaného břemene je 323 kg. Tato hmotnost bude během zdvihání rovnoměrně rozložena mezi dva přípravky. Síla, kterou břemeno zatíží jeden přípravek bude tedy 1 615 N. Dvojnásobek této síly je 3 230 N. Ohybový moment zatěžující kolejnice však nebude vyvozován pouze tíhou břemene, ale také tíhou některých částí přípravku (například vozíkem s kladkou, pohybovým šroubem, atd). Vliv tíhy těchto součástí nejde v této fázi tvorby práce přesně stanovit. Je tedy nutné ho odhadnout. Vzhledem k tomu, že bude nutné přípravek mezi zdviháním jednotlivých prvků jeřábu několikrát upnout na různá místa v horké komoře, což budou pracovníci montáže provádět ručně, musí být hmotnost celého přípravku co nejmenší – v řádu nižších desítek kilogramů. Ohybový moment však nebudou vyvozovat všechny součásti přípravku. Proto byla zatěžující síla, která bude vyvozovat ohybový moment, který bude celý přípravek namáhat, zvolena 3 500 N.



#### 7.1.4. Ohybové napětí v kolejnicích a nosném profilu

Na Obr. 35 je znázorněno schéma zatížení kolejnic. Pro výpočet jejich namáhání ohybem momentem a jejich průhybu bude uvažováno, že celá soustava bude vetknutá. Model byl rozdělen na dvě části. Na části o délce  $L_1$  jsou dvě samostatné kolejnice, na části o délce  $L_2$  se překrývá U-profil s na něm namontovanými kolejnicemi. Délky  $L_1$  a  $L_2$  byly zvoleny tak, aby bylo na kolejnicích možné dosáhnout rozsahu pohybu, zvoleného v kapitole 5.1. Konkrétní hodnoty jsou zapsány v tabulce Tab. 1.



Obr. 35 - Výpočtové schéma průhybu kolejnic

Pro výpočet ohybového napětí je potřeba znát kromě rozměrů také průřezový modul kolejnic a U-profilu. Průřezové moduly kolejnic uvádí výrobce ve svém katalogu [16], průřezový modul U-profilu byl nalezen na webu prodejce hutního materiálu Feron [17].

F	3 500 N	Zatěžující síla
$W_U$	33 600 mm <sup>4</sup>	Průřezový modul U-profilu
$W_k$	35 650 mm <sup>4</sup>	Průřezový modul kolejnice
$L_1$	1 133 mm	Délka oblasti samostatného U-profilu
$L_2$	312 mm	Délka oblasti překryvu U-profilu a kolejnic

Tab. 1 - Veličiny pro rovnice 1 až 3

Protože by pro výpočet ohybového namáhání v oblasti, kde se kolejnice a U-profil překrývají, bylo nutné stanovit společný průřezový modul kolejnic a U-profilu, což by bylo u takto složitých geometrií příliš obtížné, bude výpočtový model zjednodušen. Bude stanoven maximální ohybový moment, který bude vyvozen na vzdálenosti  $L_1+L_2$  od působíště síly a pomocí něho bude vypočteno ohybové napětí samostatně pro kolejnice a pro U-profil.





### Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{o_{max}} = F \cdot (L_1 + L_2) = 3500 + (1\,133 + 312) = 5\,057\,500 \text{ Nmm} \quad (1)$$

Maximální ohybový moment, kterým bude zvolená zatěžující síla na přípravek působit, byl stanoven v rovnici (1). Tento ohybový moment bude dosazován do následujících výpočtů.

### Výpočet maximálního ohybového napětí kolejnic

Protože bude ohybový moment rovnoměrně rozložen mezi dvě kolejnice, bude ve výpočtu průřezový modul kolejnice vynásoben dvakrát.

$$\sigma_{k0_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{2 \cdot W_k} = \frac{5\,057\,500}{2 \cdot 35\,650} = 70,9 \text{ MPa} \quad (2)$$

Hodnota maximálního ohybového napětí v kolejnicích stanovená v rovnici (2) je nižší než hodnota maximálního dovoleného napětí pro slitiny hliníku, uvedená ve strojnických tabulkách [18].

### Výpočet maximálního ohybového napětí U-profilu

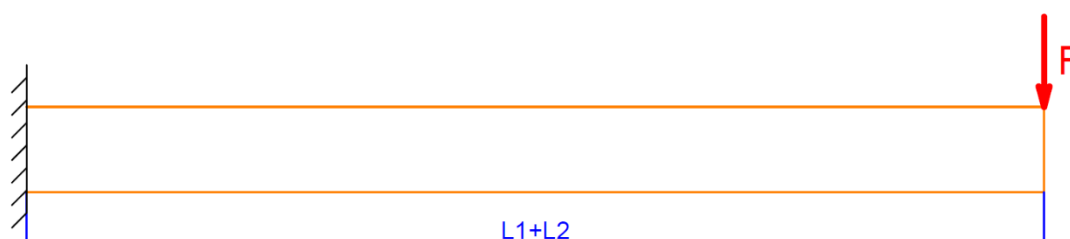
$$\sigma_{u0_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_u} = \frac{5\,057\,500}{33\,600} = 150,5 \text{ MPa} \quad (3)$$

Hodnota maximálního ohybového napětí v nosném U-profilu stanovená v rovnici (2) je nižší než hodnota maximálního dovoleného napětí pro ocel 11 370, uvedená ve strojnických tabulkách [18]. U-profil je sice z oceli 11 375, ale pro tento materiál nebyla hodnota dovoleného napětí nalezena. Bude však stejná, nebo mírně vyšší, než hodnota pro ocel 11 370.



### 7.1.5. Průhyb kolejnic

Výpočet průhybu bude proveden pro zjednodušený výpočtový model, ve kterém nebude uvažován nosný U-profil (Obr. 36). Pokud by uvažován byl, vypočtený průhyb by byl menší. Proto bude chyba vzniklá zjednodušením výpočtového modelu na straně bezpečnosti. Pro výpočet průhybu je nutné znát kromě zatěžující síly a rozměrů také kvadratický modul kolejnic. Hodnota kvadratického modulu kolejnic byla nalezena v katalogu výrobce kolejnic [16]. Kvůli použití dvou kolejnic bude hodnota jejich průřezového modulu vynásobena dvěma.



Obr. 36 - Zjednodušený výpočtový model průhybu kolejnic

F	3 500 N	Zatěžující síla
$J_k$	2 138 988 mm <sup>4</sup>	Kvadratický moment kolejnice
$E_k$	70 000 MPa	Youngův modul kolejnice
$L_1$	1 133 mm	Délka oblasti samostatného U-profilu
$L_2$	312 mm	Délka oblasti překryvu U-profilu a kolejnic

Tab. 2 - Veličiny pro rovnici 4

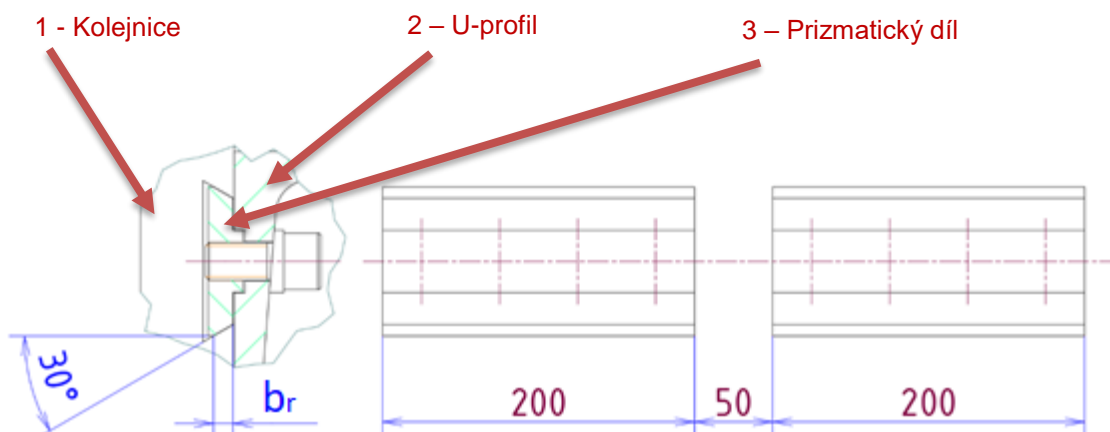
$$y_{max} = \frac{F \cdot (L_1 + L_2)^3}{3 \cdot 2 \cdot E_k \cdot J_k} = \frac{3\,500 \cdot (1\,133 + 312)^3}{3 \cdot 2 \cdot 70\,000 \cdot 2\,138\,988} = 5,9 \text{ mm} \quad (4)$$

Z rovnice (4) vyplývá, že maximální průhyb soustavy U-profilu a kolejnic bude 5,9 mm. Tento průhyb nebude mít negativní vliv na schopnost přípravku vykonávat manipulaci s prvky stropního jeřábu. Bude k němu však nutné přihlídnout při uložení šroubu a matice.



### 7.1.6. Kontrola upnutí kolejnic na otláčení

Připojení kolejnic k nosnému U-profilu je znázorněno na Obr. 37. Pojezdové kolejnice (1) budou připojeny k U-profilu (2) pomocí ocelových prizmatických dílů (3), zasunutých do rybinové drážky v kolejnici. Každá kolejnice je připojena dvěma díly o délce 200 mm s mezerou 50 mm.



Obr. 37 - Připojení kolejnic rybinovými deskami

Spojení kolejnice a U-profilu má charakter vetknutého nosníku. V této kapitole budou vyšetřeny silové poměry ve spojení, aby bylo ověřeno, zda nedojde k otláčení stykových ploch kolejnic od montážního předpětí a zatěžující síly.

### Tlak od montážního předpětí předepsaného výrobcem

Výrobce stanovuje pro zvolenou přítlačnou desku použití čtyř šroubů M12 (Obr. 38). Pro každý šroub utahovací moment 55 Nm [16]. Součinitel suchého tření ve styku ocel - ocel je 0,15 až 0,20 [18]. V následujících výpočtech bude použita hodnota 0,15. Nejprve je nutné stanovit upínací sílu  $F_u$ , která bude vycházet z předepsaného předepnutí šroubu.

#### > Torque settings

Bolt purpose torque:

M6	(fixing scrapers)	10 Nm
M8	(fixing assemblies)	25 Nm
M10	(fixing assemblies)	45 Nm
M12	(dovetails & fishplates)	55 Nm
M16	(fixing rollers)	75 Nm

Obr. 38 - Výřez z katalogu kolejnic ROLLON [16]



### Výpočet upínací síly

Pro výpočet upínací síly je nejprve potřeba určit efektivní úhel sklonu závitu, do kterého se projeví úhel stoupání závitu  $\gamma$  a úhel sklonu závitu  $\beta$ . Pomocí efektivního sklonu závitu se dále určí efektivní třecí úhel.

P	1,75 mm	Stoupání
$d_2$	10,86 mm	Střední průměr závitu
$\beta$	30°	Úhel sklonu závitu
$\beta_n$	29,98°	Efektivní úhel sklonu závitu
$f_s$	0,18	Koeficient tření
$\varphi'_u$	9,82°	Efektivní třecí úhel
F	3 500 N	Zatěžující síla
$b_r$	6,24 mm	Výška stykové plochy
$L_r$	200	Délka stykové plochy

Tab. 3 - Veličiny pro rovnice 5 až 16

#### Výpočet úhlu stoupání

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,75}{\pi \cdot 10,86} = 0,0513 \quad (5)$$

$$\gamma = 2,94^\circ \quad (6)$$

#### Výpočet efektivního úhlu sklonu

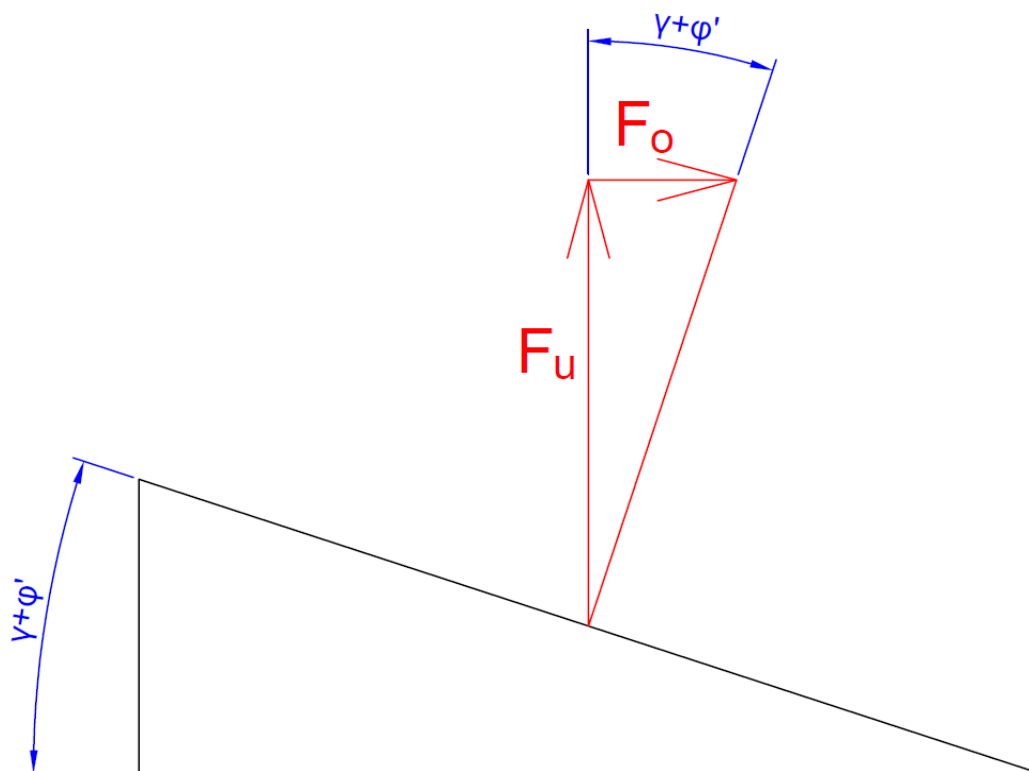
$$\operatorname{tg} \beta_N = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma = \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 2,94^\circ = 0,577 \quad (7)$$

$$\beta_N = 29,98^\circ \quad (8)$$

#### Výpočet efektivního koeficientu tření a efektivního třecího úhlu

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_s}{\cos \beta_N} = \frac{0,18}{\cos 29,98^\circ} = 0,173 \quad (9)$$

$$\varphi' = 9,82^\circ \quad (10)$$



Obr. 39 - Rozklad sil v závitu

Na Obr. 39 je vidět rozklad sil v závitu, pomocí kterého bude určena upínací síla  $F_u$ .

### **Obvodová síla na středním průměru závitu**

$$F_o = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2}} = \frac{55\,000}{\frac{10,86}{2}} = 10\,129 \text{ N} \quad (11)$$

### **Upínací síla jednoho šroubu**

$$F_u = \frac{F_o}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{10\,129}{\operatorname{tg}(2,94^\circ + 29,98^\circ)} = 44\,727 \text{ N} \quad (12)$$

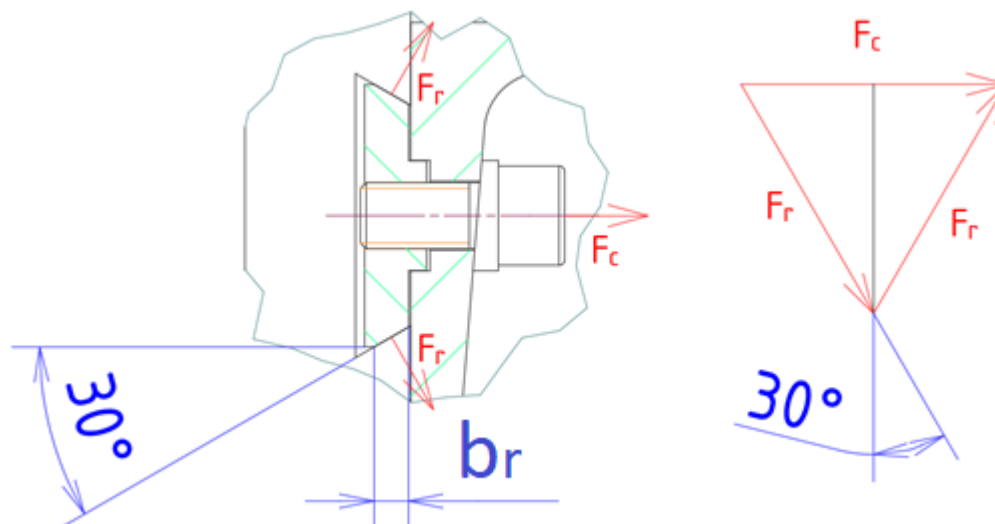
### **Celková upínací síla na jednu desku**

Jelikož jsou na každé desce čtyři šrouby, vypočítá se upínací síla na desku jako čtyřnásobek upínací síly každého šroubu.



$$F_c = 4 \cdot F_o = 4 \cdot 44\,727 = 178\,909 \text{ N} \quad (13)$$

Upínací síla se rozkládá do dvou šikmých ploch prizmatického upínacího dílu, každá o rozměru 7,2x200 mm (viz Obr. 40).



