



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁB RADIÁLNÍ PORTÁLOVÝ

RADIAL GANTRY CRANE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Aleš Dias

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Aleš Dias
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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

Jeřáb radiální portálový

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh speciální konstrukce radiálního portálového jeřábu včetně důležitých výpočtů dle zadaných parametrů:

- nosnost 1 500 kg,
- délka vyložení 12 000 mm,
- výška zdvihu 3 600 mm,
- dosah 360°.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat technickou zprávu včetně důležitých výpočtů.

Navrhnout alternativní konstrukce pojízdne stojiny jeřábu.

Nakreslit konstrukční výkres sestavy jeřábu dle zadaných parametrů, vybrané detailní výkresy.

Provést pevnostní vyhodnocení vybraného dílu.

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.(2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-8-214-2629-0.

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.(2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.

Jančík, L.(2004): Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha.

Klimeš, P.(2003): Části a mechanismy strojů I, II. VUT v Brně.

Janíček, P., Ondráček, E., Vrbka, J.(1992): Pružnost a pevnost. VUT v Brně.

Gajdůšek, J., Škopán, M.(1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení. VUT v Brně.

ČSN EN 13001-1+A1 (2009): Jeřáby - Návrh všeobecně - část 1: Základní principy a požadavky. Úřad pro normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Praha. 28 str.

ČSN EN 13001-3-1+A1 (2013): Jeřáby - Návrh všeobecně - část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. Úřad pro normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Praha. 99 str.

ČSN EN 13001-1+A1 (2011): Jeřáby - Návrh všeobecně - část 2: Účinky zatížení. Úřad pro normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Praha. 56 str.

ČSN 27 0103 (1991): Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů - výpočet podle mezních stavů. Český normalizační institut. Praha. 68 str.

ČSN EN 15011 (2011): Jeřáby - mostové a portálové jeřáby. Úřad pro normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Praha. 80 str.

ČSN ISO 4301-1 (1992): Jeřáby a zdvihadí zařízení - klasifikace - část 1: Všeobecně. Úřad pro normalizaci a měření. Praha. 8 str.

ČSN 73 1401 (1998): Navrhování ocelových konstrukcí. Český normalizační institut. Praha. 93 str.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Smyslem této diplomové práce je kompletní návrh radiálního portálového jeřábu, včetně důležitých pevnostních výpočtů dle norem a kontrola pomocí programu ANSYS Workbench. Maximální nosnost je 1 500 kg při délce vyložení ramene 12 000 mm a výšce zdvihu 3 600 mm. Jeřáb je řešen jako plně otočný a rozsah otáčení je tedy 360°. Práce obsahuje také výběr vhodného kladkostroje z katalogu výrobců včetně příslušenství, pojezdových kol, všech důležitých komponent a také MKP analýza konstrukce.

KLÍČOVÁ SLOVA

Radiální portálový jeřáb, portálový jeřáb, jeřáb, výložník, zdvihací ústrojí, ANSYS Workbench, MKP analýza

ABSTRACT

The aim of my thesis is a conceptual design radial gantry crane including the important strength calculations according to the standards and examinations by means of ANSYS Workbench. The lifting capacity is 1500 kg, the length of the boom is 12 000 mm and the height of lifting is 3600mm. The crane is designed as fully revolving and the angle turning is 360°. The work also includes the selection of a suitable lifting gear from the manufacturer's catalogue including the accessories casters, all important components and also FEM construction analysis.

KEYWORDS

Radial gantry crane, gantry, crane, boom, lifting gear, ANSYS Workbench, FEM analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DIAS, A. *Jeřáb radiální portálový*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 106 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi Ph.D. za odborné a užitečné rady a pomoc při tvorbě této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Radiální portálový jeřáb	12
2 Zadání.....	13
3 Volba typu otočného mechanismu.....	14
3.1 Letmé uložení výložníku.....	14
3.2 Klasické uložení na dvou ložiscích.....	15
4 Návrh variant pojízdné stojiny.....	16
4.1 První varianta pojízdné stojiny	16
4.2 Druhá varianta pojízdné stojiny.....	17
5 Volba kladkostroje	18
5.1 Porovnání cen kladkostrojů od největších světových výrobců	18
5.2 Použitý kladkostroj	19
6 Volba pojezdových kol.....	20
7 Volba a výpočet parametrů radiálního portálového jeřábu	21
7.1 Výložník.....	21
7.1.1 Volba profilu výložníku	21
7.1.2 Volba materiálu výložníku.....	22
7.1.3 Volba uchycení výložníku k vertikální otoči	23
7.1.4 Výpočet výpočtové meze kluzu v tahu (tlaku).....	24
7.1.5 Výpočet výpočtové meze kluzu ve smyku.....	24
7.1.6 Výpočet dynamických sil.....	24
7.1.7 Zatěžující síla od maximální hmotnosti břemene a dynamických účinků	28
7.1.8 Zatěžující síla od vlastní hmotnosti kladkostroje	28
7.1.9 Zatěžující síla od kladkostroje a břemene	28
7.1.10 Ohybový moment od síly F_{K+B}	29
7.1.11 Výpočet průřezového modulu v ohybu výložníku k ose x.....	29
7.1.12 Skutečné napětí ve výložníku.....	30
7.1.13 Skutečný součinitel bezpečnosti výložníku	32
7.1.14 Reakce v podporách A a B.....	33
7.1.15 Výsledné vnitřní účinky ve výložníku	34
7.1.16 Výpočet svaru koncového plechu výložníku	34
7.1.17 Výpočet svaru koncového plechu výložníku na únavu.....	35
7.1.18 Výpočet svaru plechu výložníku	36



7.1.19	Výpočet plechu výložníku na ohyb se zohledněním měnicího se příčného průřezu 36	36
7.1.20	Výpočet přídatného ohybu pásnice výložníku od kol kladkostroje.....	36
7.1.21	Výpočet výložníku na únavu.....	36
7.1.22	Výpočet ložiska horizontální otoče.....	38
7.1.23	Výpočet maximálního průhybu výložníku.....	40
7.1.24	Výpočet smyku v místě ložiska.....	41
7.1.25	Výpočet s ohledem na tahové napětí.....	42
7.2	Šroubové spojení.....	43
7.2.1	Prokluz šroubové spojení.....	43
7.2.2	Minimální vzdálenost děr od konců a okrajů.....	47
7.3	Výpočet trakce kladkostroje vlivem průhybu výložníku.....	47
7.4	Čepový spoj ložiska horizontálního otoče.....	49
7.4.1	Výpočet průměru čepu z ohybu.....	49
7.4.2	Výpočet průměru čepu ze smyku.....	51
7.4.3	Výpočet průměru čepu z otláčení.....	52
7.5	Stojina.....	53
7.5.1	Rozteč kol stojiny.....	53
7.5.2	Návrh profilu stojiny.....	56
7.5.3	Výpočet rozměru profilu.....	56
7.5.4	Výpočet maximálního zdvihu jednoho kola vůči druhému vlivem natočení stojiny 62	62
7.6	Výpočet mechanismu otoče.....	63
7.6.1	Výpočet ložisek vertikálního otoče.....	63
7.6.2	Horní ložisko otoče.....	63
7.6.3	Spodní ložisko otoče.....	64
7.7	Návrh sloupu jeřábu.....	65
7.7.1	Volba profilu sloupu.....	65
7.7.2	Volba materiálu sloupu.....	65
7.7.3	Výsledné vnitřní účinky ve sloupu.....	65
7.7.4	Výpočet příčného průřezu sloupu.....	66
7.7.5	Výpočet přídatného napětí od ohybu.....	68
7.7.6	Skutečný součinitel bezpečnosti.....	68
7.7.7	Výpočet děrového svaru.....	69
7.7.8	Prokázání sloupu na únavu.....	69
7.8	Návrh ukotvení sloupu.....	70
7.8.1	Volba kotevních šroubů.....	70



7.8.2	Výpočet dovoleného napětí ve šroubu.....	71
7.8.3	Výpočet jednotlivých sil ve šroubech.....	71
7.8.4	Výpočet průměru šroubu.....	72
7.9	Kostra kola.....	73
7.9.1	Výpočet ložisek kola.....	73
7.9.2	Výpočet čepu kola.....	74
8	MKP analýza radiálního portálového jeřábu.....	76
8.1	Výložník.....	76
8.2	Sloup.....	79
8.3	Stojina.....	83
8.4	Kostra kola.....	84
8.5	Náboj kola.....	85
9	Volba příslušenství.....	86
9.1	Volba konzoly s upínkami.....	86
9.2	Volba držáku C-profilu.....	87
9.3	Volba C-profilu.....	87
9.4	Volba vozíku pro ploché kabely.....	88
9.5	Volba vodící konzoly.....	88
9.6	Volba zátky.....	89
9.7	Volba koncového dorazu.....	89
9.8	Volba pryžového nárazníku.....	90
9.9	Volba plochých kabelů.....	92
	Závěr.....	93
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	96
	Seznam příloh.....	102



ÚVOD

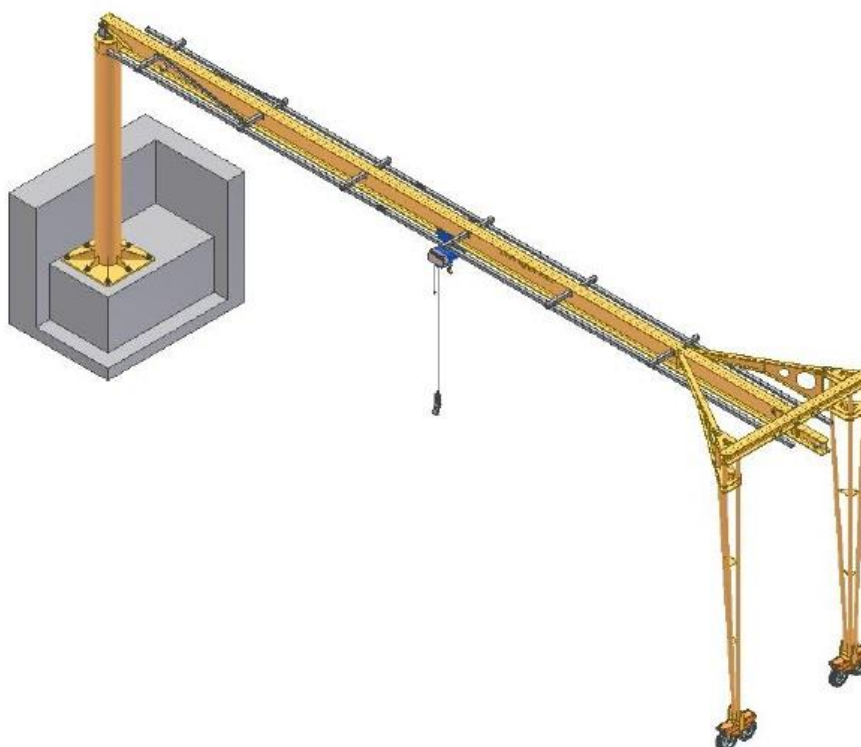
Jeřáb je dopravní stroj z kategorie zdvihadel, který přemísťuje břemena jak ve svislém tak i ve vodorovném směru. Koncepčních návrhů je mnoho. Toto dílo je zaměřeno pouze na radiální portálový jeřáb, jehož konstrukce je velice ojedinělá. Tento jeřáb je specifický pro použití hlavně v jaderných elektrárnách a vodních přehradách, tudíž pro jejich zvýšená bezpečnostní opatření je velice obtížné vyhledat informace a fotografie o tomto druhu jeřábu. Důležité je pro něj pevný základ, aby mohl být náležitě ukotven. To ve všech případech nelze splnit a tak se setkáváme s řešením, kdy je sloupový jeřáb ukotven na ocelovou mezidesku. Nosnost se pohybuje obvykle do 5 000 kg a to hlavně z důvodu jejich ručního pohonu při pojezdu. Při větších hmotnostech břemen se používá spíše mostových jeřábů nebo jeřábů poloportálových. Oba dva ale potřebují upravit konstrukci haly či jiných prostor nebo alespoň uvažovat s tímto využitím při její stavbě, ve kterých jsou provozovány, což u radiálního portálového jeřábu potřeba není. Tento druh jeřábu je obvykle otočný o 360° dle jeho polohy vůči překážkám při otáčení (např. stěny prostor ve kterých je provozován atd.). Velice problematické se ovšem jeví soustava pojezdová část + část, po které se pojíždí. Je to dáno skutečností, že obvykle je využito ocelové kolo + kolejnice nebo vlečné či pevné kolo + zpevněný podklad. U obou druhů ovšem dochází k různým poloměrům odvalu kol dle aktuální hmotnosti břemene. To způsobuje nemalé potíže, protože se významně uplatňují třecí síly (dochází k přičení a jiným negativním vlivům). To dodatečně namáhá konstrukci a klade větší požadavky na manipulační sílu obsluhy, což je nežádoucí např. z důvodu omezené síly, kterou dle normy může vyvinout jeden pracovník v horizontálním směru (tj. „tlačení předmětu“). Tyto důvody jasně vedou na fakt, že nosnost tohoto druhu jeřábu je nízká a to z důvodu eliminování výše zmíněných vlivů. Dalším specifikem pro radiální portálové jeřáby je řetězový kladkostroj, který ve většině případů převažuje před kladkostrojem lanovým. Z praxe také vyplynulo, že je nutností konstruovat tyto jeřáby s velkou přetížitelností, pokud se s nimi pracuje v dílenském prostředí. Ne vždy se totiž obsluze podaří správně odhadnout hmotnost břemene.