Obr. 40 - Rozklad sil v rybinovém spoji

Z Obr. 40 vyplývá, že se síly rozloží do rovnostranného trojúhelníku a síla  $F_r$  tedy bude stejná, jako síla  $F_c$ . Pro jistotu bude však síla ověřena pomocí výpočtu.

$$F_r = \frac{F_c}{2 \cdot \sin 30^\circ} = \frac{178\,909}{2 \cdot \sin 30^\circ} = 178\,909 \text{ N} \quad (15)$$

Pro výpočet tlaku, kterým budou síly  $F_r$  působit na povrch kolejnic ve stykových plochách, je nutné sílu rozložit do celé stykové plochy. Styková plocha se stanoví pomocí vztahu 16.

$$p_r = \frac{F_r}{S_r} = \frac{F_r}{\frac{b_r}{\cos 30^\circ} \cdot L_r} = \frac{178\,909}{\frac{6,24}{\cos 30^\circ} \cdot 200} = 124 \text{ MPa} \quad (16)$$

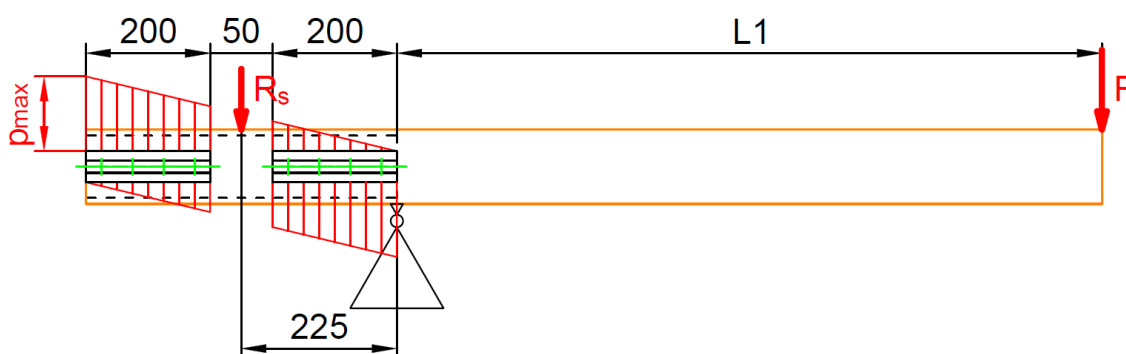
Velikost tlaku vyvozeného upínacími deskami vlivem utahení šroubů na moment předepsaný výrobcem je značná. Byť výrobce neuvádí dovolené hodnoty povrchového tlaku na hliníkovou kolejnici, ani na ocelový rybinový upínací díl, je vhodné k předepsanému utahovacímu momentu šroubů přistupovat s jistou skepsí a utahovací



moment, který bude použit při montáži přípravku, stanovit s přihlédnutím ke tlaku od provozního zatížení.

### Výpočet tlaku od provozního zatížení

Provozní zatížení je přeneseno do upínacích ploch rybinové drážky jako lineárně proměnný tlak  $p_z$ . Na Obr. 41 je znázorněn průběh tlaku.



Obr. 41 - Průběh tlaku od zátěžné síly

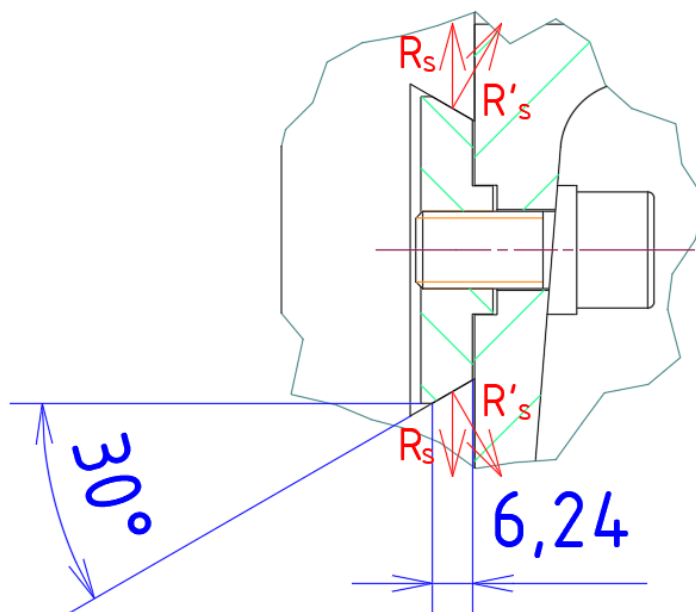
Maximální hodnota tlaku od zatížení se získá jako dvojnásobek středního tlaku vyvozeného střední silou. Střední síla se určí pomocí rovnováhy na pomyslné páce, znázorněné na Obr. 41.

### Výpočet střední síly

$$R_s = F \cdot \frac{L_1}{225} = 3\,500 \cdot \frac{1\,133}{225} = 17\,624 \text{ N} \quad (17)$$



## Výpočet středního tlaku



Obr. 42 - Rozklad sil od zátěžné síly do rybinového spoje

Na Obr. 42 je vidět, že je nutné sklopit sílu  $R_s$  pod úhlem  $30^\circ$ , aby vznikla síla  $R'_s$ , působící na styčnou plochu. Styčná plocha je však sklopena pod stejným úhlem ( $30^\circ$ ). To znamená, že síla i plocha se zvětší ve stejném poměru. Tlak tedy lze vypočítat z plochy o šířce 6,24 mm a síly  $R_s$ . Délku styčné plochy rybinového spojovacího dílu je nutné vynásobit dvěma, jelikož každou kolejnici drží dvě desky. Protože jsou kolejnice dvě je nutné sílu  $R_s$  vydělit dvěma.

$$p_s = \frac{\frac{R_s}{2}}{2 \cdot 6,24 \cdot L_r} = \frac{\frac{17\,624}{2}}{2 \cdot 6,24 \cdot 200} = 3,524 \text{ MPa} \quad (18)$$

Ze vztahu 18 vyplývá, že střední tlak na rybinový spoj vyvozený zatěžující silou bude 3,5 MPa. Maximální tlak bude dvojnásobný.

$$p_{max} = 2 \cdot p_s = 2 \cdot 3,524 = 7,048 \text{ MPa} \quad (19)$$

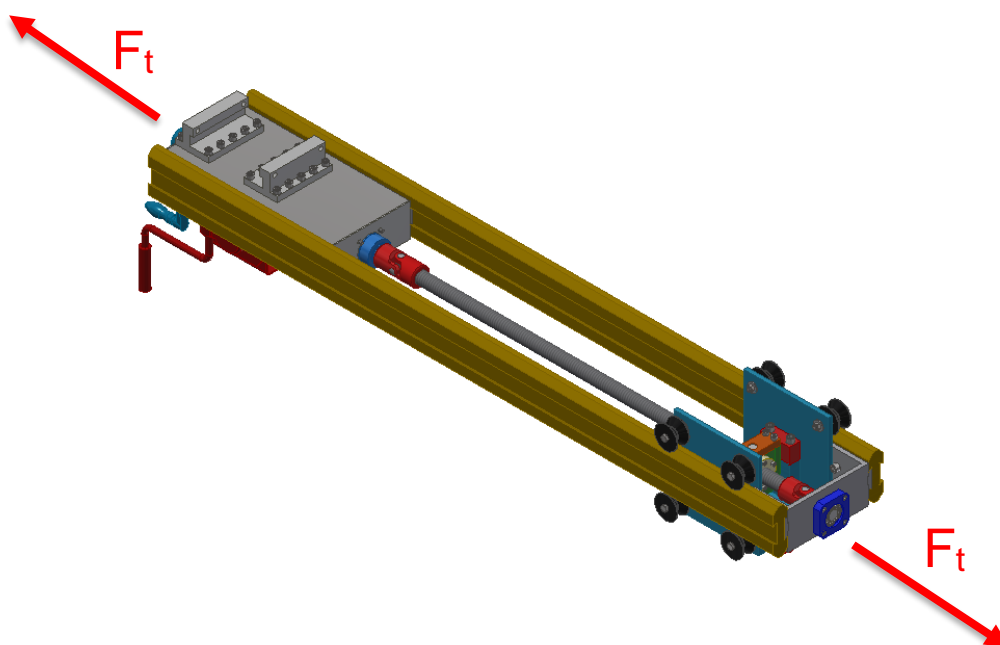




Jelikož je v rybinovém spoji tlak na kolejnice od zatížení tíhovou silou od zdvihaného břemene o dva řády menší než tlak od předepsaného předepnutí, je možné brát spoj jako vyhovující. Jelikož se však tlak vyvozený předepnutím šroubů zdá být značně veliký, bude vhodné při montáži přípravku šrouby předepnout menším utahovacím momentem. Jelikož na uložení kolejnic nebudou působit žádné axiální síly a nebude hrozit vysunutí kolejnic, lze bezpečně utahovací moment snížit. Vzhledem k bezpečnosti přípravku je vhodné ověřit, zda i při nižším utahovacím momentu šroubu, než který je výrobcem předepsán, nemůže dojít k axiálnímu posunutí kolejnic, například nevhodnou manipulací s přípravkem během jeho montáže a přípravě k provozu.

### Volba utahovacího momentu

Jak již bylo napsáno v předchozí kapitole, je vhodné zvolit pro utažení šroubů, předepínajících rybinový spoj, nižší utahovací moment, než je předepsán výrobcem. Při utažení šroubů na 55 Nm by mohlo dojít k nadměrnému otláčení kolejnic či prizmatických desek. Byl zvolen moment 20 Nm. Pro tuto hodnotu momentu je nutné stanovit ověřit otláčení prvků rybinového spoje a také sílu  $F_t$ , která by byla schopná způsobit axiální posunutí kolejnic (Obr. 43).



Obr. 43 - Znárodnění tahové síly při manipulaci s přípravkem



### **Výpočet tahové síly při snížení montážního předpětí**

Pro výpočet tahové síly od sníženého montážního předpětí je nejprve potřeba znát celkovou sílu  $F'_c$ , kterou budou prizmatické desky přitlačovat kolejnice k U-profilu. Tato síla se zmenší ve stejném poměru, jako utahovací moment.

$$F'_c = F_c \cdot \frac{M'_u}{M_u} = 178\,909 \cdot \frac{20}{55} = 65\,058 \text{ N} \quad (20)$$

Protože kolejnice jsou dvě a každá je držena dvěma deskami, je nutné sníženou celkovou přitlačnou sílu vynásobit čtyřmi. Tím je získána síla  $F'_{cc}$ , kterou budou po snížení utahovacího momentu přitlačovány kolejnice k U-profilu.

$$F'_{cc} = 4 \cdot F'_c = 4 \cdot 65\,058 = 260\,232 \text{ N} \quad (21)$$

Vynásobením této síly koeficientem tření bude získána síla  $F_t$ , kterou by bylo při sníženém utahovacím momentu nutné působit na kolejnice, aby došlo k jejich axiálnímu posunutí. Výrobce neudává koeficient tření mezi kolejnicemi a ocelí. Proto musel být koeficient nalezen jinde. Web Engineer's Handbook [19] udává statický koeficient tření mezi hliníkem a ocelí 0,61. Jelikož ale mají kolejnice povrchovou úpravu  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , pro níž nebyl koeficient tření nalezen a nelze tedy odhadnout, jakým způsobem ovlivní kluzné vlastnosti hliníku, bude pro účely výpočtu použit koeficient tření 0,3. Tím bude zaručeno, že případná chyba bude na straně bezpečnosti.

$$F_t = \mu_{Al-Fe} \cdot F'_{cc} = 0,3 \cdot 260\,232 = 78\,070 \text{ N} \quad (22)$$

Síla 78 070 N, čili síla bezmála osmu tun, nemůže žádným způsobem během používání přípravku, ani během manipulace s přípravkem nastat. Proto lze snížený utahovací moment 20 Nm bezpečně použít.

### **Tlak od sníženého montážního předpětí**

Snížené montážní předepnutí též vyvodí nižší tlak v kontaktních plochách rybinového spoje. Tento tlak se zmenší ve stejném poměru, jako utahovací moment.

$$p'_r = p_r \cdot \frac{M'_u}{M_u} = 124 \cdot \frac{20}{55} = 45 \text{ MPa} \quad (23)$$



### **Celkový tlak v rybinovém spoji**

Celkový tlak v rybinovém spoji bude součet tlaku od provozního zatížení a tlaku vyvozeném předepnutím prizmatických dílů sníženým utahovacím momentem.

$$p_c = p'_r + p_{max} = 45 + 7 = 52 \text{ MPa} \quad (24)$$

Takovýto povrchový tlak je ve spojení materiálů ocel-hliník stále dosti velký. Je však o více než polovinu nižší než tlak, který by v tomto spojení vznikl vlivem utažení šroubů momentem předepsaným výrobcem. Proto lze prohlásit, že tento spoj zatížení vydrží.

#### **7.1.7. Pohybový šroub**

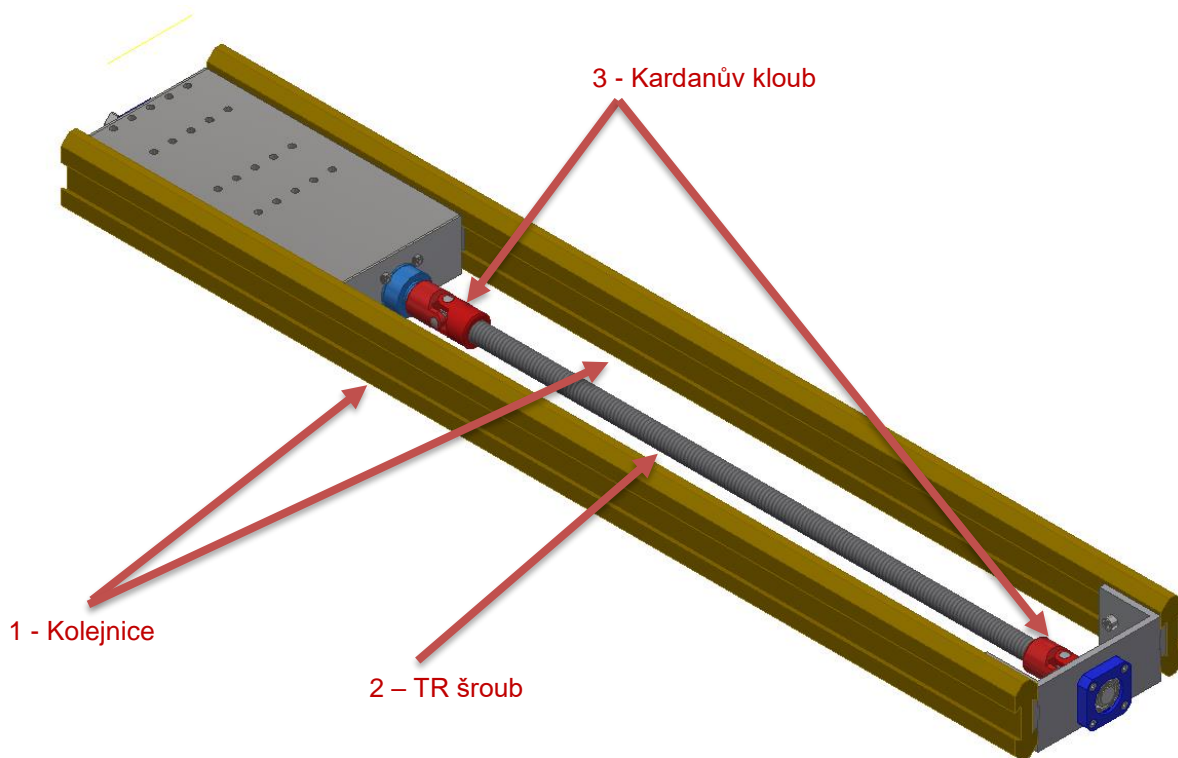
Při volbě pohybového šroubu přicházejí v potaz dvě možnosti. Klasický trapézový šroub, nebo šroub kuličkový. Kuličkový šroub umožňuje přesnější polohování a má nižší třecí odpor. Nižší třecí odpor je pro účel této diplomové práce spíše kontraproduktivní. Pokud by pohybová dvojice šroub – matice nebyla samosvorná, bylo by potřeba pohybový šroub dodatečně brzdit. Umístění brzdy by celou konstrukci zbytečně zkomplikovalo.

Přesnost polohování, kterou nabízí kuličkový šroub není důležitý parametr. Vzhledem k tomu, že bude celý montážní přípravek podléhat deformacím v řádu milimetrů, by jakékoliv zvyšování přesnosti chodu pohybové dvojice šroub – matice bylo naprosto nicotné.



### Uložení šroubu (Obr. 44)

Při uložení šroubu (2) bude nutné zamezit přenášení ohybového momentu do šroubu. Toho bude dosaženo uložení šroubu do kardanových kloubů (3). Ty umožní kompenzovat průhyb kolejnic (1).



Obr. 44 - Uložení šroubu

#### 7.1.8. Kontrola šroubu na vzpěr

F	3500 N	Axiální zatížení působící na šroub
$S_3$	491 mm <sup>2</sup>	Nejmenší průřez šroubu
$l_v$	995 mm	Výpočtová délka šroubu
$\mu$	1	Koeficient efektivní délky
L	995 mm	Skutečná délka šroubu
$\lambda$	159,2	Štíhlostní poměr
$\lambda_m$	105	Mezní štíhlostní poměr
$\sigma_E$	82,86N/mm <sup>2</sup>	Maximální dovolené napětí dle Eulera
$k_v$	11,6	Koeficient bezpečnosti ve vzpěru

Tab. 4 - Veličiny pro rovnice 25 až 29



$$\sigma_d = \frac{F}{S_3} = \frac{3500}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 7,13 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (25)$$

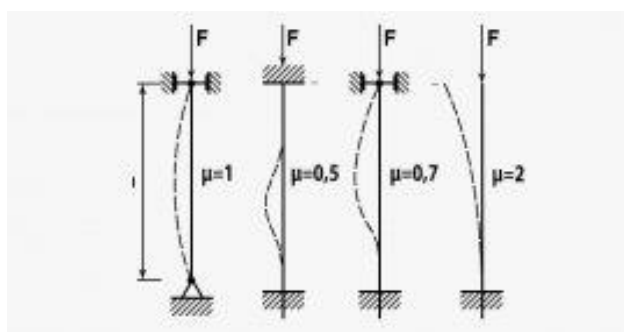
$$l_v = \mu \cdot L = 1 \cdot 995 = 400 \text{ mm} \quad (26)$$

$$\lambda = \frac{l_v}{\frac{d_3}{4}} = \frac{995}{\frac{25}{4}} = 159,2 \quad (27)$$

$\lambda_m = 105$ ;  $\lambda > \lambda_m$ ...oblast elastického vzpěru dle Eulera

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{159,2^2} = 82,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (28)$$

$$k_v = \frac{\sigma_E}{\sigma_d} = \frac{82,86}{7,13} = 11,6 \quad (29)$$



Obr. 45 - Případy vzpěru [20]

Koeficient efektivní délky byl zvolen dle Obr. 45 s ohledem na to, že šroub bude uložen v kardanových kloubech, pomáhajících kompenzovat ohyb kolejnic. Proto je při výpočtu efektivní délky šroubu použit koeficient efektivní délky  $\mu = 1$ .

Minimální bezpečnost ve vzpěru  $k_{\min} = 3,5$ . Ze vztahu 6 vyplývá, že šroub TR32x6 o délce 1084 mm má ve vzpěru dostatečnou bezpečnost.