1 RADIÁLNÍ PORTÁLOVÝ JEŘÁB

Tento druh jeřábů není v průmyslu až tak rozšířen. Tomuto faktu nasvědčuje skutečnost, že mnoho konstruktérů z praxe tento název slyší poprvé. Další okolnost, která nasvědčuje této skutečnosti je počet výsledků internetového vyhledávání na tento dotaz. Možný vzhled tohoto typu jeřábu je na obr. 1.

- otočný o 360°
- největší nosnost až kolem 10t



Obr. 1 Radiální portálový jeřáb (možné provedení) [2]

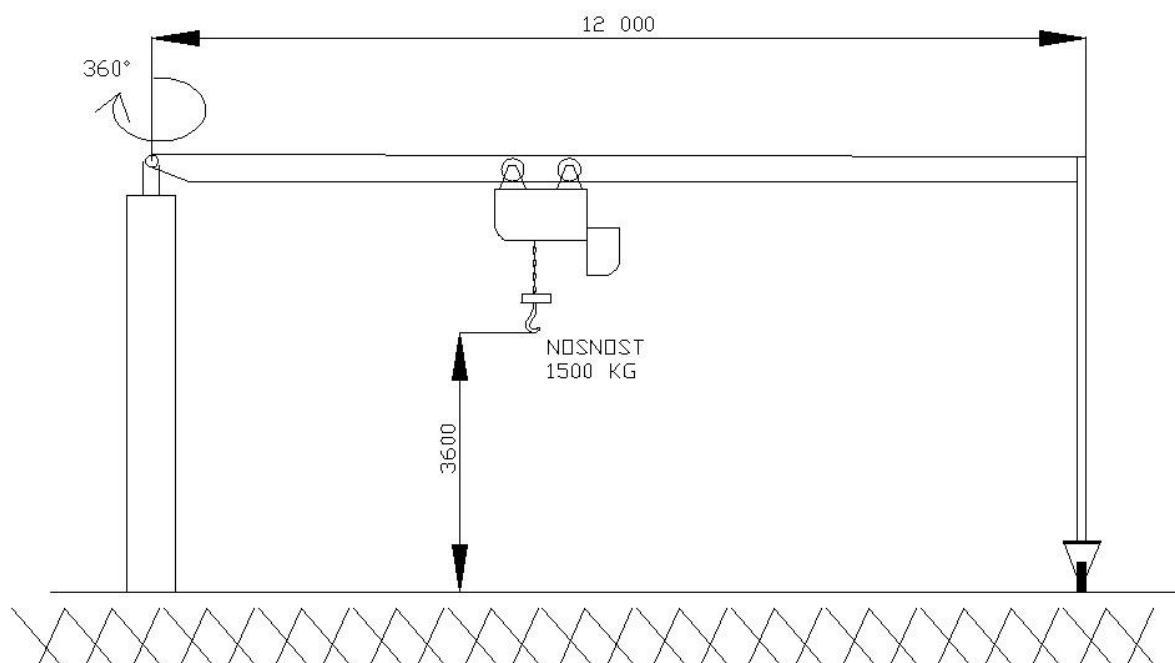


2 ZADÁNÍ

Délka vyložení ramene: 12 000 mm

Výška zdvihu: 3 600 mm

Nosnost: 1 500 kg



Obr. 2 Schéma radiálního portálového jeřábu a důležitých parametrů

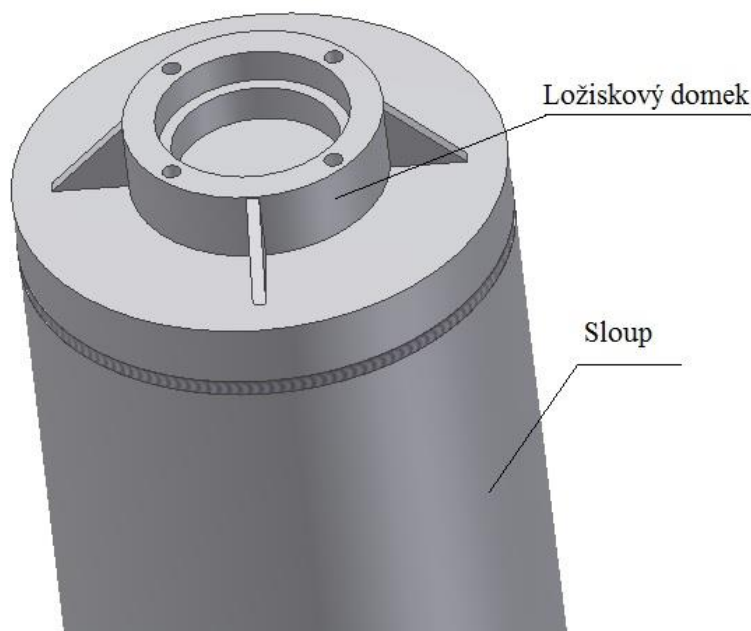


3 VOLBA TYPU OTOČNÉHO MECHANIZMU

Mechanismus otoče výložníku vůči sloupu má dle zadání diplomové práce umožňovat otáčení o 360° . Samotné otáčení bude realizovat soudečkové ložisko. Vzhledem k tomu, že výložník je horizontálně kloubově uložen k vertikální otoči viz obr. 4, nepřenáší žádný moment a horizontální otoč, tudíž lze teoreticky realizovat pomocí jednoho ložiska viz obr. 3. Použití jednoho ložiska dle obr. 3 by ovšem nebylo vhodné v případě nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky, kdy by ložisko mohlo překročit maximální natočení vnějšího kroužku vůči kroužku vnitřnímu. Toto natočení je u použitého soudečkového ložiska dle výrobce od $1^\circ 30''$ až po $2^\circ 30''$ viz [11] str. 385. Tato výrobně a materiálově výhodnější varianta je tedy zahrnuta z výše popsanych důvodů a je volena varianta dle podkapitoly 3.2

3.1 LETMÉ ULOŽENÍ VÝLOŽNÍKU

Výhoda tohoto uložení je v jednoduchosti konstrukce a použití pouze jednoho soudečkového ložiska. Nevýhoda je pouze v okamžiku nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky, kde dochází k přenosu síly nárazu na čep tohoto soudečkového ložiska a jelikož působí síla není ve středu naklápění soudečkového ložiska, dochází vlivem ramene ke vzniku momentu a mohlo by docházet k limitnímu natočení a následně k rázům, což nepříznivě ovlivňuje životnost ložiska.