### 7.1.9. Volba trapézové matice.

Při volbě trapézové matice je možné použít buď matici z bronzu, nebo matici z plastu. Bronzové matice sice odolávají otěru mnohem lépe, ale jelikož bude montážní přípravek použit pouze k namontování čtyř prvků stropního jeřábu do horké komory, není odolnost proti otěru důležitý parametr. Výhodou plastové matice je možnost jejího použití bez mazání. Bronzovou matici lze bez mazání vzhledem k nízké požadované životnosti použít také. Koeficienty suchého tření jsou u dvojic bronz-ocel a plast-ocel podobné. Dle strojnických tabulek je statický koeficient tření dvojice bronz-ocel 0,11 až 0,15 a dynamický koeficient tření 0,10 až 0,15 [18]. Tyto hodnoty koeficientu tření jsou podobné, jako hodnoty koeficientu tření plastových matic, které jsou konkrétně rozebrány v následujícím odstavci. Další parametr je hmotnost samotné matice. Je obecně známo,



že bronz má větší hustotu než téměř jakýkoliv druh plastu. Proto se dá předpokládat, že přírubové matice z bronzu bude výrazně těžší než přírubová matice o stejném rozměru závitů z plastu. Kvůli snaze o dosažení co nejmenší hmotnosti montážního přípravku bude použita matice plastová.

#### **7.1.10. Výpočet samosvornosti a kroutícího momentu závitové dvojice**

Pro posuv vozíku byl zvolen ocelový pohybový šroub a polymerová matice. Výrobce polymerových matic drylin udává na svých webových stránkách koeficient tření materiálu použitého na výrobu matic a oceli  $f=0,18-0,27$  [21]. Pro výpočet účinnosti závitů bude uvažována nejvyšší hodnota, tedy  $f=0,27$ , naopak pro výpočet samosvornosti, která je od závitové dvojice očekávána, bude uvažována nižší hodnota, tedy  $f=0,18$ . Výpočet bude proveden pro závit Tr32x6. Všechny vstupní hodnoty se nachází ve strojnických tabulkách. [18]

Na základě dimenzování šroubu na vzpěr byl vybrán závit TR32x6. Matice TR32x6 byla. Nejprve bylo v katalogu nutné ověřit, zda matice vydrží potřebné axiální zatížení. Z výřezu z katalogu (Obr. 46) je patrné, že největší povolené axiální zatížení je 8382 N pro materiál označený jako J a 10477 N pro materiál označený jako W300. Vzhledem k tomu, že zatěžující síla bude 3 500 N, lze tyto polymerové matice použít. K dalším výpočtům bude použit materiál označený jako J.



Technical data

Thread	Hand of rotation		Effective supporting surface [mm <sup>2</sup> ]	Max. stat. axial F [N] iglidur®				
	Right	Left		J	W300	J350	R	A180
Tr8x1.5	●	●	228	911	1,139	683	456	797
Tr10x2	●	●	353	1,414	1,767	1,060	707	1,237
Tr10x3	●	●	334	1,335	1,669	1,001	668	1,168
Tr12x3	●	●	577	2,309	2,886	1,732	1,155	2,020
Tr14x3	●	●	687	2,749	3,436	2,062	1,374	2,405
Tr14x4	●	●	660	2,639	3,299	1,979	1,319	2,309
Tr16x2	●	●	825	3,299	4,123	2,474	1,649	2,886
Tr16x4	●	●	770	3,079	3,848	2,309	1,539	2,694
Tr18x4	●	●	880	3,519	4,398	2,639	1,759	3,079
Tr20x4	●	●	1,244	4,976	6,220	3,732	2,488	4,354
Tr24x5	●	●	1,486	5,944	7,430	4,458	2,972	5,201
Tr26x5	●	●	1,698	6,320 <sup>43)</sup>	6,320 <sup>43)</sup>	6,320 <sup>43)</sup>	6,320 <sup>43)</sup>	6,320 <sup>43)</sup>
Tr28x5	●	●	1,843	4,560 <sup>43)</sup>	4,560 <sup>43)</sup>	4,560 <sup>43)</sup>	4,560 <sup>43)</sup>	4,560 <sup>43)</sup>
Tr30x6	●	●	1,951	3,576 <sup>43)</sup>	3,576 <sup>43)</sup>	3,576 <sup>43)</sup>	3,576 <sup>43)</sup>	3,576 <sup>43)</sup>
Tr30x6	●	●	1,951	7,804	9,755	–	–	6,828
Tr32x6	●	●	2,095	8,382	10,477	–	–	–
Tr36x6	●	●	3,629	14,514	–	–	–	–
Tr40x7	●	●	4,013	16,054	–	–	–	–

Obr. 46 - Výřez z katalogu matic igus drylin [22]

$\gamma$	3,768°	Úhel stoupání
i	1	Počet chodů závitu
P	6 mm	Rozteč
d <sub>2</sub>	29 mm	Střední průměr závitu
$\beta$	15°	Úhel sklonu závitu
$\beta_n$	15,319°	Efektivní úhel sklonu závitu
f <sub>u</sub>	0,27	Koeficient tření pro výpočet účinnosti
f <sub>s</sub>	0,18	Koeficient tření pro výpočet samosvornosti
$\varphi'_u$	16,039°	Efektivní třecí úhel pro výpočet účinnosti
$\varphi'_s$	10,693°	Efektivní třecí úhel pro výpočet samosvornosti
$\eta$	0,185	Účinnost
F	3 500 N	Zatěžující síla
L <sub>k</sub>	200 mm	Délka kliky
F <sub>k</sub>	45,70 N	Síla působení na kliku

Tab. 5 - Veličiny pro rovnice 30 až 40



### Výpočet úhlu stoupání

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 6}{\pi \cdot 29} = 0,06576 \quad (30)$$

$$\gamma = 3,7678^\circ \quad (31)$$

### Výpočet efektivního úhlu sklonu

$$\operatorname{tg} \beta_N = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma = \operatorname{tg} 15^\circ \cdot \cos 3,7678^\circ = 0,2674 \quad (32)$$

$$\beta_N = 15,3192^\circ \quad (33)$$

### Výpočet efektivních třecích úhlů

$$\operatorname{tg} \varphi'_s = \frac{f_s}{\cos \beta_N} = \frac{0,18}{\cos 15,319^\circ} = 0,185 \quad (34)$$

$$\operatorname{tg} \varphi'_u = \frac{f_u}{\cos \beta_N} = \frac{0,27}{\cos 15,319^\circ} = 0,280 \quad (35)$$

$$\varphi'_s = 10,693^\circ \quad (36)$$

$$\varphi'_u = 16,040^\circ \quad (37)$$

Jelikož je úhel stoupání menší než efektivní třecí úhel, bude tato šroubová dvojice samosvorná.

$$\eta_s = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi'_s)} = \frac{\operatorname{tg} 3,768^\circ}{\operatorname{tg}(3,768^\circ + 16,040^\circ)} = 0,185 \quad (38)$$

$$M_k = \frac{F \cdot d_2}{2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'_s)} = \frac{3\,500 \cdot 29}{2 \cdot \operatorname{tg}(3,768^\circ + 16,040^\circ)} = 18\,279 \text{ Nmm} \quad (39)$$

$$F_k = \frac{M_k}{L_k} = \frac{18\,279}{200} = 91,4 \text{ N} \quad (40)$$

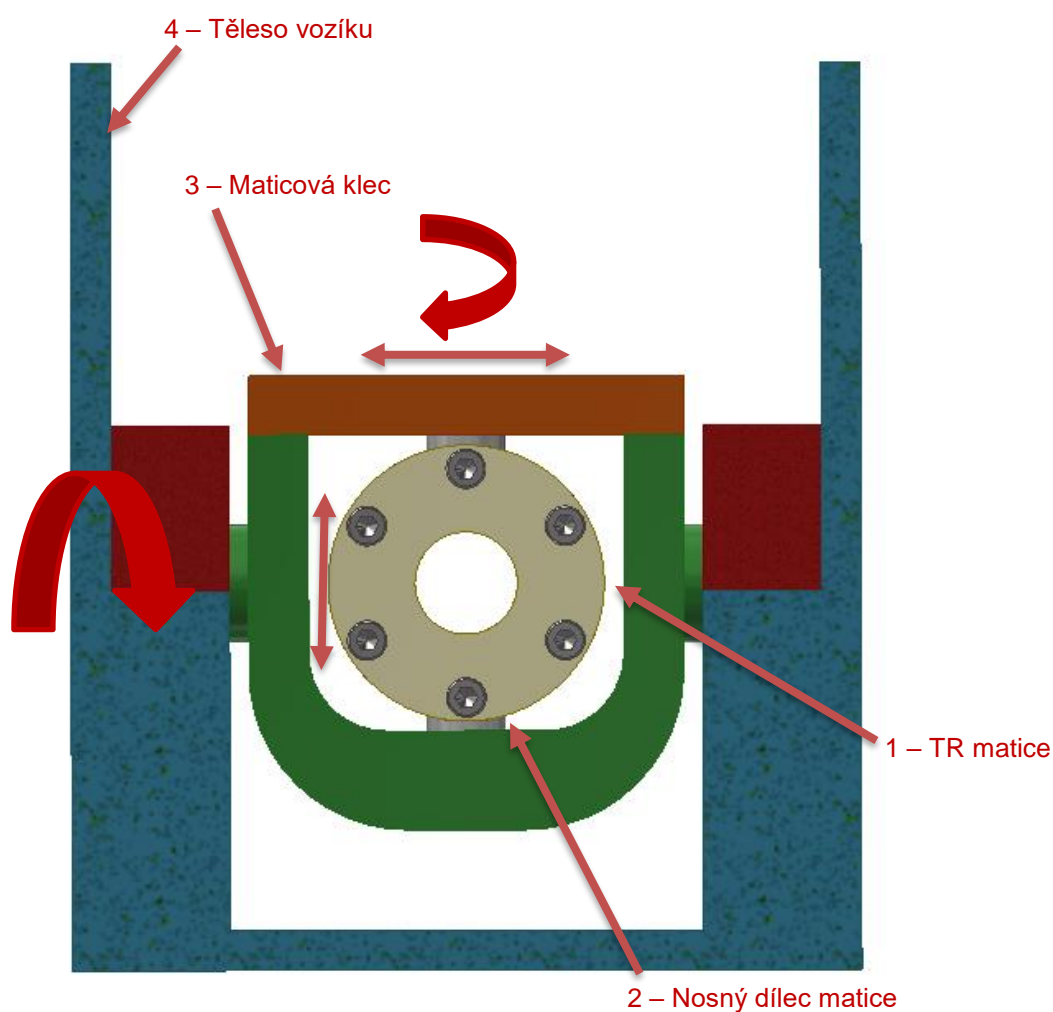
Rovnicemi 13 až 15 byla ověřena samosvornost závitové dvojice Tr32x6 při použití ocelového šroubu a polymerové matice značky drylin. Také byl vypočten kroutící moment potřebný k manipulaci s nejtěžším břemenem. Posléze byla vypočtena síla, kterou je potřeba působit na kliku, aby s ní při uvažované délce kliky 200 mm bylo možné otáčet. Tato síla byla stanovena na 91,4 N, což je síla, kterou je dospělá osoba schopna bez problému vyvodit, tudíž lze kliku o délce 200 mm použít.





### 7.1.11. Uložení trapézové matice

Jelikož bude šroub uložen do kardanových kloubů, umožňujících radiální pohyb, musí být s radiální vůlí uložena i matice do tělesa vozíku (Obr. 47). Díky uložení s vůlí je matici umožněno vykonávat translační pohyb ve dvou osách, kolem nichž může matice též rotovat. Rozsah translačního pohybu je 6 mm na každou stranu, díky čemuž je vyrovnán průhyb kolejnic, který byl stanoven na straně rovnicí 1 na 4,5 mm. Samotná matice (1) je přírubová. Je připojena na nosném dílci se dvěma čepy (2). Ty jsou s vůlí uloženy do maticové klece (3), která je opět dvěma čepy s vůlí uložena do samotného vozíku (4).

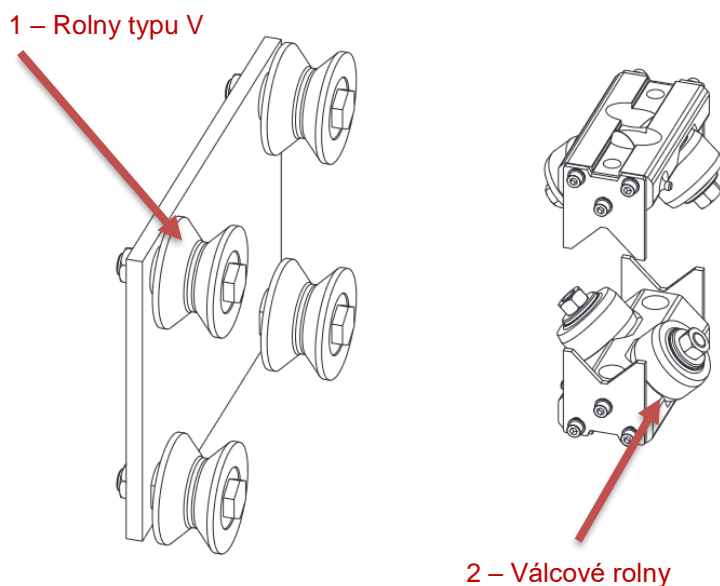


Obr. 47 - Uložení trapézové matice



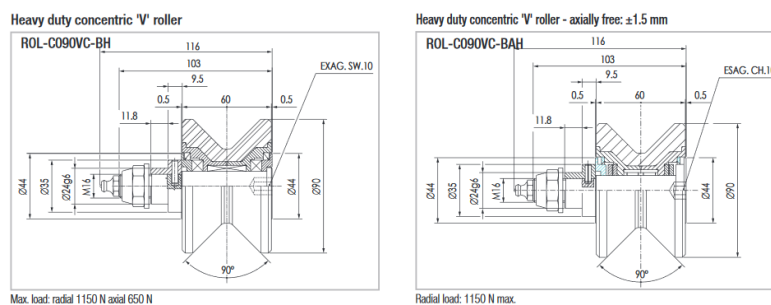
### 7.1.12. Rolny vozíku

Pro kolejnice Speedyline nabízí společnost ROLLON dva typy roln (Obr. 48). Rolny typu V (1) a válcové rolny (2), které mají osy své rotace umístěny ve vzájemném úhlu 90°. Oba dva typy roln jsou nabízeny v několika řadách lišících se únosností. Z důvodu jednodušší konstrukce a snazšího použití budou použity rolny typu V (1).

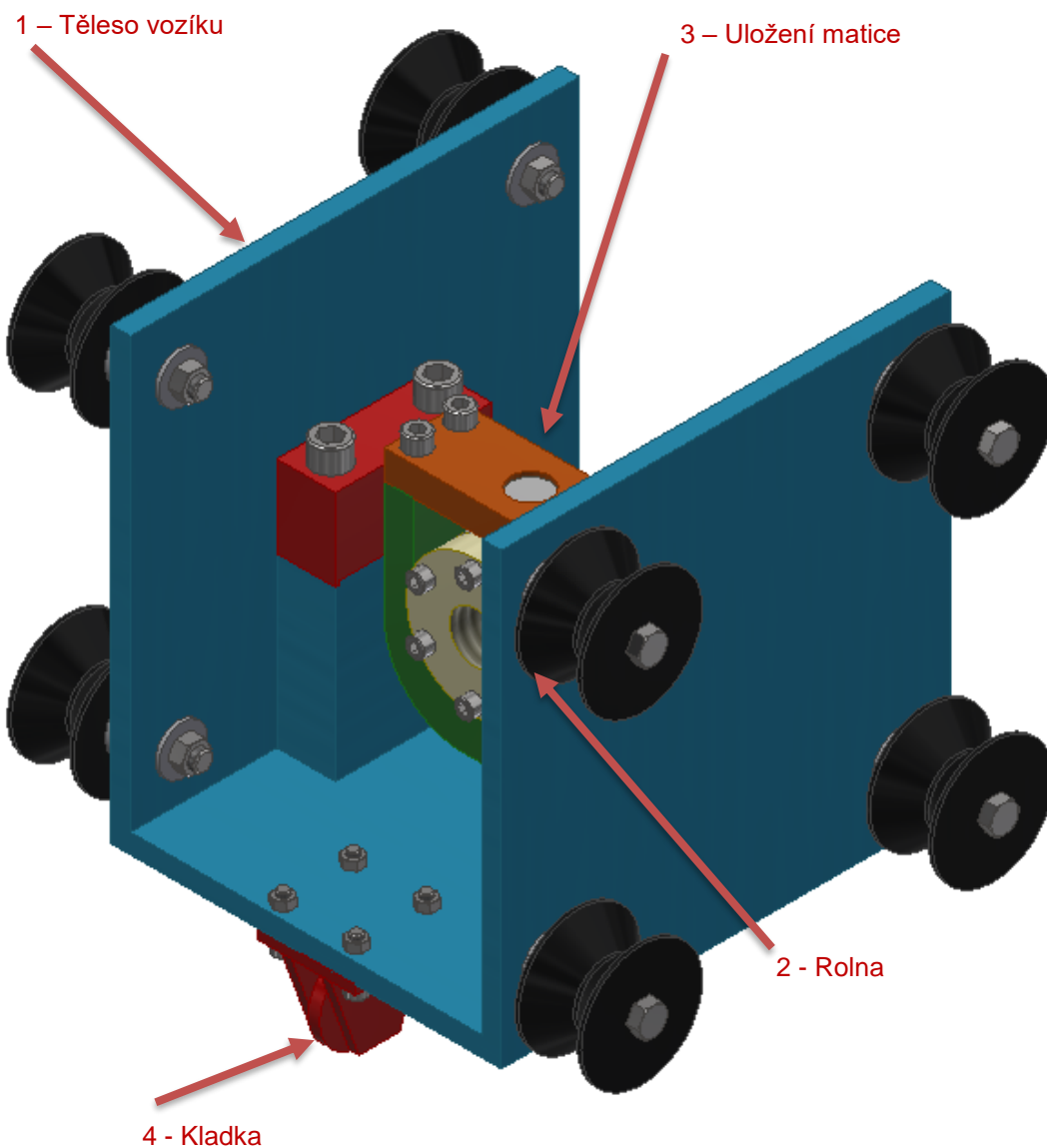


Obr. 48 - Typy roln [16]

Rolny typu V jsou k dispozici ve dvou variantách – axiálně volné a axiálně zajištěné (Obr. 49). Aby byla kompenzována případná vzájemná deformace samonosných kolejnic, budou na jedné straně vozíku použity axiálně zajištěné rolny a na druhé straně axiálně volné.