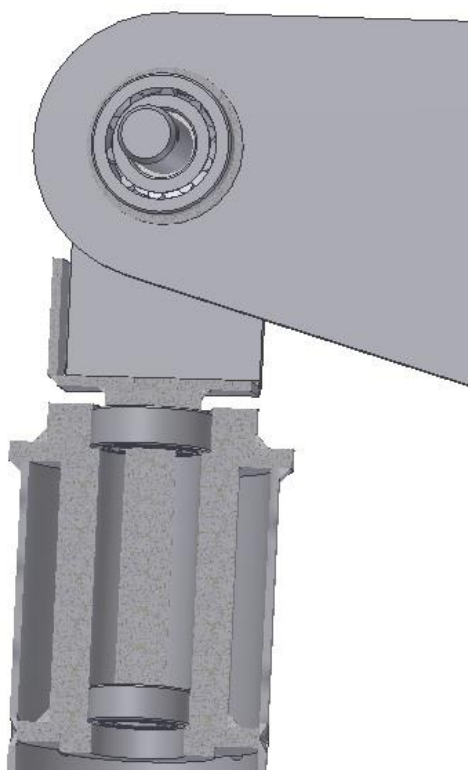
Obr. 3 Možný vzhled letmého uložení výložníku



3.2 KLASICKÉ ULOŽENÍ NA DVOU LOŽISCÍCH

Výhoda tohoto uložení je v zachytávání horizontálních sil vznikajících převážně nárazem kladkostroje na pryžové nárazníky, kde horní ložisko bude řešeno jako axiálně pevné a bude tedy přenášet jak axiální tak i radiální síly. Spodní ložisko bude axiálně volné a přenášet tedy bude jen radiální síly, které se ovšem budou vyskytovat jen ojediněle z důvodu již zmíněného nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky.

Nevýhoda tohoto uložení je ve značně výraznější složitosti oproti letnému uložení a také v nutnosti použití dvou ložisek.



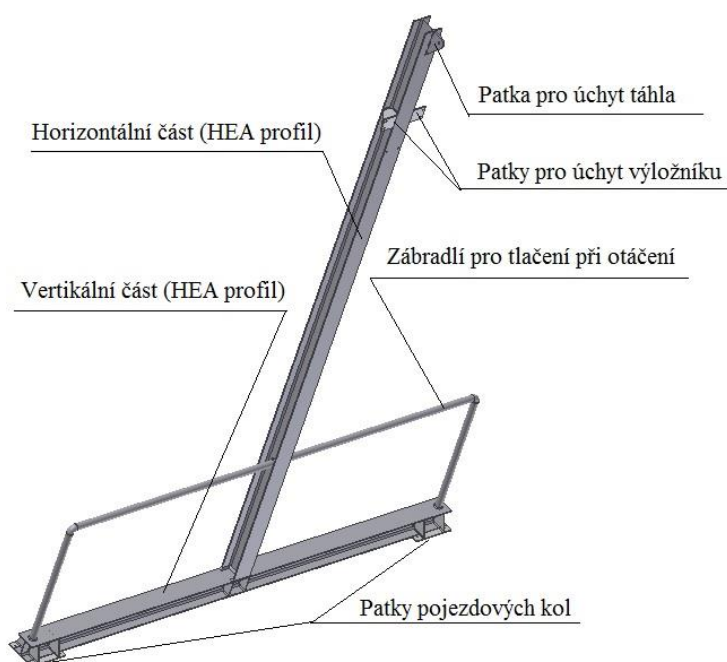
Obr. 4 Koncepce použitého otočného mechanismu



4 NÁVRH VARIANT POJÍZDNÉ STOJINY

Obě varianty pojízdné stojiny jsou konstruované tak aby nebylo třeba žádné další konstrukční úpravy výložníku, sloupu ani žádné jiné konstrukční skupiny radiálního portálového jeřábu při výměně stojiny za jinou z obou variant, což přináší univerzálnost tohoto konstrukčního řešení.