Obr. 49 - - Řez axiálně zajištěnou a volnou rolnou [16]

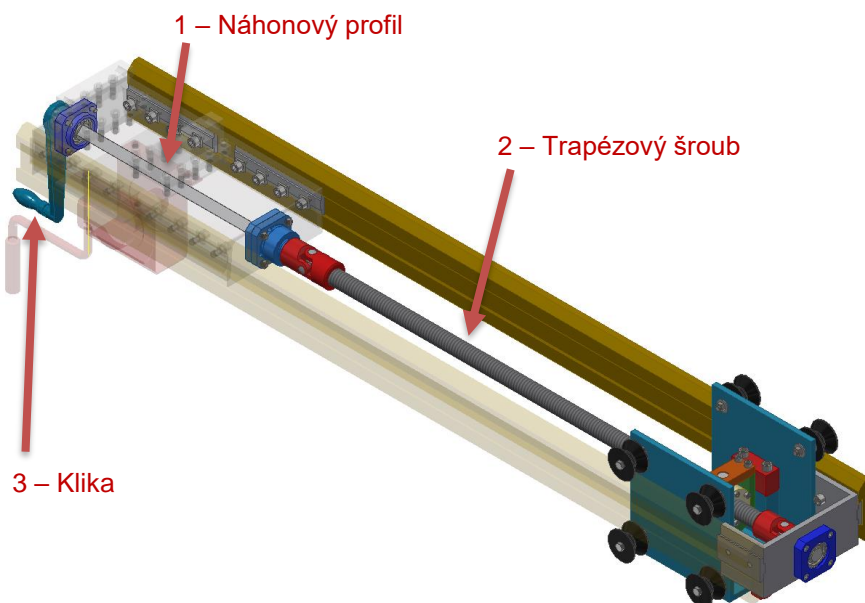


Obr. 50 - Vozík

Na Obr. 50 je vidět model sestavy vozíku. Uvnitř vozíku (1) je matice uložena se čtyřmi stupni volnosti (viz kapitola Uložení trapézové matice). Na každé straně těla vozíku jsou umístěny čtyři rolny (2). Stejné rozmístění je doporučeno výrobcem (viz Obr. 31 na straně 36). Maximální povolené radiální zatížení jedné rolny je 1150 N. Celkové maximální zatížení vozíku je 3 500 N, avšak bude rovnoměrně rozloženo mezi čtyři rolny. Zatížení jedné rolny tedy bude 875 N. Ložiska uvnitř roln jsou vybavena doživotním mazáním. Na spodní straně vozíku je umístěna kladka (4), přes kterou povede lano navijáku.

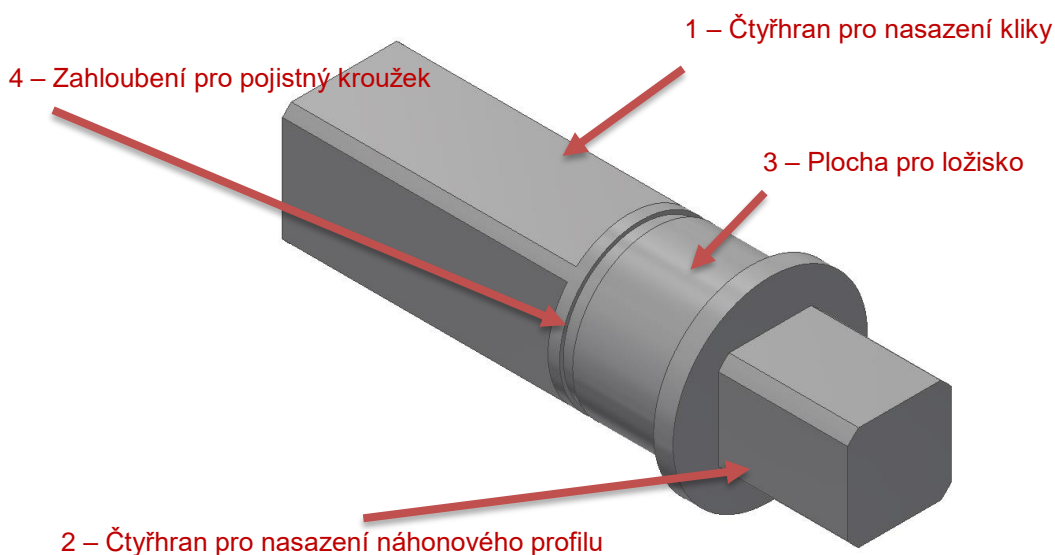


### 7.1.13. Náhonový profil



Obr. 51 - Náhonový profil

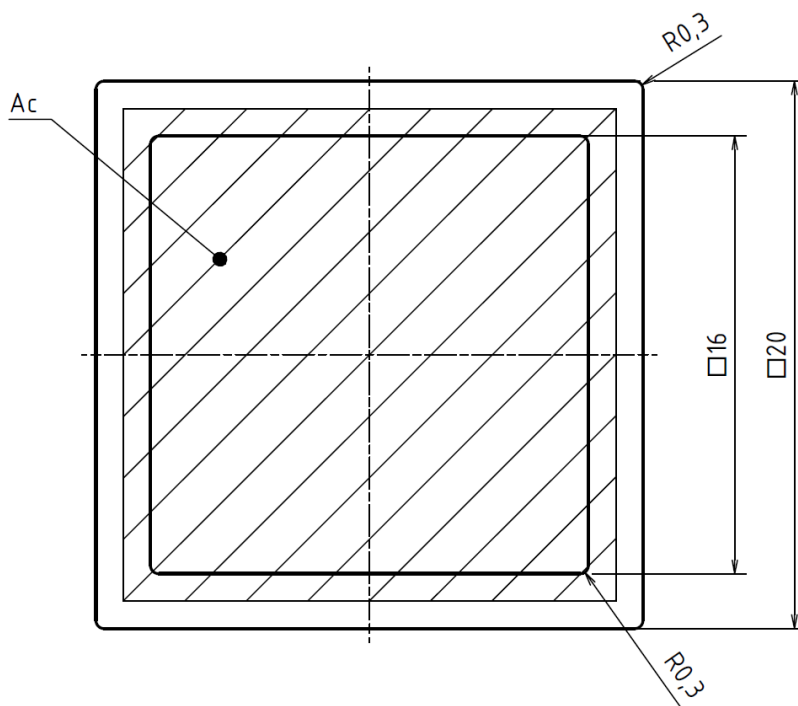
Na Obr. 51 je vidět uložení trapézového šroubu (2). Klika (3), již bude šroub naháněn, musí být snadno přístupná. Proto je umístěna na okraji lineární části. Aby byla ušetřena hmotnost, je délka šroubu pouze taková, aby bylo možné splnit požadovaný rozsah pohybu. Mezi klikou a šroubem je nutné přenést kroutící moment. Toho je dosaženo pomocí dutého čtvercového hliníkového náhonového profilu (1) s vnějšími rozměry 20x20 mm a tloušťkou stěny 2 mm. Celková délka náhonového profilu je 403 mm a je uložen s mírnou axiální vůlí. Mezi klikou a náhonovým profilem je kroutící moment přenášen pomocí mezikusy (Obr. 52), jež je uložený do ložiska a má na každém svém konci čtyřhran, na němž je klika i náhonový profil nasazen. Obdobně je moment přenášen i mezi náhonovým profilem a kardanovým kloubem, do něž je uložen trapézový šroub. Pouze s tím rozdílem, že přenos kroutícího momentu mezi mezikusem a kardanovým kloubem je realizován pomocí pera.



Obr. 52 - Mezikus se čtyřhrany

#### 7.1.14. Ověření náhonového profilu na krut

Jako náhonový profil byl použit dutý čtvercový lisovaný profil dle normy ČSN EN 755-1 z hliníku EN AW-6060 T66 (Obr. 53). Náhonový profil je dlouhý 403 mm. Tento profil bude přenášet kroutící moment mezi trapézovým šroubem a klikou. Díky svému uložení nebude zatížen žádnou axiální či ohybovou silou.



Obr. 53 - Náhonový profil s vyznačenou redukovanou plochou



Následujícím výpočtem bude ověřena schopnost profilu přenést požadovaný krouticí moment, který byl na základě zatížení šroubu, jeho stoupání a tření mezi šroubem a maticí v rovnici 39 stanoven na hodnotu 9,139 Nm.

$M_k$	9 139 Nmm	Krouticí moment přenášený náhonovým profilem
$a$	20 mm	Vnější rozměr profilu
$G$	26 400 MPa	Modul pružnosti hliníku ve smyku
$\tau_D$	65 MPa	Dovolené napětí ve smyku
$L$	403 mm	Délka náhonového profilu
$r_1$	2 mm	Vnitřní poloměr náhonového profilu

Tab. 6 - Veličiny pro rovnice 41 až 50

### Výpočet plochy uvnitř střední křivky profilu

$$A_c = \bar{a}^2 = (a - t)^2 = (20 - 2)^2 = 324 \text{ mm}^2 \quad (41)$$

### Výpočet momentu přenositelného uzavřeným profilem

$$M_k^{uz.pr.} = 2 \cdot A_c \cdot t \cdot \tau_D = 2 \cdot 324 \cdot 2 \cdot 65 = 84\,240 \text{ Nmm} \quad (24)$$

### Výpočet torzní tuhosti

$$G \cdot \vartheta = \frac{\oint_{(s)} \tau_s \cdot ds}{2 \cdot A_c} = \frac{4 \cdot \tau_D \cdot \bar{a}}{2 \cdot \bar{a}^2} = \frac{2 \cdot \tau_D}{\bar{a}} = \frac{2 \cdot 65}{18} = 7,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-3} \quad (43)$$

$$\vartheta = \frac{7,2}{G} = \frac{7,2}{26400} = 2,74 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (44)$$

### Výpočet celkového natočení

$$\varphi_n = l \cdot \vartheta = 403 \cdot 2,74 \cdot 10^{-4} = 0,11 \text{ rad} = 6,3^\circ \quad (45)$$

Z rovnice 45 vyplývá, že natočení náhonového hřídele bude  $6,3^\circ$ . Takto velké natočení však provozu nevadí, jelikož se na absolutní přesnosti polohování projeví velmi málo. Také proto, že bude přípravek ovládán ručně a obsluha bude moci natočení náhonového hřídele reagovat.

### Výpočet externího napětí uzavřeného profilu

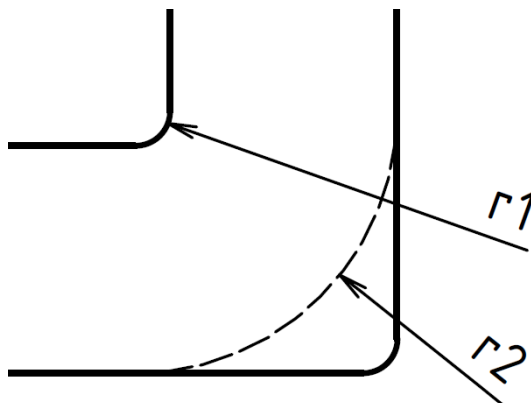
$$\tau_{ext} = \tau_D + G \cdot \vartheta \cdot t = 65 + 7,2 \cdot 2 = 79,4 \text{ MPa} \quad (46)$$



## Kontrola napětí v rozích

Pro kontrolu napětí v rozích je potřeba nejprve stanovit pomyslný vnější poloměr rohu (Obr. 54). Ten bude použit pro výpočet konstanty, jež bude součástí výpočtu napětí v rozích. Pomyslný vnější poloměr rohu se spočítá tak, že se k poloměru vnitřního rohu přičte tloušťka stěny.

$$r_2 = r_1 + t = 0,3 + 2 = 2,3 \text{ mm} \quad (47)$$



Obr. 54 - Schéma pro výpočet vnějšího radiusu náhonového profilu

## Výpočet konstanty

$$C = \frac{\tau_D \cdot t \cdot \frac{G \cdot \vartheta}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{65 \cdot 2 \cdot \frac{7,2}{2} \cdot (2,3^2 - 0,3^2)}{\ln \frac{2,3}{0,3}} = 54,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (48)$$

## Výpočet napětí v rohu

$$\tau_{r_1} = G \cdot \vartheta \cdot r_1 + \frac{C}{r_1} = 7,2 \cdot 0,3 + \frac{54,6}{0,3} = 189,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (49)$$

## Výpočet maximálního dovoleného krouťicího momentu

$$M_{kD} = M_k \cdot \frac{\tau_D}{\max(\tau_{ext}; \tau_{r_1})} = M_k^{uz.pr.} \cdot \frac{\tau_D}{\tau_{r_1}} = 84240 \cdot \frac{65}{189,5} = 28\,895 \text{ Nmm} \quad (50)$$

Z rovnice 50 vyplývá, že maximální krouťicí moment přenositelný náhonovým hřídelem je 28 895 Nmm, což je několikanásobně více, než krouťicí moment, kterým je potřeba působit na trapézový šroub (jež bude naháněný náhonovým hřídelem), stanovený v rovnici 14 jako 9 139 Nmm. Tento čtyřhraný profil tedy lze jako náhonový hřídel použít.



### 7.1.15. Lanový naviják

Klíčovým prvkem lineární části je lanový naviják. Jeho funkcí je vytahovat břemeno přes kladku umístěnou na vozíku. Bylo zvažováno využití elektrického navijáku. Ten byl ale již v počáteční fázi konstrukce zavrhnut kvůli své značné hmotnosti. Všechny elektrické navijáky s dostatečnou nosností, které byly v rámci rešerše nalezeny, měly hmotnost bez lana kolem sto kilogramů. Takto velká hmotnost jejich použití znemožňuje. Proto bylo přistoupeno k použití ručního navijáku. Naviják musí být schopen být během zdvihání břemene bezpečně zafixovatelný v jakékoliv fázi zdvihu. Proto byl zvolen naviják se samosvorným šnekovým převodem. Takový naviják nepotřebuje externí brzdu. Vzhledem k tomu, že celý přípravek je navrhován na zatížení 3 500 N, tedy na břemeno o hmotnosti 350 kg, byl zvolen naviják HA-WM-400 (Obr. 55) od německého výrobce Haacon, který disponuje nosností 400 kg v první vrstvě lana a 350 kg v poslední vrstvě lana. (Rozdílná nosnost je způsobena změnou ramene při navíjení lana na buben.) Z pohledu nosnosti je tedy vyhovující. Naviják váží pouhých 6 kg a je schopen pojmout lano až o délce 4 m. Výška, kterou budou muset zdvihaná břemena při zdvihání z podlahy ke stropu překonat, je méně, než 3,5 m. Předepsaná tloušťka lana je 6 mm. Jelikož je lano výrobcem předepsáno na použití v navijáku o nosnosti 400 kg, nebude v této diplomové práci jeho nosnost ověřována výpočtem. [23]



© www.winchshop.co.uk

Obr. 55 Lanový naviják Haacon HA-WM-400 [23]

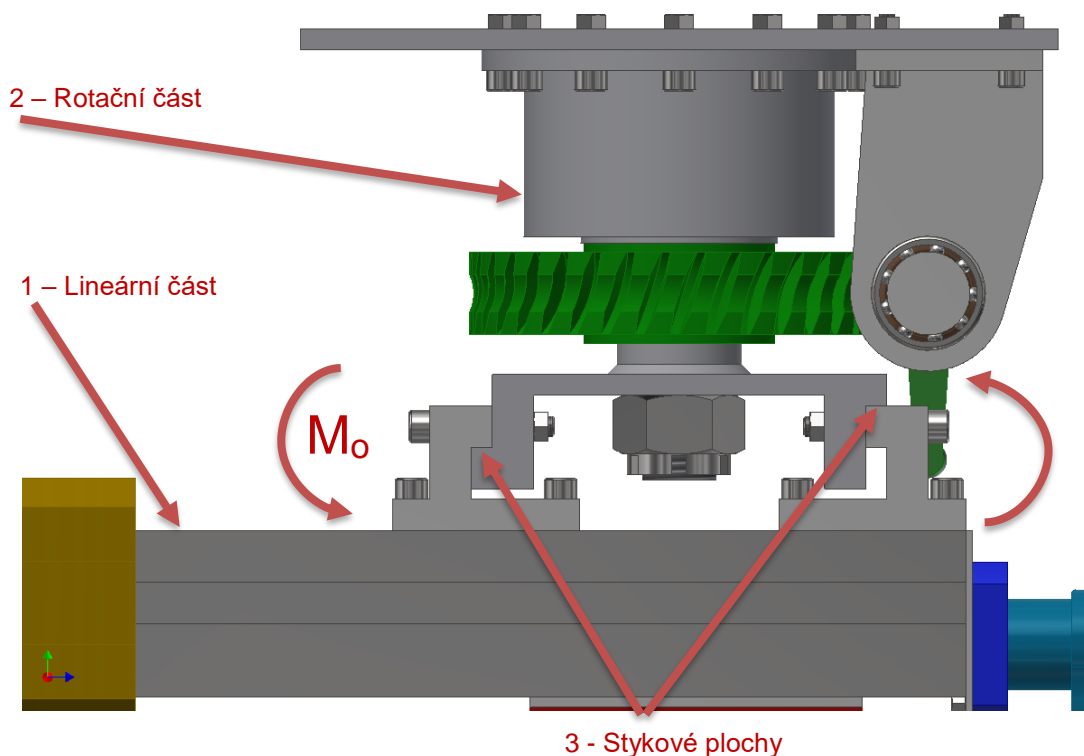




## 7.2. Spojovací rozhraní

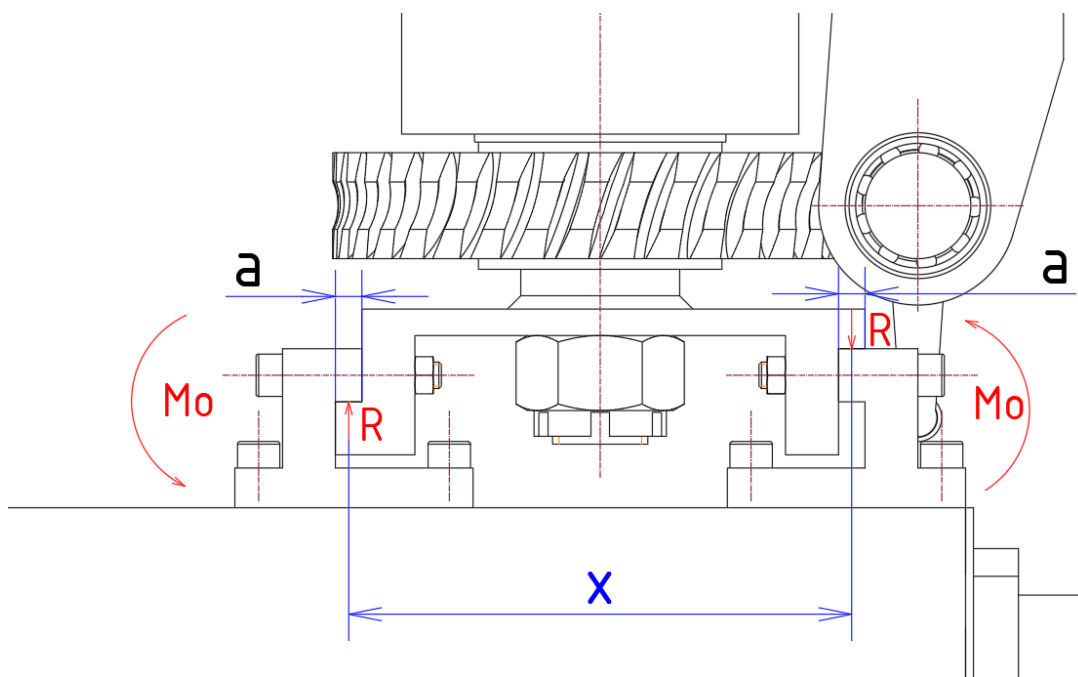
Spojovací rozhraní bude zajišťovat připojení lineární části na část rotační. Jak už bylo řečeno, přípravek musí být namontován pod strop pouze pomocí lidské síly. Kvůli hmotnosti přípravku je nutné ho vhodně rozdělit na dvě části – lineární (1) a rotační (2) – které budou ke stropu přimontovány postupně. Aby mohly tyto části být snadno spojeny, je nutné, aby byly vybaveny spojovacím rozhraním, které zajistí rychlou a snadnou montáž. Spojovací rozhraní bylo navrženo tak, aby bylo možné lineární část na část rotační nasunout. Veškeré namáhání bude přenášeno stykovými plochami (3). Aby nedošlo k vysunutí a rozpojení spojovacího rozhraní, bude nutné ho zajistit šrouby. Ty však budou mít pouze pojistnou funkci a nebudou namáhány téměř žádnými silami.

### 7.2.1. Kontrola spojovacího rozhraní



Obr. 56 - Namáhání spojovacího rozhraní

Na Obr. 56 je znázorněno namáhání spojovacího rozhraní mezi lineární částí (1) a rotační částí (2) ohybovým momentem  $M_o$ . Stykové plochy (3) je potřeba ověřit na stříh a tlak.



Obr. 57 - Spojovací rozhraní s vyznačením reakcí

Na Obr. 57 jsou vyznačeny reakce a základní rozměry použité ve výpočtu stříhu a otláčení spojovacího rozhraní.

Vzhledem k řádovému rozdílu mezi ramenem, na němž působí ohybový moment a šířkou stykových ploch, bude zvažováno rovnoměrné rozložení napětí po celé stykové ploše. Reakce jsou umístěny do poloviny šířky stykových ploch. Vzhledem k tomu, že je ohybový moment vyvozen zatížením značně vyšším, než je hmotnost samotného přípravku, nebude hmotnost přípravku uvažována.

a	10 mm	Šířka stykových ploch
b	20 mm	Délka stykových ploch
c	15 mm	Výška stykových ploch
x	190 mm	Vzdálenost mezi působišťmi sil
$M_o$	5 007 500 Nm	Ohybový moment

Tab. 7 - Veličiny pro rovnice 51 až 55



### Výpočet reakcí

$$R = \frac{M_o}{\frac{x}{2}} = \frac{7\,000\,000}{\frac{190}{2}} = 18\,421\,N \quad (51)$$

### Výpočet střižné plochy

$$S_s = c \cdot b = 20 \cdot 150 = 3\,000\,mm \quad (52)$$

### Střihové napětí

$$\tau_s = \frac{R}{S_s} = \frac{18\,421}{3\,000} = 6,14\,MPa \quad (53)$$

### Výpočet otláčené plochy

$$S_t = a \cdot b = 10 \cdot 150 = 1\,500\,mm \quad (54)$$

### Tlakové napětí ve stykových plochách

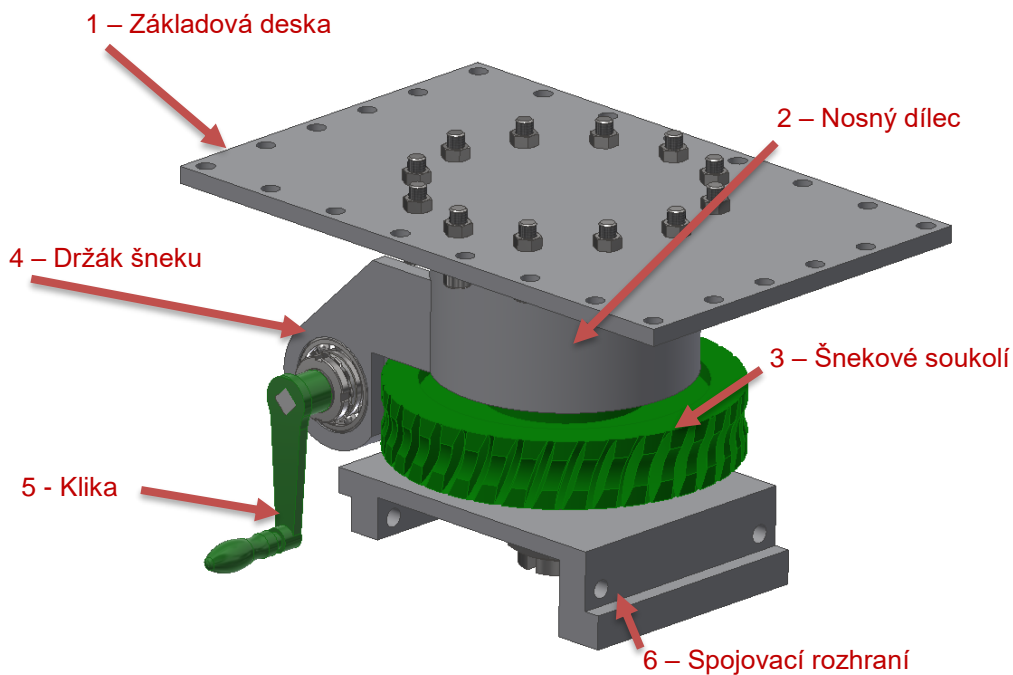
$$p = \frac{R}{S_t} = \frac{18\,421}{1\,500} = 12,28\,MPa \quad (55)$$

Jak střižové, tak tlakové napětí jsou značně menší než dovolené hodnoty pro ocel 11 375, z níž jsou prvky spojovacího rozhraní vyrobeny.



### 7.3. Rotační část

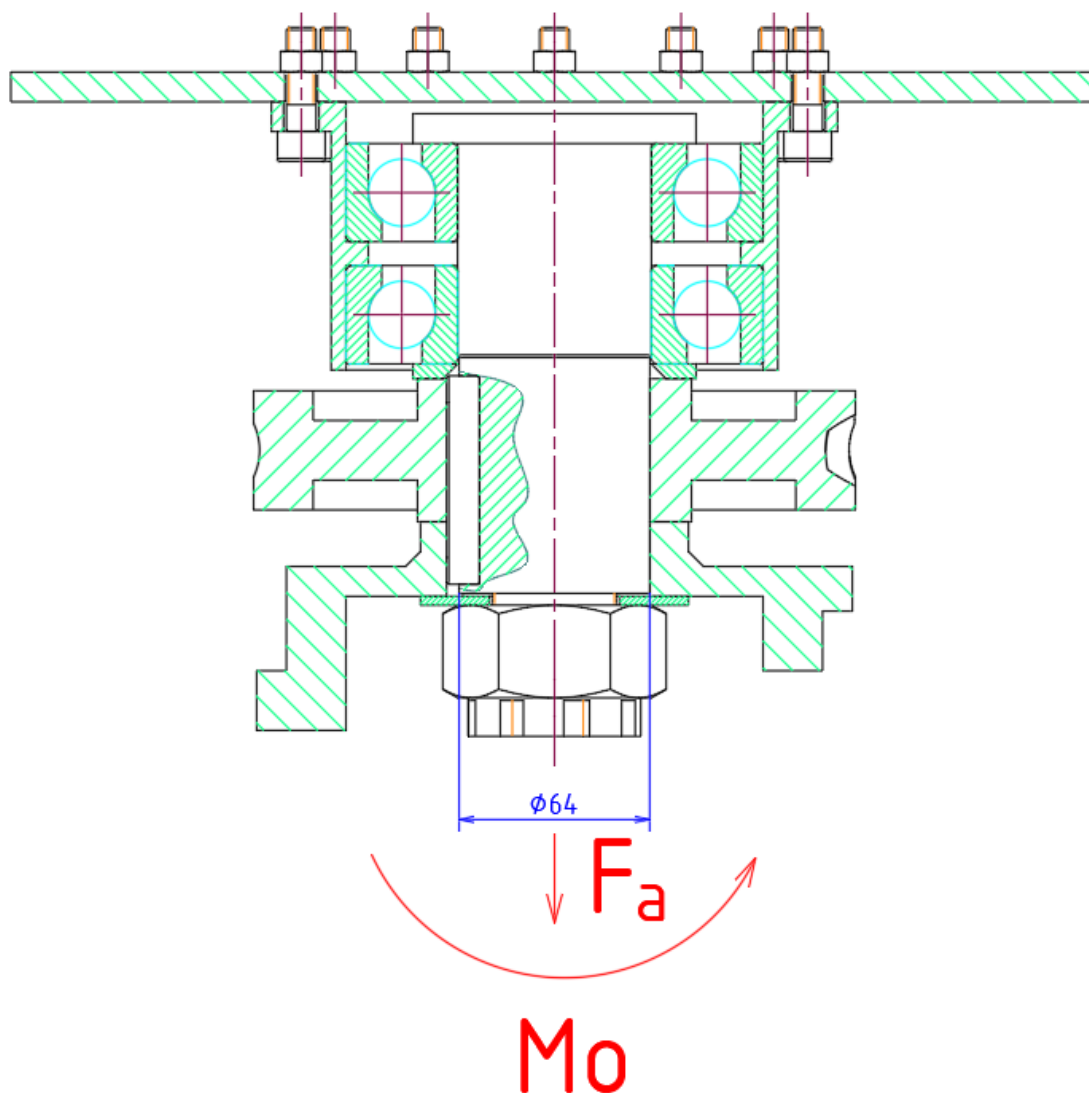
Rotační část Obr. 58 zajišťuje rotaci celého přípravku kolem svislé osy. Skládá se ze základové desky (1), která nese celý přípravek a která se bude připojovat ke stropu horké komory. Na základovou desku je připojen nosný dílec, v němž je přes ložiska s kosoúhlým stykem uložena hřídel nesoucí šnekové kolo (3) a spojovací rozhraní (6). Ložiska a hřídel budou rozebrána v následujících kapitolách. Šnek pohánějící šnekové kolo je umístěný v držáku šneku (4), přišroubovaném na základové desce. Šnek je poháněn ruční klikou (5).



Obr. 58 - Rotační část



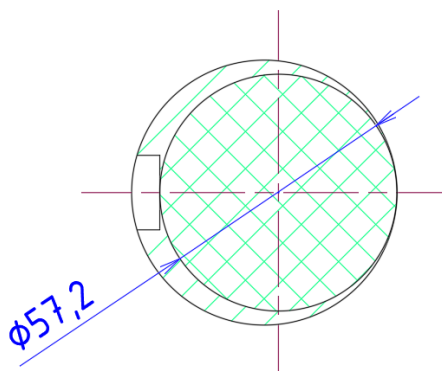
### 7.3.1. Namáhání nosného hřídele



Obr. 59 - Řez rotační částí s vyznačením namáhání nosného hřídele

Na Obr. 59 je znázorněno, namáhání hřídele o průměru 64 mm s perem 18e7 x 11 x 70 (ČSN 02 2562). Hřídel je namáhán ohybovým momentem  $M_o$  a axiální silou  $F_a$ . Ta se skládá ze síly od zdvihaného břemene a také předepnutí vyvozeného maticí. Předepnutí bylo zvoleno jako dvojnásobek zátěžné síly,  $F=3\ 500\ \text{N}$ . Celková axiální síla působící na hřídel  $F_a$  je tedy 13 500 N.

Jelikož je v hřídeli umístěno pero, je potřeba stanovit jeho redukováný průměr, který bude při výpočtu namáhání použit.



Obr. 60 - Redukovaný průměr nosného hřídele

Z Obr. 60 vyplývá, že redukovaný průměr  $d_{red}$  je 57,2 mm.

### Výpočet namáhání od ohybového momentu

Pro výpočet ohybového namáhání je nejprve potřeba stanovit průřezový modul  $W_o$ .

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{red}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 57,2^3}{32} = 18\,373,3 \text{ mm}^3 \quad (56)$$

Ohybové napětí se pak stanoví jako:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{5\,057\,500}{18\,373,3} = 218,1 \text{ MPa} \quad (57)$$

### Výpočet namáhání od axiální síly

Pro výpočet namáhání od axiální síly je potřeba stanovit plochu uvnitř redukovaného průměru.

$$S_{red} = \frac{\pi \cdot d_{red}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 57,2^2}{4} = 2\,569,7 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

Poté lze vypočítat tahové napětí jako:

$$\sigma_t = \frac{F_a}{S_{red}} = \frac{13\,500}{2\,569,7} = 5,3 \text{ MPa} \quad (59)$$

### Stanovení celkového napětí v hřídeli

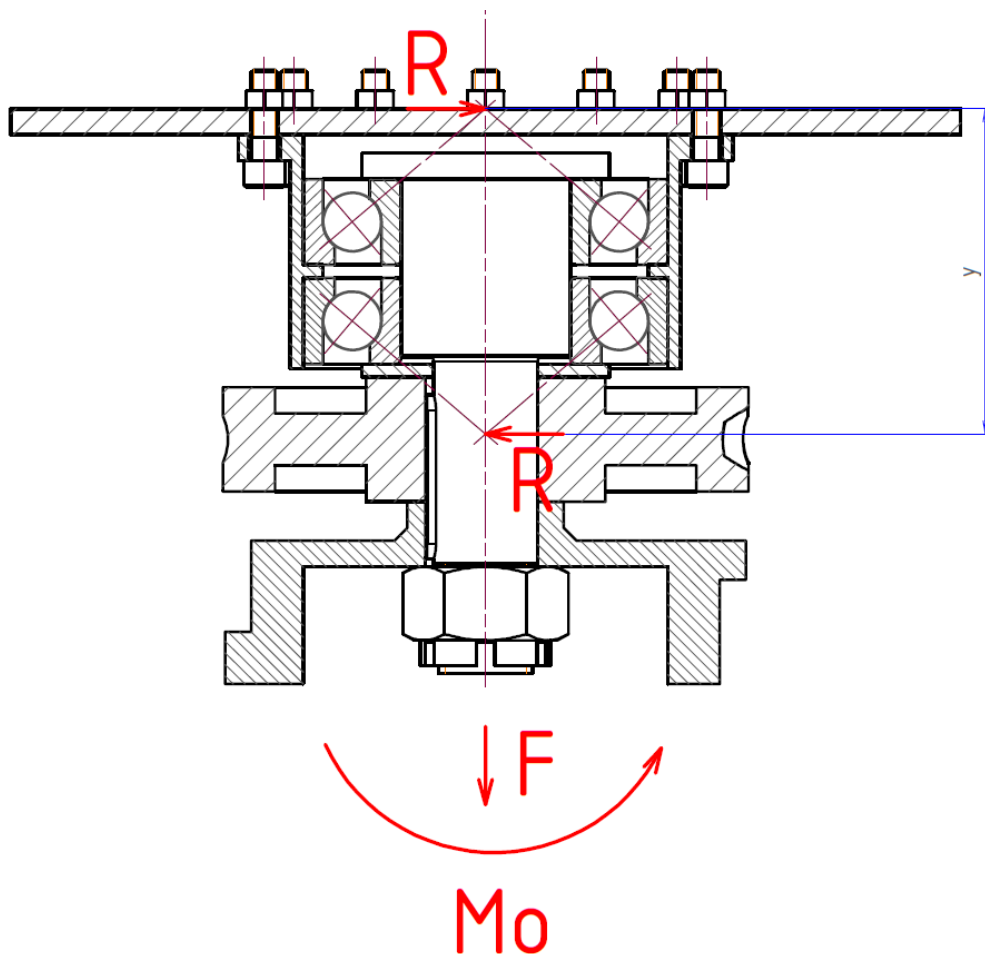
Celkové napětí v hřídeli je součtem napětí ohybového – vyvozeného momentem, a napětí tahového – vyvozeného axiální silou.

$$\sigma_c = \sigma_o + \sigma_t = 218,1 + 5,3 = 223,4 \text{ MPa} \quad (60)$$

Z této hodnoty vyplývá, že bude pro výrobu hřídele nutné použít 15 260.7 – zušlechtěný na horní hranici obvyklou u této jakosti.