4.1 PRVNÍ VARIANTA POJÍZDNÉ STOJINY



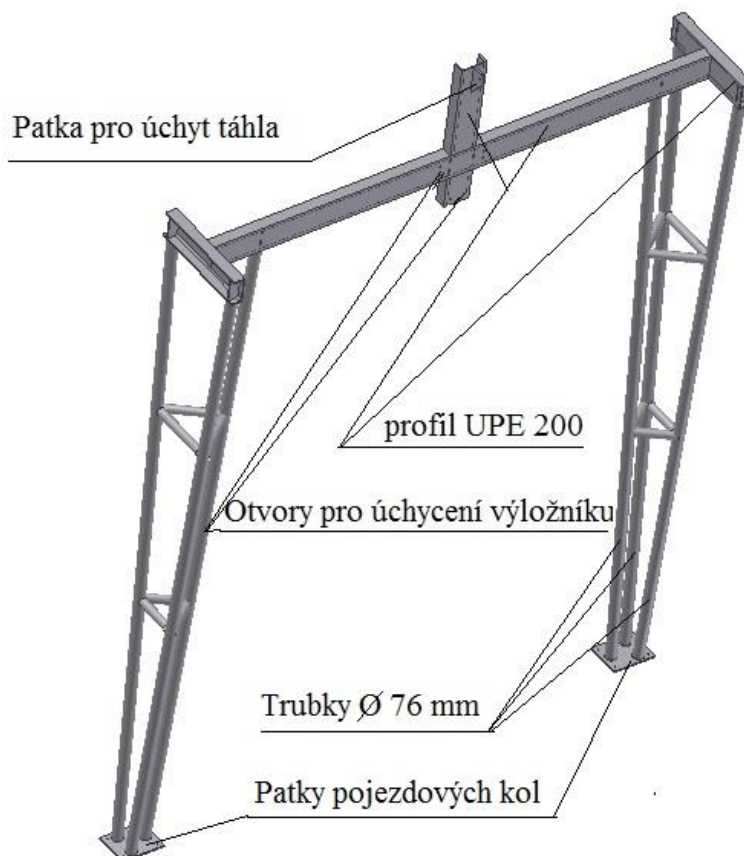
Obr. 5 První varianta pojízdné stojiny

Stojina je realizována jako jednonosníková. To přináší určité výhody z hlediska její složitosti a také se tento druh stojiny hodí tam, kde je třeba pohyb břemene pouze ve vnitřní části obrysu jeřábu tj. mezi sloupem a stojinou. V případě, že bychom chtěli např. vkládat hmotný a dlouhý polotovar do vřetene stroje a bylo by třeba s jedním koncem polotovaru přejet za vnitřní obrys jeřábu, není tato koncepce vhodná z důvodu možnosti nárazu tímto břemenem do stojiny. Tento problém do jisté míry odstraňuje druhá varianta pojízdné stojiny. S ohledem na použití těchto druhů jeřábu je tedy tato první varianta doporučena pro použití v jaderných elektrárnách.



4.2 DRUHÁ VARIANTA POJÍZDNÉ STOJINY

Druhá varianta pojízdné stojiny je spíše vhodná pro použití v dílnách, protože umožňuje manipulaci s dlouhými břemeny i za obrys radiálního portálového jeřábu. Konstrukce je ovšem složitější a také dražší, už jen z důvodu, že uzavřené hutní polotovary jsou obecně dražší než ty otevřené.



Obr. 6 Druhá varianta pojízdné stojiny



5 VOLBA KLADKOSTROJE

Tato kapitola včetně všech cenových rozborů je dle [3]. Při volbě kladkostroje bylo přihlíženo k spolehlivosti, což lze docílit s jistotou pouze výběrem od prověřených světových výrobců. Bylo uvažováno také s tím, že tento druh jeřábu se převážně používá v dílenském prostředí, kde velmi často dělník špatně odhadne hmotnost břemene a kladkostroj a nutně i celý jeřáb přetíží. Ovšem jen do té míry, co povolí již zmíněný kladkostroj a jeho ochrana proti přetížení. Obecně se tedy v dílenském prostředí uvažuje i značná přetížitelnost jeřábu, což je zohledněno příslušnými počty koeficientů bezpečnosti. Další aplikace tohoto jeřábu je v jaderných elektrárnách, i zde ovšem musíme být opatrní, protože se pracuje s břemeny, které obsahují radioaktivní odpad a selhání kladkostroje či jeřábu by mohlo mít katastrofické důsledky. Proto je velice konzervativní dát na stejnou úroveň dílenský jeřáb s velkou přetížitelností a jeřáb pro jadernou elektrárnu, kde je sice známá přesná hmotnost břemene a k přetěžování nedochází ale je třeba větší bezpečnost proti selhání jeřábu. Tudíž z jednoho výpočtu bude navrhnout jeřáb pro oba typy použití, protože vyšší bezpečnosti pro jeřáb určený do jaderných elektráren bude docíleno uvažováním velkého přetížení pro jeřáby do dílenského prostředí. Pro menší nosnosti se v drtivé většině případů používá řetězový kladkostroj. I zde bude proto navrhnout tento typ kladkostroje.

5.1 POROVNÁNÍ CEN KLADKOSTROJŮ OD NEJVĚTŠÍCH SVĚTOVÝCH VÝROBCŮ

Z široké škály výrobců kladkostrojů jsem se omezil na 4 výrobce a to: LIFTKET, DEMAG, SWF, ABUS.

Od firmy LIFTKET lze pořídit elektrický řetězový kladkostroj, který je použit v této práci a to model 070/54 s nosností 1 600 kg za 64 182 Kč bez DPH (je to konečná cena včetně zvýšené výšky zdvihu a větší délky kabelu dle parametrů v zadání). Vzhledem k tomu, že mám větší výšku zdvihu tak se připláčí za každý její metr navíc 1 088 Kč a za každý metr navíc ovládacího kabelu 160 Kč. Základní provedení tohoto kladkostroje je s výškou zdvihu 3 metry a délkou kabelu 1,5 metru v ceně 59 947 Kč bez DPH. Dále lze zakoupit kladkostroje s elektrickým pojezdem a nosností 1000 kg v ceně od 51 198 do 76 451 Kč bez DPH a nosností 2000 kg v ceně od 61 675 do 80 838 Kč bez DPH.

Od firmy ABUS lze zakoupit řetězový elektrický kladkostroj s nosností 1000 kg a elektrickým pojezdem, základní výškou zdvihu 3 metry a délkou kabelu 2,3 metry za 67 241 Kč bez DPH. O třídu vyšší je kladkostroj s nosností 2000 kg a elektrickým pojezdem, parametry zdvihu a kabelu jsou stejné, ovšem cena je 86 789 Kč bez DPH.

Od firmy DEMAG lze zakoupit elektrický řetězový kladkostroj s nosností 1 600 kg za 74 000 Kč. Závěsný elektrický řetězový kladkostroj bez elektrického pojezdu a nosnosti 1000 kg za 32 250 Kč bez DPH. O třídu vyšší je řetězový kladkostroj s nosností 2000 kg také bez elektrického pojezdu za 41 400 Kč bez DPH.

Od firmy SWF lze zakoupit řetězový elektrický kladkostroj s nosností 2000 kg a zavěšením na hák bez elektrického pojezdu za 57 360 Kč bez DPH. O třídu nižší je kladkostroj s nosností 1600 kg bez elektrického pojezdu za 55 200 Kč bez DPH.

Porovnání jednotlivých kladkostrojů od různých výrobců je provedeno v tab. 1 a to jak pro elektrické řetězové kladkostroje s pojezdem tak i pro volně zavěšené kladkostroje.