### 7.3.2. Ověření ložisek



Obr. 61 - Rozbor působení sil na ložiska

V rotační části jsou použita kuličková ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7313. Vzhledem k velkému ohybovému momentu, který budou muset ložiska zachytit, bylo zvoleno jejich uložení do „O“. Na obě ložiska budou působit radiální síly  $R$  vyvozené ohybovým momentem  $M_o$ . (viz Obr. 61)

#### Výpočet radiálních sil

$$R = \frac{M_o}{\frac{y}{2}} = \frac{7\,000\,000}{\frac{125}{2}} = 28\,000\,N \quad (61)$$

#### Ekvivalentní zatížení ložiska

Při stanovení ekvivalentního zatížení je nejprve nutné určit poměr axiální a radiální síly.

$$e = \frac{F}{R} = \frac{3\,500}{28\,000} = 0,125 \quad (62)$$

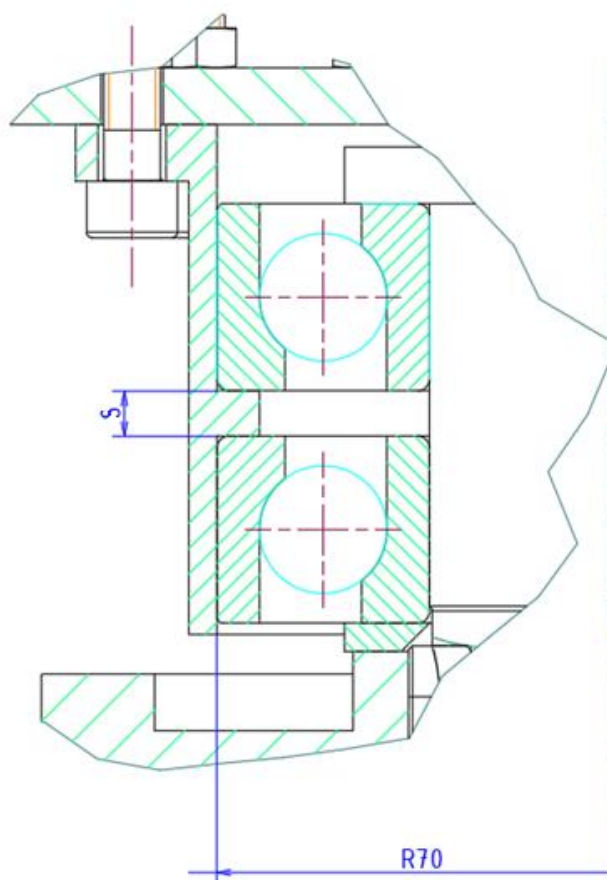


V produktové kartě na webu SKF je uvedeno, že pokud je poměr axiální a radiální síly větší nebo roven 1,14 [24], je nutné pro stanovení ekvivalentního zatížení ložiska uvažovat jak axiální, tak radiální sílu. Pro hodnotu menší, je ekvivalentní zatížení rovno radiální síle. Z rovnice 62 vyšlo, že poměr sil je 0,125. Ekvivalentní zatížení je tedy rovno radiální síle.

Protože ložiska budou zajišťovat pouze velmi pomalé otáčení zakládacího přípravku, jehož úkolem je zajistit montáž pouze čtyř prvků stropního jeřábu, není potřeba ověřovat dynamickou životnost ložisek. Statická únosnost je dle produktové karty na webu SKF 86,5 kN [24]. Ložisko tedy zatížení o velikosti 28 kN bude schopné zachytit s dostatečnou bezpečností.

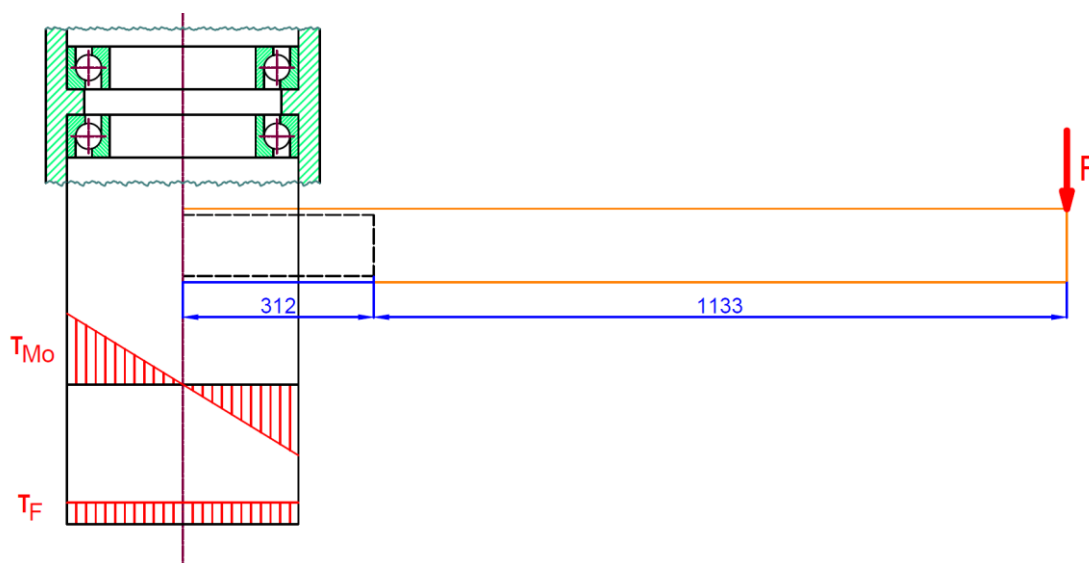
### 7.3.3. Střih nákrůžku uložení ložisek

Hmotnost břemene, přípravku i vyvozené momenty jsou přeneseny do rámu přípravku přes vnitřní nákrůžek nosného dílce (Obr. 58 pozice 2). Kritickým průřezem je přechod nákrůžku do stěny dílce (Obr. Obr. 62).



Obr. 62 - Detail uložení ložisek na nákrůžku



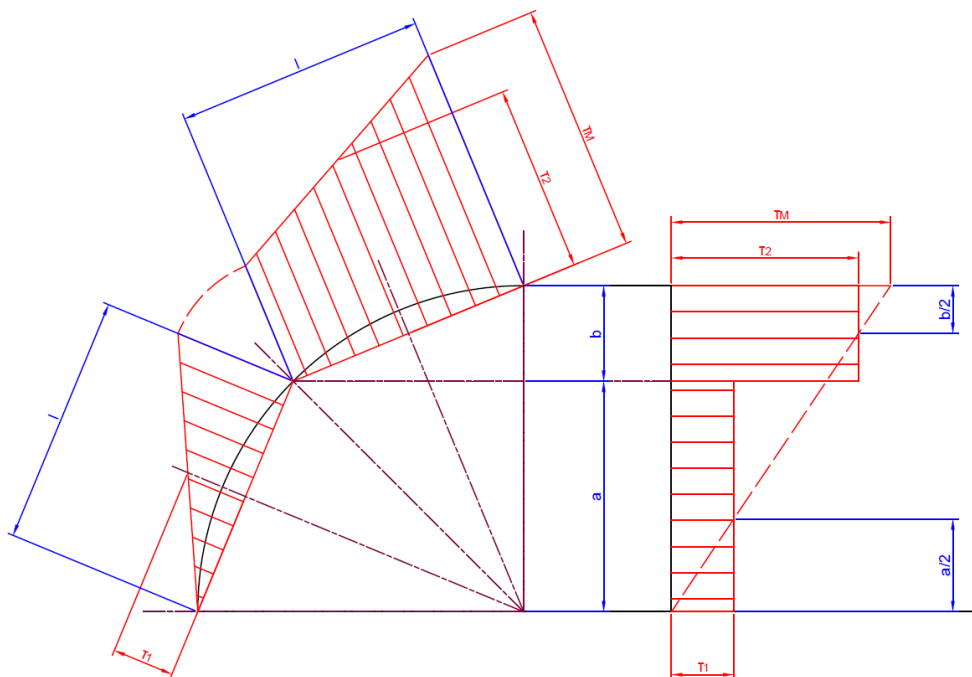


Obr. 63 - Schéma zatížení kákrůžku

Namáhání je smykové, složené ze smyky od ohybového momentu a od posouvajících sil, vyvozených hmotností břemene a přípravku (Obr. 63).

### Maximální smykové napětí $\tau_{\max} = \tau_m + \tau_p \leq \tau_{dov}$

Smykové napětí od momentu probíhá po kruhovém oblouku a má proměnlivou velikost, závislou na odlehlosti od osy otáčení. Pro účely výpočtu bude kruhový oblouk nahrazen lomenou čarou. Její délka je menší než délka oblouku, výsledek tedy bude na straně bezpečnosti. (Obr. 64)



Obr. 64 - Nahrazení rozložení namáhání po nákrážku

Pro náhradní úsečky délky  $l$  byly zavedeny střední hodnoty napětí  $\tau_1$  a  $\tau_2$ , které působí v úsecích  $a$  a  $b$ . Pro délky úseků platí následující vztahy:

$$a = \frac{R}{\sqrt{2}} = \frac{70}{\sqrt{2}} = 49,5 \text{ mm} \quad (63)$$

$$b = R - a = R - \frac{R}{\sqrt{2}} = 70 - \frac{70}{\sqrt{2}} = 20,5 \text{ mm} \quad (64)$$

Pro délku úseku  $l$  platí:

$$l = 2 \cdot R \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 70 \cdot \sin 22,5^\circ = 53,6 \text{ mm} \quad (65)$$

Nosný průřez je součinem délky  $l$  a tloušťky  $s$  dané konstrukcí.

Na nosném půlkruhu se tak vyskytují dva nosné průřezy  $s \cdot l$  s napětím  $\tau_1$  a dva nosné průřezy  $s \cdot l$  s napětím  $\tau_2$ . Protilehlý oblouk zachycuje reakce stejné velikosti působící v opačném směru.

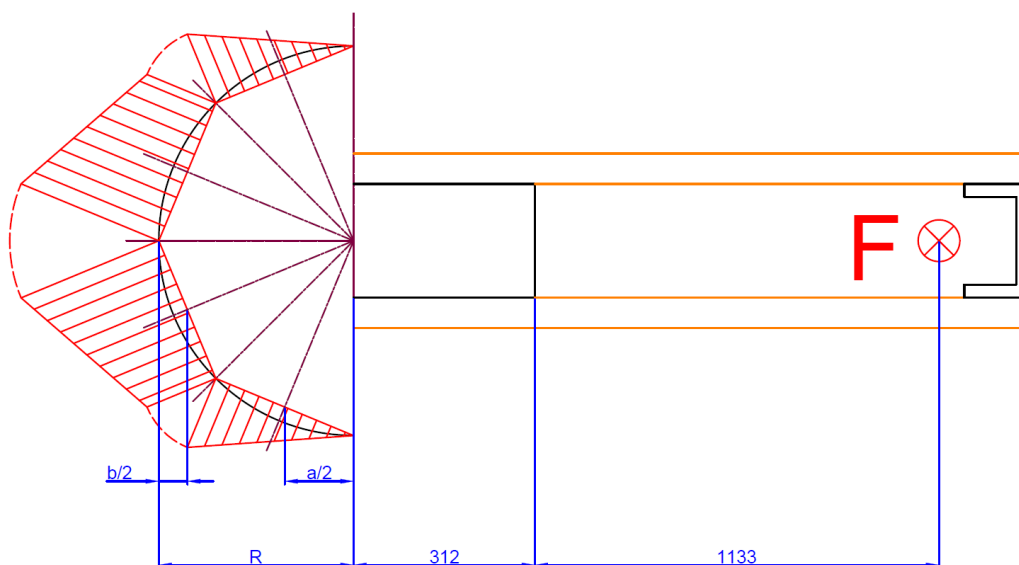


### Výpočet středních napětí $\tau_1$ a $\tau_2$ jako funkce $\tau_M$

$$\tau_1 = \tau_M \cdot \frac{R - \frac{b}{2}}{R} = 0,854 \cdot \tau_M \quad (66)$$

$$\tau_2 = \tau_M \cdot \frac{\frac{a}{2}}{R} = 0,354 \cdot \tau_M \quad (67)$$

Součin středních napětí nosných ploch a příslušných ramen působení musí být v rovnováze s ohybovým momentem od provozního zatížení (Obr. 65). Vlastní hmotnost ramene přípravku byla při výpočtu momentu zanedbána.



Obr. 65 - Působení namáhání na půlkružnici

### Výpočet maximálního napětí $\tau_M$

$$2 \cdot \left( l \cdot s \cdot \tau_1 \cdot \left( R - \frac{b}{2} \right) + l \cdot s \cdot \tau_2 \cdot \frac{a}{2} \right) = M_o \quad (68)$$

$$2 \cdot (429 \cdot 0,854 \cdot \tau_M \cdot (59,75) + 429 \cdot 0,354 \cdot \tau_M \cdot 24,75) = 5\,057\,500 \quad (69)$$

$$\tau_M = 98,6 \text{ MPa} \quad (70)$$

### Smykové napětí od posouvajících sil

Posouvající síla F rovnoměrně zatěží na stříh celý nákrůžek o průměru  $D = 140 \text{ mm}$  a tloušťce  $s = 8 \text{ mm}$ .

### Výpočet střížné plochy

$$S = \pi \cdot D \cdot s = \pi \cdot 140 \cdot 8 = 3518 \text{ mm}^2 \quad (71)$$

$$\tau_F = \frac{F}{S} = \frac{3\,500}{3\,518} = 0,99 \text{ MPa} \quad (72)$$



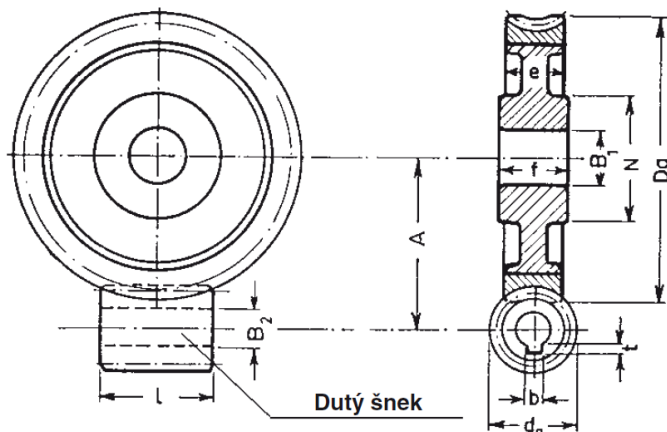
### Součet smykových napětí

$$\tau_C = \tau_M + \tau_F = 98,6 + 0,99 = 99,6 \text{ MPa} \quad (73)$$

Z této hodnoty vyplývá, že bude pro výrobu dílce pro uložení ložisek použit Ocel s vyšší pevností. Pro výrobu bude použita 15 260.7 – zušlechtěný na horní hranici obvyklou u této jakosti, stejně jako pro výrobu hřídele.

## 7.4. Šnekové soukolí

Pro realizaci rotačního pohybu bylo zvoleno šnekové soukolí, zejména pro svou samosvornost a velký převodový poměr. Velký převodový poměr je důležitý zejména proto, že kvůli zástavbovým rozměrům je možné použít na pohon šneku kliku dlouhou pouze 50 mm. Volba převodového poměru byla dosti obtížná, neboť není možné zjistit krouticí moment, který bude nutné vyvodit při rotaci přípravku. Jelikož břemena zdvihaná přípravkem nebudou vyvozovat téměř žádný šikmý tah a tím pádem rotační moment, který bude muset šnekové soukolí překonávat, bude soukolí zatíženo zejména třecí silou v ložiscích vyvinutou jejich zatížením a předeprnutím. Dalším faktorem zatěžujícím šnekové soukolí bude tření mezi šnekem a šnekovým kolem. Soukolí bude odkryté, proto nebude možné, aby bylo mazáno olejem. Bude moci být namazáno pouze tukem. Životnost tukového mazání ani odvod tepla, vzniknuvšího během záběru soukolí, není nutné řešit, neboť přípravek, jehož součástí soukolí bude, bude používán maximálně několik jednotek hodin. Z toho důvodu není nutné se zabývat ani opotřebením soukolí. Z důvodu neznámého požadovaného výstupního momentu popsaného výše, bylo přistoupeno k volbě jednochodého šnekového soukolí s převodovým poměrem 47:1 v provedení šnekové kolo – dutý šnek (Obr. 66) od společnosti T.E.A. TECHNIK. Do šnekového kola bude muset být vyrobena drážka pro pero, aby mohlo bezpečně přenést krouticí moment na nosný hřídel.



Obr. 66 - Šnekové soukolí [25]

### Stanovení výstupního momentu šnekového soukolí

Jelikož nelze přesně určit požadovaný výstupní moment šnekového soukolí, bude nutné ověřit, jaký výstupní moment je soukolí schopné vyvodit při definovaném vstupním momentu. Ten bude vycházet z délky kliky a předpokládané síly, s níž bude obsluha schopna na kliku působit. Tato síla byla stanovena na 100 N.

$F_{kš}$	100 N	Síla působící na kliku
$L_{kš}$	50 mm	Délka kliky šneku
$P_{š}$	47	Převod šnekového soukolí
$\eta_{š}$	0,4	Účinnost šnekového soukolí

Tab. 8 - Veličiny pro rovnice 74 až 75

### Vstupní moment do šnekového soukolí

$$M_{š_{vst}} = F_{kš} \cdot L_{kš} = 100 \cdot 50 = 5\,000 \text{ Nmm} \quad (74)$$

$$M_{š_{výs}} = M_{š_{vst}} \cdot P_{š} \cdot \eta_{š} = 5\,000 \cdot 47 \cdot 0,4 = 94\,000 \text{ Nmm} = 94 \text{ Nm} \quad (75)$$

Z rovnice 74 a 75 vyplývá, že obsluha bude bez problému schopna vyvodit na šnekovém soukolí výstupní moment 94 Nm. Jelikož přípravek nebude odolávat žádným významným bočním tahům, lze tento výstupní moment považovat za dostatečný.