Tab. 1 Porovnání cen kladkostrojů [3]

Výrobce	Nosnost [kg]	Elektrický pojezd	Cena bez DPH v Kč
ABUS	1 000	ANO	67 241
	2 000	ANO	86 789
STAR LIFTKET	1 600	ANO	64 182
	2 000	ANO	67 856
DEMAG	1 000	NE	32 250
	1 600	ANO	74 000
	2 000	NE	41 400
SWF	1 600	NE	55 200
	2 000	NE	57 360

5.2 POUŽITÝ KLADKOSTROJ

Kladkostroj je volen od Německé firmy LIFTKET. Důvodem je široký výběr produktů a hlavně špičková kvalita a dostupnost servisu ve velmi krátké době přímo od výrobce sídlícího v Německu. Typ kladkostroje je 1600/2-4, model 070/54. Tento kladkostroj bude s typem pojezdu 2000 S1. Jedná se o elektrický pojezd. Šířka příruby je u tohoto typu pojezdu 220 – 300 mm. Rychlost zdvihu 4 m/min.



Obr. 7 Použitý kladkostroj [3]



6 VOLBA POJEZDOVÝCH KOL

V této práci je z důvodu problematiky přičení jeřábu a velkých třecích sil popsán v **Úvodu** (str. 13), voleno nestandardní konstrukční řešení pojezdového kola, které bude eliminovat tyto negativní vlivy. Inspirace k této volbě přišla z všesměrových kladiček používaných např. u gravitačních válečkových tratí. Postupem času se začala zvyšovat jejich únosnost a přešli z nepoháněných na poháněné. Nyní je lze nalézt pro pohon robotů, jako kola vysokozdvížných vozíků a pro všeobecnější použití. Tvarových variant lze nalézt mnoho pod originálním názvem „omni wheel“. „Omni“ znamená z latiny „vše“ a „wheel“ z angličtiny „kolo“. Z důvodu malé rozšířenosti tohoto druhu kol, je zatím jejich velkou nevýhodou cena, která je ovšem kompenzována jednoduchostí návrhu, kde není třeba uvažovat jakékoliv nepříjemnosti spojené s přičením či jiných negativních jevů, spojených se změnou poloměru kružnice, kterou opisují kola stojiny při otáčení jeřábu.



Obr. 8 Použité všesměrové kolo [12]

Pro tento druh jeřábu bude použito dvou všesměrových kol pro obě varianty pojízdné stojiny. Každé z kol s nosností 2 000 kg, aby byla vytvořena rezerva v případě přenesení větší hmotnosti na některé z obou kol.



7 VOLBA A VÝPOČET PARAMETRŮ RADIÁLNÍHO PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

7.1 VÝLOŽNÍK

Ve všech podkapitolách týkajících se výložníku je uvažováno, že zatížení od kladkostroje a břemene je nahrazeno jednou ekvivalentní silou (F_{K+B}). Ve skutečnosti ale pro rovinný případ kladkostroj namáhá výložník ve dvou bodech odpovídající dle výrobce rozteči kol 112 mm, což je zanedbatelné oproti délce výložníku $\cong 12\,200\text{[mm]}$ a nevzniká tímto předpokladem výraznější chyba.

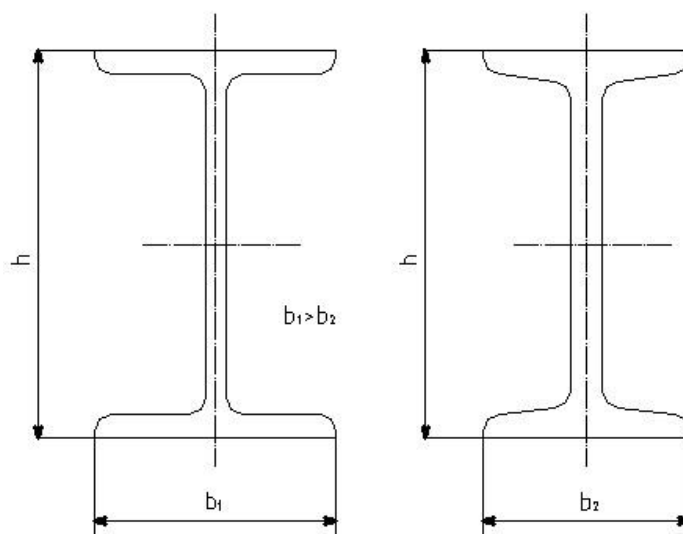
7.1.1 VOLBA PROFILU VÝLOŽNÍKU

Tato podkapitola včetně všech cenových rozborů je dle [3]. Výložník je volen z I profilu. Na výběr je ze dvou druhů. Klasický I profil, který má při stejné výšce profilu vyšší únosnost ale větší vlastní hmotnost a ekonomický profil IPE. Jeho výhodou je, že při stejné hmotnosti má větší únosnost a nevýhodou je větší výška profilu. Větší výška nám ale při návrhu radiálního portálového jeřábu nevadí, jelikož nejsme omezeni maximální výškou jeřábu, tudíž budeme dále uvažovat jen profil IPE z důvodu lepšího poměru únosnost/hmotnost. Také cena je nižší, viz tab. 2 kde je porovnání 4 m dlouhého uvažovaného profilu výložníku.

Tab. 2 Porovnání cen I profilů [3]

	Cena za 1kg	Hmotnost 4 m profilu	Cena za 4 m profilu	W_x [cm ³]
IPE 240 (S235JR)	20,008 Kč	122,8 kg	2 457 Kč	324 cm ³
I 240 (S235JR)	20,68 Kč	144,8 kg	2 994 Kč	354 cm ³
IPE 270 (S235JR)	20,008 Kč	144,4 kg	2 889 Kč	429 cm ³

Z tabulky vyplývá, že např. zvolení IPE 270 místo I 240 má dvě výhody a to nižší cena (o 3,5%) a zároveň větší únosnost (o 17,5%). Tak pokud nejsme omezeni výškou jeřábu z nějakého důvodu, je ekonomičtější volit profil IPE.



Obr. 9 Schéma profilu IPE [3]

7.1.2 VOLBA MATERIÁLU VÝLOŽNÍKU

Tato kapitola včetně všech cenových rozborů je dle [3]. Dále je třeba ještě posoudit správnost volby materiálu. Běžně se volí materiál pro svařované konstrukce. Nejobvyklejší jsou S235 (11 375) a S355 (11523). Radiální portálový jeřáb bude pracovat ve vnitřním prostoru a tak není třeba uvažovat tranzitní teploty a s tím spojené riziko křehkého lomu, proti kterému je lepší volba materiálu S355J2 (J2=> 27 J při -20°C) oproti S355J0 (J0=> 27 J při 0°C). Rozhodneme tudíž dle ekonomičnosti k mezi kluzu. Srovnání opět provedeme např. na IPE 240.