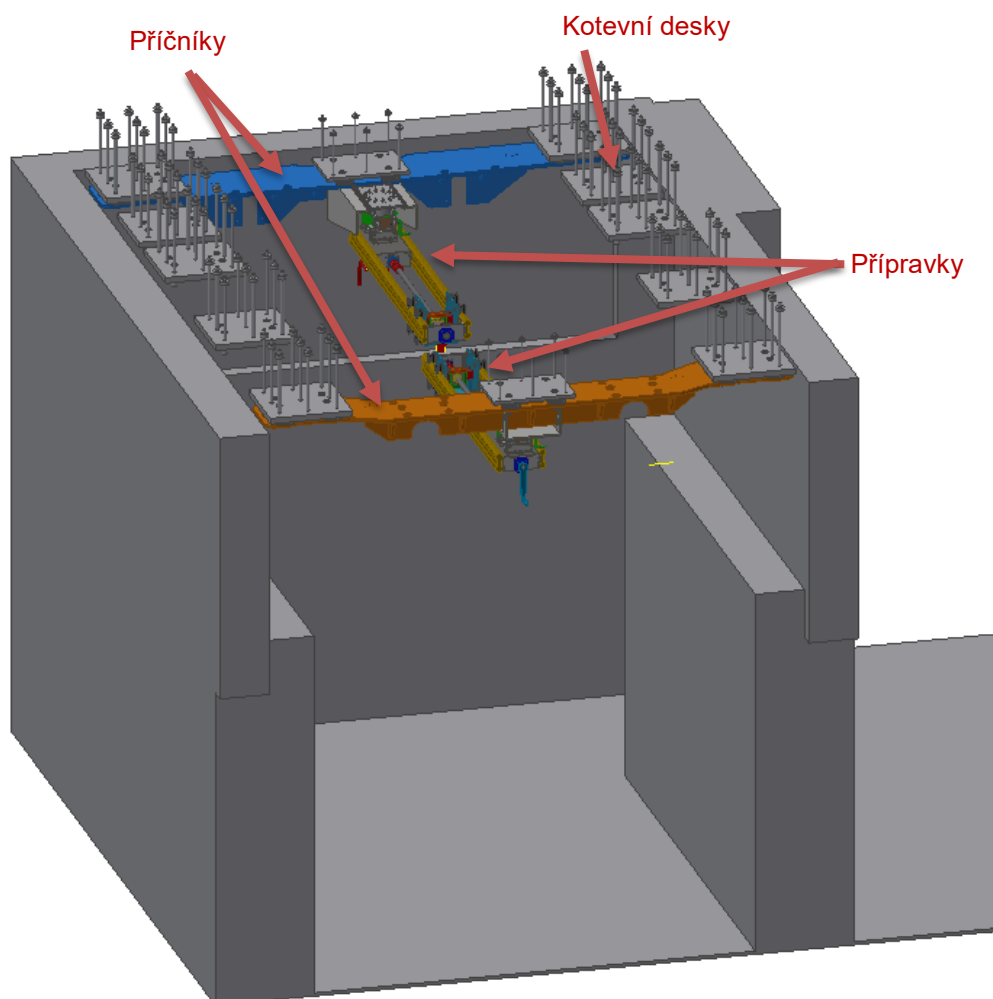


## 8. Vizualizace montážního procesu

Pro vizualizaci procesu montáže byla zvolena jedna z kolejnic stropního jeřábu. Montáž je popsána v následujících krocích.

### Krok 1 (Obr. 67)

V prvním kroku jsou zakládací přípravky připevněny na tuhé nástavce, které jsou připojeny k příčnicům, které již byly namontovány pomocí zakládacích přípravků obdobnou cestou, popsanou pomocí Obr. 21.

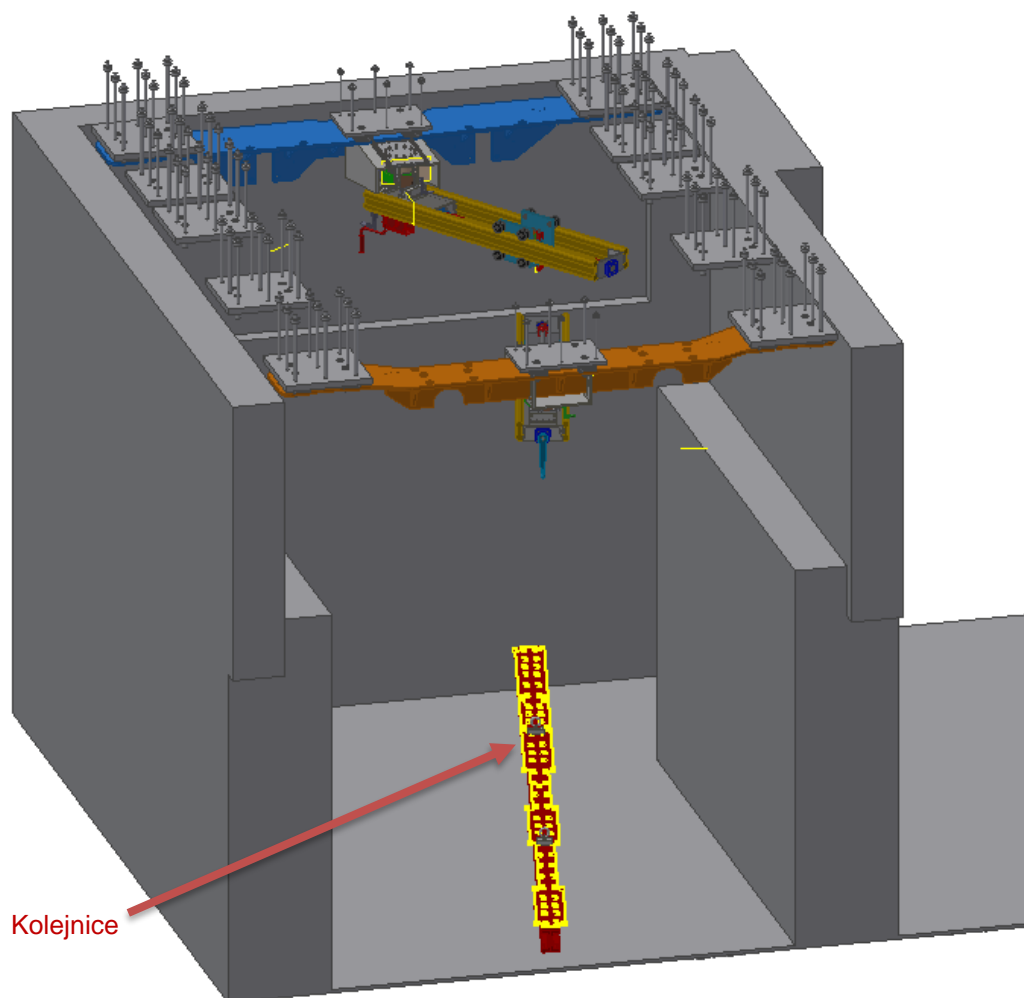


Obr. 67 - Montáž kolejnice - krok 1

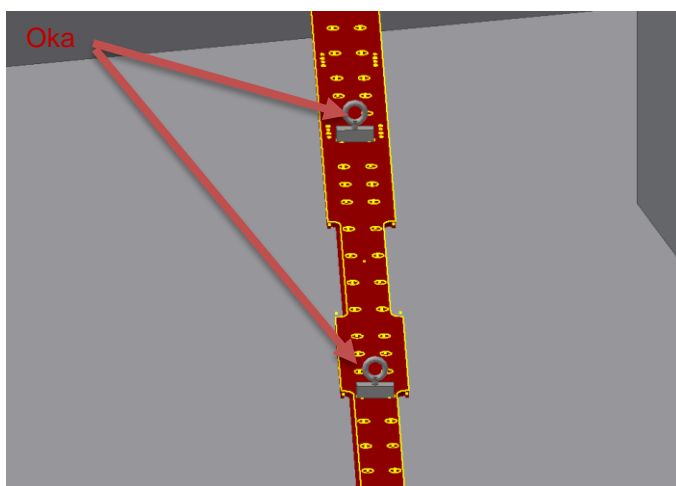


## Krok 2 (Obr.68)

V druhém kroku je pomocí ručních vozíků (nejsou součástí vizualizace) dopravena kolejnice do prostoru horké komory. Zakládací přípravky jsou natočeny do polohy, kdy jsou kladky přípravků nad oky připevněnými na kolejnici do závitových děr. (Obr. 69). Přes kladky na přípravcích jsou spuštěna lana s háky, které jsou zaháknuty do ok na kolejnici.



Obr. 68 - Montáž kolejnice - krok 2



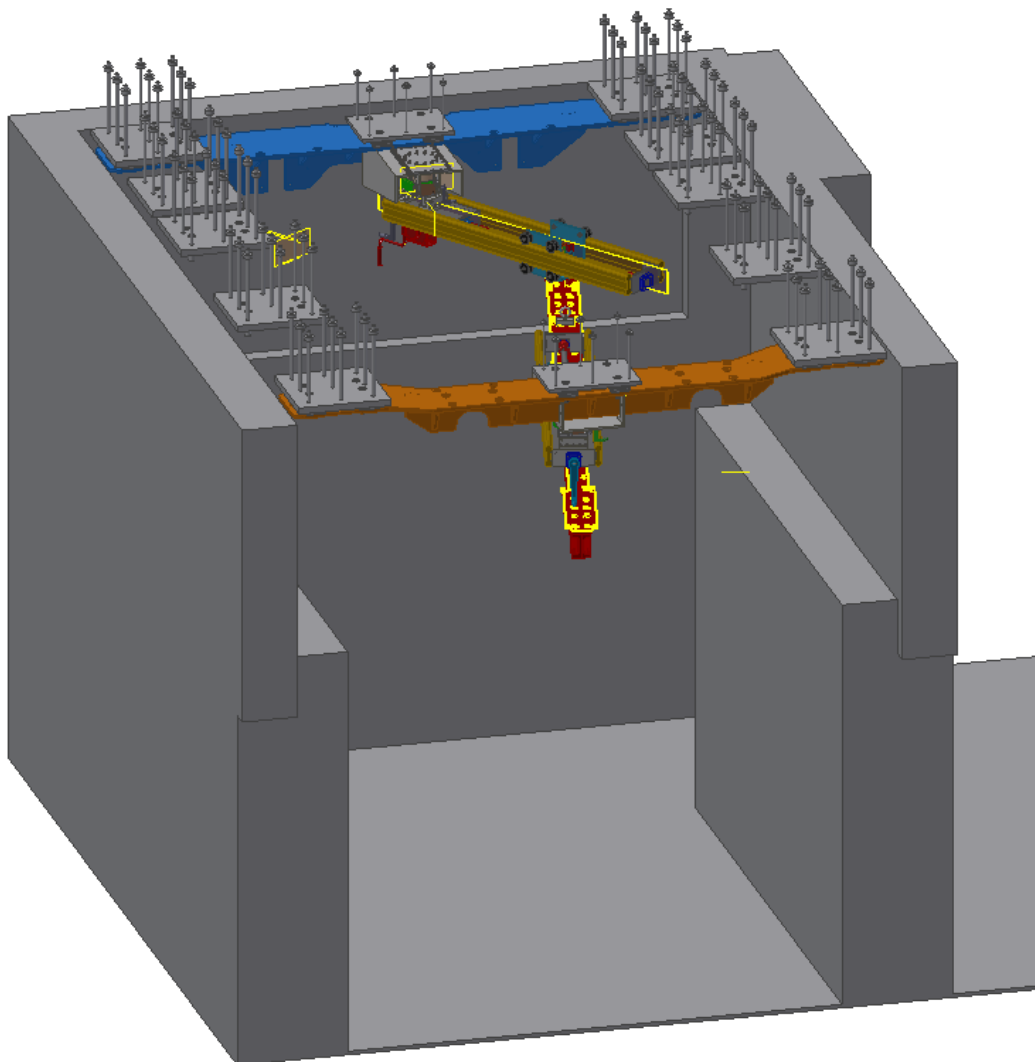
Obr. 69 - Umístění ok na kolejnici





### Krok 3 (Obr. 70)

V kroku číslo tři je kolejnice pomocí navijáků vyzdvihnuta do dostatečné výšky, aby se nacházela v prostoru pod stropem, kde je horká komora rozšířená, a je tedy možné změnit prostorovou orientaci kolejnice do její montážní polohy.

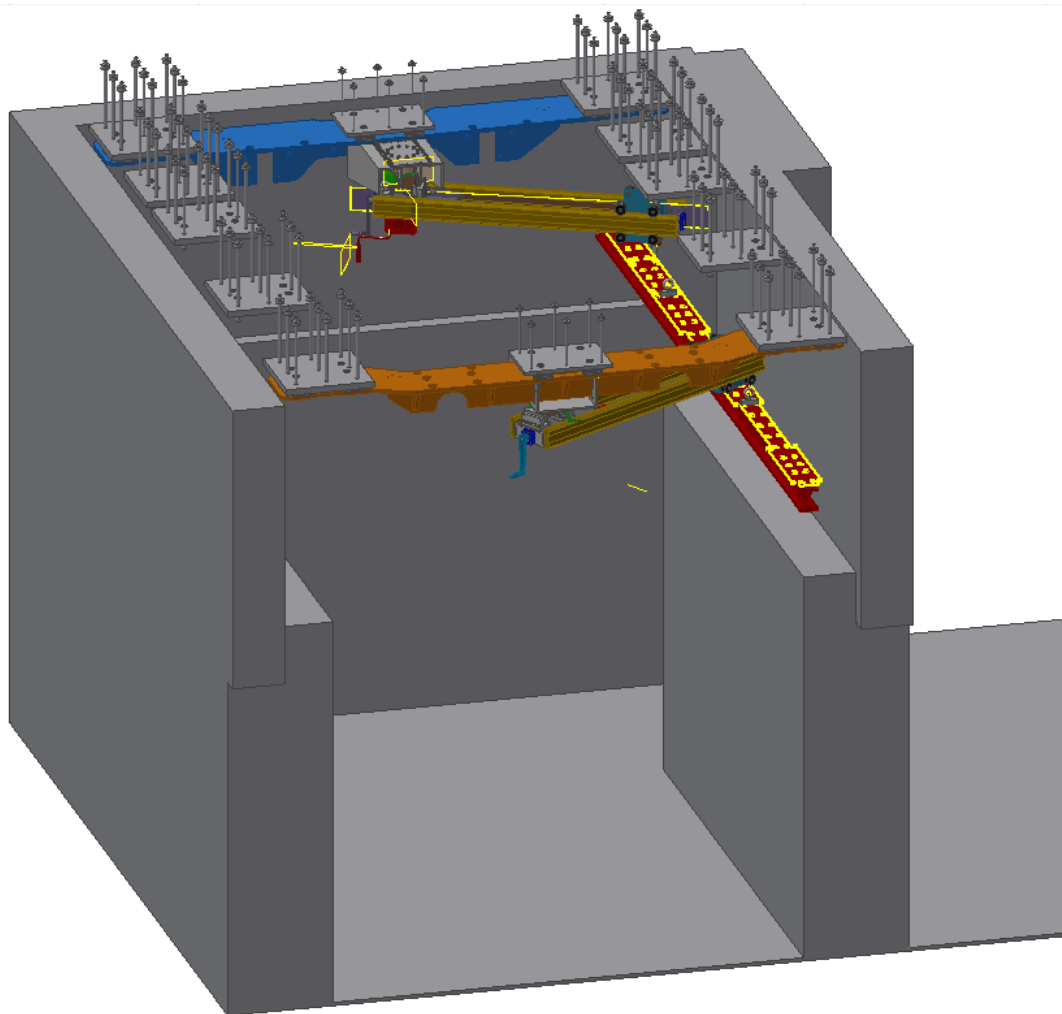


Obr. 70 - Montáž kolejnice - krok 3



#### Krok 4 (Obr. 71)

Ve čtvrtém kroku je změněna prostorová orientace kolejnice natočením základacích přípravků a posuvem jejich vozíků.

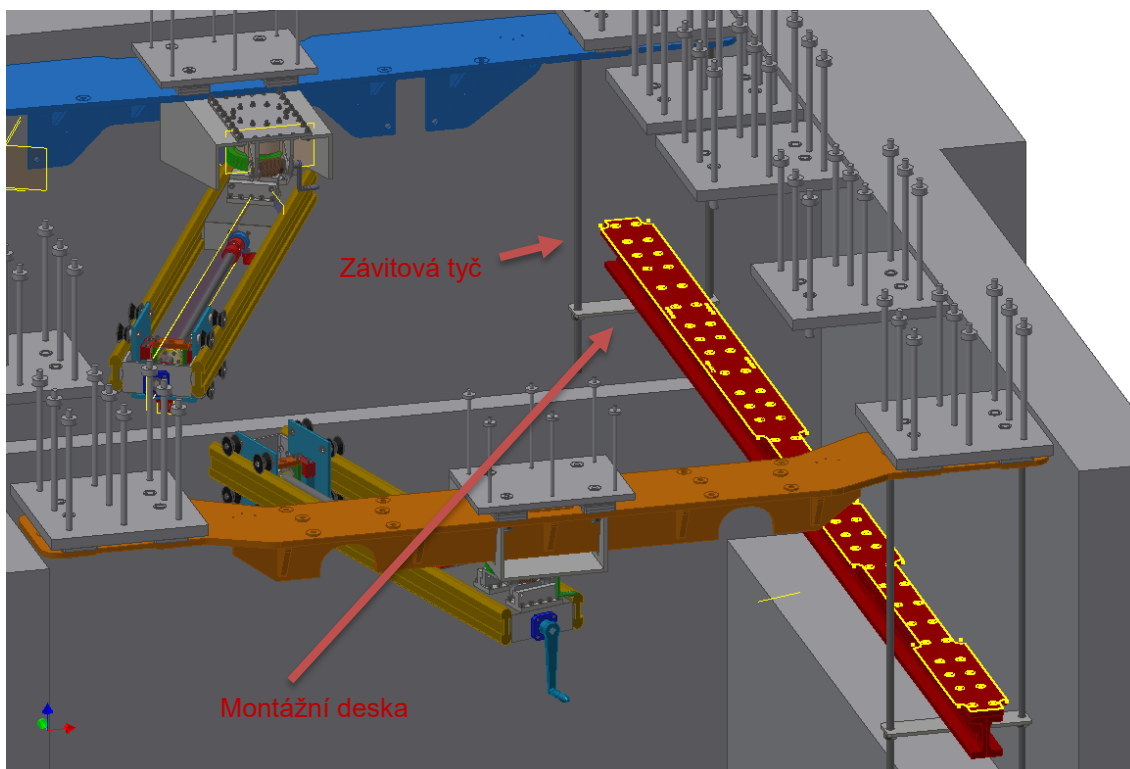


Obr. 71 - Montáž kolejnice - krok 4



### Krok 5 (Obr. 72)

V pátém kroku jsou nejprve zašroubovány závitové tyče M24 do otvorů v příčnicích. Na konci montáže budou závitové tyče z otvorů vyjmuty a na jejich místo budou přišroubovány přitlačné desky, které ukotví kolejnici na svém místě. Kolejnice bude podložena montážními deskami, které budou na závitových tyčích drženy maticemi. Poté budou odpojeny přípravek, které budou obráceny do polohy, ve které nebudou stát v dráze finálního vyzvednutí kolejnice pod strop. Kolejnice bude zvedána postupným utahováním matice na závitových tyčích.