Tab. 3 Porovnání materiálu [3]

	Cena za 1kg	Hmotnost 4 m profilu [Kč]	Cena za 4 m profilu [Kč]	R_e [MPa]
IPE 240 (S235JR)	20,008 Kč	122,8 Kč	2 457 Kč	235
IPE 240 (S355J2)	21,808 Kč	122,8 Kč	2 678 Kč	355

Z tabulky opět plyne, že ceny se liší jen o 8% kdežto meze kluzu o 34%. Zvolením materiálu S355 získáme podstatně lepší mechanické vlastnosti za minimální finanční navýšení ceny. Navíc je velice pravděpodobné, že 30% zvýšení mechanických vlastností povede k návrhu menšího profilu a tím i menší hmotnosti, za kterou platíme. Toto nakonec povede i k finančním úsporám.



Materiál je volen S355J0 (11 523).

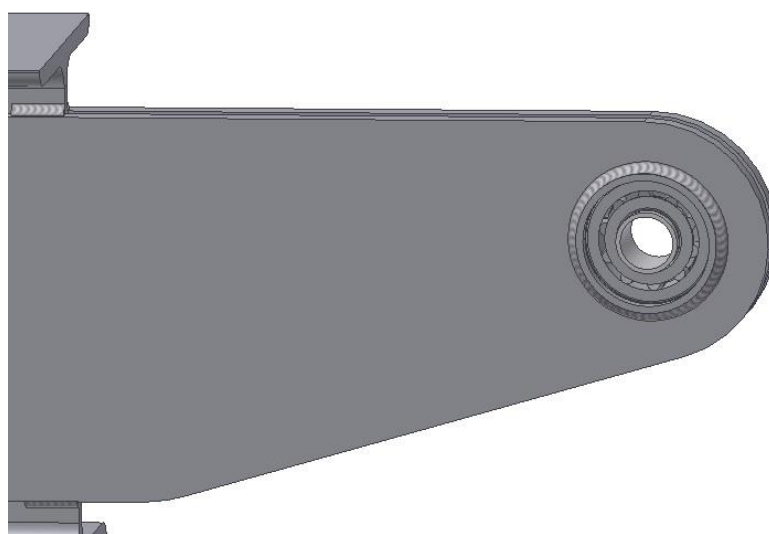
Jmenovitá hodnota meze kluzu $f_y = 355 \text{ MPa}$ (dle tloušťky materiálu) [8] str. 16.

Návrhová hodnota únosnosti $\gamma_{Rm} = 1,1$ dle [8] str. 21 sníží hodnotu f_y na $f_{Rd\sigma} = 323 \text{ [MPa]}$ pro normálová napětí a $f_{Rd\tau} = 186 \text{ [MPa]}$ pro smyková napětí viz podkapitola 7.1.4 a 7.1.5.

Koeficient bezpečnosti je volen $k_n = 2$ a ten dále sníží výpočtovou mez kluzu viz podkapitola 7.1.4 a 7.1.5.

7.1.3 VOLBA UCHYCENÍ VÝLOŽNÍKU K VERTIKÁLNÍ OTOČI

Výložník bude uchycen k vertikální otoči kloubově viz obr. 10 a to z důvodu případného najetí pojízdné stojiny na překážku a případné mírné natočení výložníku v horizontální otoči ale také bude kompenzovat případné nepřesnosti výroby a nerovnosti podkladu po kterém se pojíždí. Vzhledem k tomu, že toto kloubové uložení bude realizováno soudečkovým ložiskem, které umožňuje naklápění od $1^\circ 30'$ do $2^\circ 30'$ (dle typu soudečkového ložiska [11] str. 385), nemůže se stát, že by jedno kolo stojiny ztratilo kontakt s podlahou, což by vedlo k dodatečnému kroucení celého výložníku. Toto naklopení ložiska umožní zvednutí libovolného z obou kol minimálně o 8 centimetrů (opět dle typu soudečkového ložiska a vypočtené rozteči kol viz podkapitola 7.5.1). Tato koncepce tedy vyrovnává případné nerovnosti povrchu nebo najetí na překážku a neměla by být vyčerpána vzhledem k tomu, že průměr kola je cca 41 cm dalo by jistě hodně úsilí vyjet kolem na 8 cm vysokou překážku.



Obr. 10 Uchycení výložníku k horizontální otoči



7.1.4 VÝPOČET VÝPOČTOVÉ MEZE KLUZU V TAHU (TLAKU)

$$R_{e \text{ vyp } \sigma} = \frac{f_{Rd \sigma}}{k_n} \quad (7.1)$$

$$R_{e \text{ vyp } \sigma} = \frac{323 \text{ MPa}}{2} = 161,5 \text{ [MPa]}$$

$$R_{e \text{ vyp } \sigma} \cong 162 \text{ [MPa]}$$

kde: $f_{Rd \sigma}$ [MPa]	návrhové napětí únosnosti materiálu v tahu (tlaku) [8] str. 21
$R_{e \text{ vyp}}$ [MPa]	výpočtová mez kluzu materiálu v tahu (tlaku)
k_n [-]	koeficient bezpečnosti

7.1.5 VÝPOČET VÝPOČTOVÉ MEZE KLUZU VE SMYKU

$$R_{e \text{ vyp } \tau} = \frac{f_{Rd \tau}}{k_n} \quad (7.2)$$

$$R_{e \text{ vyp } \tau} = \frac{186 \text{ MPa}}{2} = 93 \text{ [MPa]}$$

kde: $f_{Rd \tau}$ [MPa]	návrhové napětí únosnosti materiálu ve smyku [8] str. 21
R_e [MPa]	výpočtová mez kluzu materiálu ve smyku
k_n [-]	koeficient bezpečnosti

7.1.6 VÝPOČET DYNAMICKÝCH SIL

VÝPOČET TEORETICKÉHO SOUČinitele ϕ_{2t} [9] str. 18

-pro jeřáb s řetězovým kladkostrojem:

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot v_{h,\max}}{0,45 + \left(\frac{f_{uc} \cdot l_c}{150 \cdot Z_a} \right)^{1/2}} \quad (7.3)$$