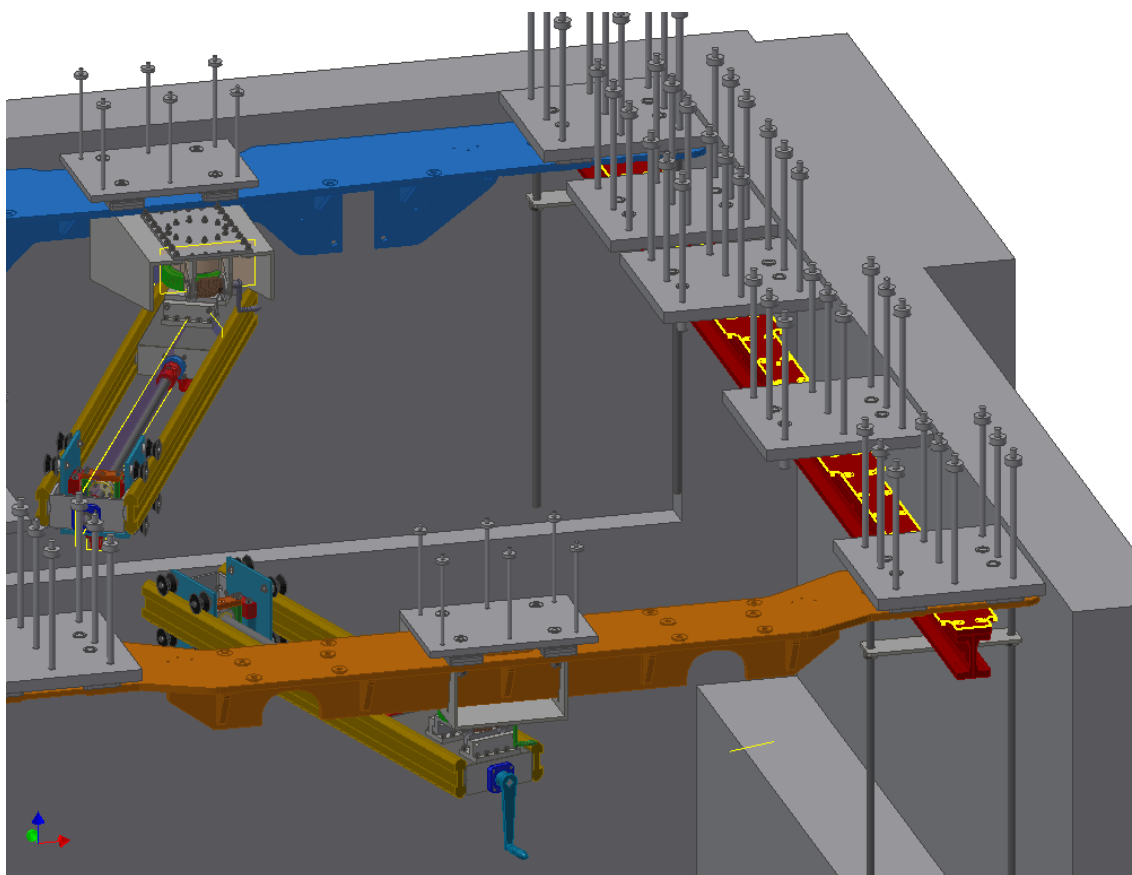


Obr. 72 - Montáž kolejnice - krok 5



### Krok 6 (Obr. 73)

V šestém kroku je kolejnice vyzvednutá pomocí matic na závitových tyčích do své fixační polohy. V této poloze může být zafixována nejprve třemi páry přitlačných desek, které budou umístěny na tři volné kotevní desky. Poté mohou být odstraněny závitové tyče a na jejich místo mohou být připevněny další dva páry přitlačných desek. Po jejich připevnění je kolejnice již plně přimontovaná ke stropu.



Obr. 73 - Montáž kolejnice - krok 6



## 9. Závěr

V rámci této diplomové práce byl sestaven přípravek pro montáž prvků stropního jeřábu ve stísněných prostorách uvnitř horké komory. Byla stručně vysvětlena problematika horkých komor a vyjasněna konstrukční omezení vyplývající, které bylo nutné při konstrukci přípravku zohlednit. Následně byly popsány jednotlivé prvky stropního jeřábu, které mají být do horké komory pomocí přípravku namontovány – dva příčníky a dvě kolejnice. Byly zváženy možnosti manipulace s těmito prvky se zohledněním jejich rozměrů, hmotností a prostorového omezení uvnitř horké komory. Výstupem byla změna prostorové orientace, kterou musí během montáže prvky stropního jeřábu prodělat.

Na základě znalosti o změně prostorové orientace jednotlivých prvků byla navrhována kinematická schémata přípravků, jež jsou tyto změny schopny vykonat. Byla zhodnocena jejich konstrukční složitost a obtížnost jejich obsluhy. Na základě požadavků zvažovaných v této kapitole byla vybrána varianta k dalšímu rozpracování. Byla vysvětlena její funkce, vytvořen návrh postupu montáže prvků stropního jeřábu a popsány základní konstrukční uzly přípravku.

Poté byl zakládací přípravek konstrukčně zpracován. Byly vybrány konkrétní konstrukční prvky a popsány jednotlivé konstrukční uzly, které byly analyzovány z pohledu funkčnosti a únosnosti.

Nakonec byl zpracován postup montáže s přihlédnutím k původním konstrukčním omezením, který byl popsán včetně jeho vizualizace.



## 10. Seznamy

### 10.1. Seznam obrázků

Obr. 1 - Stavba projektu Jules Horowitz Reactor [3] .....	11
Obr. 2 - Umístění horkých komor v JHR [3].....	12
Obr. 3 - Jeřáby v horkých komorách [5] .....	13
Obr. 4 - Základní rozměry horké komory.....	14
Obr. 5 - První příčník stropního jeřábu .....	15
Obr. 6 - Druhý příčník stropního jeřábu .....	15
Obr. 7 - Kolejnice stropního jeřábu.....	15
Obr. 8 - Umístění jeřábu v horké komoře .....	16
Obr. 9 – Změny prostorové orientace prvků stropního jeřábu .....	17
Obr. 10 - Vozík pro dopravu součástí jeřábu do prostorů horké komory [6] .....	18
Obr. 11 - Balancér od firmy Kromer [7].....	19
Obr. 12 - Elektrohydraulický balancér [9] .....	20
Obr. 13 - Řetězový kladkostroj [10] .....	21
Obr. 14 - Elektrický lanový kladkostroj [11] .....	21
Obr. 15 - Teleskopický zvedák [12] .....	22
Obr. 16 - Kladkový zakládací přípravek .....	23
Obr. 17 - Teleskopický kladkový zakládací přípravek .....	24
Obr. 18 - Hydraulické výkyvné rameno .....	24
Obr. 19 - Hydraulické výkyvné a teleskopické rameno.....	25
Obr. 20 - Schéma použití páru zakládacích přípravků .....	27
Obr. 21 - Půdorys stropu s vyznačením poloh manipulačních přípravků pro montáž příčníků.....	28
Obr. 22 - Přesuvné zavěšení 1přípravku.....	29
Obr. 23 - Rozsahy pohybu při montáži příčníků .....	30
Obr. 24 - Půdorys stropu s vyznačením poloh zakládacích přípravků pro montáž kolejnic.....	31
Obr. 25 - Uchycení zakládacího přípravku ke kotevní desce příčníku přes tuhý nástavec.....	32



Obr. 26 – Rozsahy pohybů při montáži kolejnic .....	32
Obr. 27 – Model základacího přípravku.....	34
Obr. 28 - Lineární část.....	35
Obr. 29 - Kolejové vedení s vozíkem s valivými elementy [13].....	36
Obr. 30 - Kolejnice ROLLON X-Rail [14] .....	36
Obr. 31 - Samonosná kolejnice ROLLON Speedy Rail [15] .....	37
Obr. 32 - Nasazení kolejnic na U-profil .....	37
Obr. 33 - Zobrazení prizmatického spojovacího dílu [16] .....	38
Obr. 34 - Připojení kolejnic k U-profilu.....	38
Obr. 35 - Výpočtové schéma průhybu kolejnic .....	40
Obr. 36 - Zjednodušený výpočtový model průhybu kolejnic .....	42
Obr. 37 - Připojení kolejnic rybinovými deskami.....	43
Obr. 38 - Výřez z katalogu kolejnic ROLLON [16] .....	43
Obr. 39 - Rozklad sil v závitu.....	45
Obr. 40 - Rozklad sil v rybinovém spoji .....	46
Obr. 41 - Průběh tlaku od zátěžné síly .....	47
Obr. 42 - Rozklad sil od zátěžné síly do rybinového spoje .....	48
Obr. 43 - Znázornění tahové síly při manipulaci s přípravkem .....	49
Obr. 44 - Uložení šroubu .....	52
Obr. 45 - Případy vzpěru [20] .....	53
Obr. 46 - Výřez z katalogu matic igus drylin [22] .....	55
Obr. 47 - Uložení trapézové matice.....	57
Obr. 48 - Typy rolen [16] .....	58
Obr. 49 - - Řez axiálně zajištěnou a volnou rolnou [16].....	58
Obr. 50 - Vozík .....	59
Obr. 51 - Náhonový profil .....	60
Obr. 52 - Mezikus se čtyřhrany .....	61
Obr. 53 - Náhonový profil s vyznačenou redukovanou plochou .....	61
Obr. 54 - Schéma pro výpočet vnějšího radiusu náhonového profilu .....	63
Obr. 55 Lanový naviják Haacon HA-WM-400 [23].....	64
Obr. 56 - Namáhání spojovacího rozhraní .....	65
Obr. 57 - Spojovací rozhraní s vyznačením reakcí.....	66



Obr. 58 - Rotační část .....	68
Obr. 59 - Řez rotační částí s vyznačením namáhání nosného hřídele .....	69
Obr. 60 - Redukovaný průměr nosného hřídele .....	70
Obr. 61 - Rozbor působení sil na ložiska.....	71
Obr. 62 - Detail uložení ložisek na nákrůžku .....	72
Obr. 63 - Schéma zatížení nákrůžku .....	73
Obr. 64 - Nahrazení rozložení namáhání po nákrůžku.....	74
Obr. 65 - Působení namáhání na půlkružnici .....	75
Obr. 66 - Šnekové soukolí [25].....	77
Obr. 67 - Montáž kolejnice - krok 1 .....	78
Obr. 68 - Montáž kolejnice - krok 2 .....	79
Obr. 69 - Umístění ok na kolejnici .....	80
Obr. 70 - Montáž kolejnice - krok 3 .....	81
Obr. 71 - Montáž kolejnice - krok 4 .....	82
Obr. 72 - Montáž kolejnice - krok 5 .....	83
Obr. 73 - Montáž kolejnice - krok 6 .....	84

## 10.2. Seznam tabulek

Tab. 1 - Veličiny pro rovnice 1 až 3 .....	40
Tab. 2 - Veličiny pro rovnici 4 .....	42
Tab. 3 - Veličiny pro rovnice 5 až 16 .....	44
Tab. 4 - Veličiny pro rovnice 25 až 29 .....	52
Tab. 5 - Veličiny pro rovnice 30 až 40 .....	55
Tab. 6 - Veličiny pro rovnice 41 až 50 .....	62
Tab. 7 - Veličiny pro rovnice 51 až 55 .....	66
Tab. 8 - Veličiny pro rovnice 74 až 75 .....	77

## 10.3. Seznam příloh

- Výkresová dokumentace:
  - 1748-00-00-
  - 1748-00-00-K





ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

- 1748-01-00-00
- 1748-01-00-K
- 1748-02-00-00
- 1748-02-00-02
- 1748-02-00-03
- 1748-02-00-04
- 1748-02-00-05
- 1748-02-00-06
- 1748-02-00-07
- 1748-02-00-08
- 1748-02-00-09
- 1748-02-00-K1\_2
- 1748-02-00-K2\_2
- 1748-02-01-00
- 1748-02-01-K
- Elektronické přílohy (CD)
  - Text diplomové práce
  - Výkresová dokumentace
  - 3D model zakládacího přípravku

## 10.4. Seznam použitého software

Autodesk Inventor Professional 2018

Autodesk AutoCAD 2018

Microsoft Office Word

Microsoft Office Excel

## 10.5. Seznam použité literatury

[1] Horká komora. VF [online]. [cit. 2018-07-07]. Dostupné z: [http://vf1.ideal-studio.cz/files/upload/produkty/Hork%C3%A1\\_komora/VF-Katalogovy-list%20Horka%20komora.pdf](http://vf1.ideal-studio.cz/files/upload/produkty/Hork%C3%A1_komora/VF-Katalogovy-list%20Horka%20komora.pdf)

[2] Jules Horowitz Reactor horké komory / hot cells. CVŘ JHR [online]. [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: <http://jhr.cvrez.cz/>



- [3] Galerie. *CVŘ JHR* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <http://jhr.cvrez.cz/galerie/>
- [4] O horkých komorách. *CVŘ JHR* [online]. [cit. 2018-03-21]. Dostupné z: <http://jhr.cvrez.cz/o-horkych-komorach/>
- [5] Jeřáby. *CVŘ JHR* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <http://jhr.cvrez.cz/technicke-vybaveni/jeraby/>
- [6] Transportní plošina CT - řídicí 6000 kg. *BPBpartner* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <https://www.b2bpartner.cz/transportni-plosina-ct-ridici-6000-kg/>
- [7] Balancér 7251. *TESORT: VÁZACÍ MANIPULAČNÍ PROSTŘEDKY, PILY A PILOVÉ PÁSY* [online]. [cit. 2018-07-13]. Dostupné z: <https://www.tesort.cz/produkt/20-balancer-7251>
- [8] Balancéry. *TESORT: VÁZACÍ MANIPULAČNÍ PROSTŘEDKY, PILY A PILOVÉ PÁSY* [online]. [cit. 2018-07-13]. Dostupné z: [http://www.tesort.cz/upload/stories/Ke\\_stazeni/Balancery.pdf](http://www.tesort.cz/upload/stories/Ke_stazeni/Balancery.pdf)
- [9] Quick-Lift Arm 300i. *BINAR QUICK-LIFT* [online]. [cit. 2018-07-13]. Dostupné z: <https://www.binarquicklift.com/en/products/quick-lift-arm-300kg>
- [10] RUČNÍ KLADKOSTROJ VS III. *Procházka MP: Manipulační prostředky* [online]. [cit. 2018-07-13]. Dostupné z: <https://www.prochazka-mp.cz/produkt/rucni-kladkostroj-vs-iii/>
- [11] Elektrický lanový naviják GSZ 200/400, GÜDE. *GÜDE: STROJE NÁŘADÍ VYBAVENÍ* [online]. [cit. 2018-07-13]. Dostupné z: <http://www.gude.cz/naradi/lanovy-zvedaky/elektricky-lanovy-navijak-gsz-200-400.html>
- [12] Manuální teleskopický zvedák MaTeZ. *KMB: STAVEBNÍ SERVIS* [online]. [cit. 2018-07-13]. Dostupné z: <http://www.kmbss.cz/20/38/Manualni-teleskopicky-zvedak-MaTeZ>
- [13] Linear Guideways. *HIWIN* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <https://www.hiwin.com/linear-guideways.html>
- [14] X-Rail. *ROLLON* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <http://www.rollon.com/CZ/cs/produkty/linear-line/2-x-rail/>
- [15] Speedy Rail. *ROLLON* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <http://www.rollon.com/CZ/cs/produkty/linear-line/41-speedy-rail/>
- [16] Linear Line: Speedy Line. *ROLLON* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: [https://rollon.s3.amazonaws.com/files/20180427082606/EN\\_Catalogo\\_Speedy\\_Rail\\_Web.pdf?AWSAccessKeyId=AKIAJTYEN5LVJYCWDDJA&Expires=1529957861&Signature=4i3Bn9Z1Jp0vvb2scbeJGDEevgY%3D](https://rollon.s3.amazonaws.com/files/20180427082606/EN_Catalogo_Speedy_Rail_Web.pdf?AWSAccessKeyId=AKIAJTYEN5LVJYCWDDJA&Expires=1529957861&Signature=4i3Bn9Z1Jp0vvb2scbeJGDEevgY%3D)



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

- [17] Profil válcovaný za tepla, DIN 1026-1 // U 220. *FERONA* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/29648/profil-u-valcovany-za-tepla-din-1026-1-u-220>
- [18] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [19] Reference Tables -- Coefficient of Friction: Coefficient of Friction. *Engineer's Handbook* [online]. [cit. 2018-07-07]. Dostupné z: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>
- [20] Vzpěr přímých tyčí. *E-konstruktor* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/technicke-vypocty/116-vzper-primych-tyci>
- [21] Iglidur® W300 - Material data. *Igus: plastics for longer life* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: [https://www.igus.eu/wpck/1911/iglidur\\_W300\\_Werkstoffdaten](https://www.igus.eu/wpck/1911/iglidur_W300_Werkstoffdaten)
- [22] Drylin® TR | Lead screw nuts: Single start lead screw nuts with flange (F. *Igus: plastics for longer life* [online]. [cit. 2018-06-25]. Dostupné z: [https://www.igus.cz/contentData/Products/Downloads/drylin\\_TR\\_single\\_start\\_lead\\_screw\\_nuts\\_with\\_flange\\_W300.pdf](https://www.igus.cz/contentData/Products/Downloads/drylin_TR_single_start_lead_screw_nuts_with_flange_W300.pdf)
- [23] HA-WM: Haacon Worm Gear Hand Winch. *WINCHSHOP: One stop shop for all Winches* [online]. [cit. 2018-07-07]. Dostupné z: <https://www.winchshop.co.uk/collections/worm-gear-winches/products/ha-wm-haacon-worm-gear-hand-winch?variant=28318154313>
- [24] Angular contact ball bearings, single row: 7313 BECBM. *SKF* [online]. [cit. 2018-07-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/single-row/index.html?designation=7313%20BECBM>
- [25] Šneková soukolí typ II. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2018-07-07]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-ii/>