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot \frac{4}{60} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{0,45 + \left(\frac{800 \text{ MPa} \cdot 3,6 \text{ m}}{150 \cdot 1,5} \right)^{1/2}} = 1,046$$

$$\phi_{2t} \cong 1,05$$

$f_{uc} = 800 \text{ [MPa]}$ je to hodnota přetržení řetězu dle výrobce [13] str. 18



kde:	$v_{h,\max}$ [$m \cdot s^{-1}$]	maximální ustálená rychlost zdvihu
	f_{uc} [MPa]	mez pevnosti oceli řetězu
	l_c [m]	délka větve řetězu
	Z_a [-]	skutečný součinitel bezpečnosti řetězu

URČENÍ ZDVIHOVÉ TŘÍDY [9] str. 18

$$\text{-pro } \phi_{2t} = 1,05 < 1,07 + 0,24 \cdot v_{h,\max} \quad (7.4)$$

$$1,05 < 1,07 + 0,24 \cdot s \cdot m^{-1} \cdot \frac{4}{60} m \cdot s^{-1} = 1,086$$

platí zdvihová třída HC1

kde:	ϕ_{2t} [-]	teoretický součinitel
	$v_{h,\max}$ [$m \cdot s^{-1}$]	maximální ustálená rychlost zdvihu

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE [7] str. 12 a str. 13

Je to síla vznikající při zvedání břemene a prověšeném laně respektive řetězu a to tak, že se nejdříve roztočí všechny členy pohonu zdvihu a následně dojde k rázovému zdvihu po navinutí této prověšené části lana respektive řetězu.

-zohlední se vynásobením hmotnosti břemene součinitelem ϕ_2

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h \quad (7.5)$$

-dle zdvihové třídy HC1 dle [7] str. 13 je: $\beta_2 = 0,17$

-pohon zdvihu je přiřazen do třídy HD1 dle [7] str. 13, protože mikrozdvih není k dispozici u zvoleného typu kladkostroje => $v_h = v_{h,\max}$

-hodnoty $\phi_{2,\min} = 1,05$ dle kombinací tříd HC a HD

$$\phi_2 = 1,05 + 0,17 \cdot s \cdot m^{-1} \cdot \frac{4}{60} m \cdot s^{-1} = 1,061$$

$$\phi_2 \cong 1,06$$



kde:	$\phi_{2,\min}$ [–]	součinitel dle [7] str. 13
	β_2 [–]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu
	ϕ_2 [–]	dynamický součinitel při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemene
	v_h [$m \cdot s^{-1}$]	charakteristická zdvihová rychlost břemene
	$v_{h,\max}$ [$m \cdot s^{-1}$]	maximální ustálená rychlost zdvihu

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENA ZRYCHLENÍM POHONU [9] str. 19 a str. 20

-dle 15011 je určení třídy P průměrného počtu zrychlení: třída P_2 (kladkostroj má jednostupňové ovládání otáček)

-zatížení na jeřáb způsobená zrychlením či zpomalením poháněcími silami:

$$S = S(i) + \phi_p \cdot \phi_5 \cdot a \cdot m_B \quad (7.6)$$

$$S = m_B \cdot g + \phi_p \cdot \phi_5 \cdot a \cdot m_B$$

$$S = 1500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} + 1,15 \cdot 1,2 \cdot 3,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1500 \text{ kg} = 21\,214,8 \text{ [N]} \quad \text{pro zdvihání}$$

$$S \cong 21\,215 \text{ [N]}$$

$$S = 1500 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} + 1,15 \cdot 1,3 \cdot 3,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 1500 \text{ kg} = 21\,756,45 \text{ [N]} \quad \text{pro spouštění}$$

$$S \cong 21\,756 \text{ [N]}$$

$\phi_5 \rightarrow$ 1,2 pro zdvihání a jednostupňové ovládání otáček
1,3 pro spouštění a jednostupňové ovládání otáček

- $\phi_p = 1,15$ dle třídy P_2 pro zdvihání

kde:	$S(i)$ [N]	počáteční účinek zatížení
	ϕ_p [–]	součinitel pro účinek pohybů postupného dosažení polohy
	ϕ_s [–]	zvyšující součinitel
	m_B [kg]	hmotnost břemene
	a [$m \cdot s^{-2}$]	hodnoty zrychlení nebo zpomalení


ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENA POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU [7] str. 14, 15 a 16

Vzhledem k tomu, že všesměrové kolo je složeno ze dvou řad válečků a tyto dvě řady jsou vůči sobě navzájem pootočený tak aby při odvalování po rovném podkladu a s osou kola rovnoběžnou s plochou podlahy nevznikali rázy. Při jeřábu ovšem dojde k mírnému prohnutí výložníku a tím, že je stojina k tomuto výložníku pevně přišroubována dojde taktéž k jejímu náklonu. Tím pádem se mírně nakloní i všesměrové kolo a válečky při odvalování nebudou navazovat v ideální kružnici. Kolo se jakoby stane N-úhelníkem, který se odvaluje. Ovšem tato odchylka od ideálního stavu bude velice malá. Nicméně bude zohledněna, protože by mohly vznikat při otáčení nepatrné rázy. Toto zohlednění lze konzervativně provést např. tak, že budu uvažovat jako, kdyby kolo jelo po povrchu s pravidelně se vyskytujícími mezerami a to z důvodu, že pro tento jev norma nabízí řešení, jak jej zohlednit. Toto zohlednění se provádí pomocí součinitele ϕ_4 .

$$\phi_4 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{g \cdot r} \cdot \xi_G \quad \text{pro přejezd přes mezeru} \quad (7.7)$$

$$\phi_4 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{(1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0,203 \text{ m}} \cdot 0,05 = 1,062$$

$$\phi_4 \cong 1,06$$

kde:	r	[m]	poloměr všesměrového kola
	ξ_G	[-]	součinitel dle [7] str. 16
	v	[m · s]	konstantní vodorovná pojezdová rychlost jeřábu
	g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení

- $\xi_G = 0,05$ je voleno dle grafu [7] str. 16 pro vypočtené $\alpha_G = 0,2$

$$\alpha_G = \frac{f_q \cdot e_G}{v} \quad (7.8)$$

$$\alpha_G = \frac{10 \text{ s}^{-1} \cdot 0,02 \text{ m}}{1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 0,2$$

e_G je voleno 0,02 m, což je velice konzervativní a představuje dle [7] str. 16 obr. 4 b) přejezd přes mezeru 2 cm širokou. Rychlost pojezdu je volena 1 m · s⁻¹ z důvodu ručního pohonu otáčení jeřábu.

kde:	f_q	[Hz]	vlastní frekvence modelu (volí se 10 Hz dle [7] str. 15)
	e_G	[m]	šířka mezery
	v	[m · s ⁻¹]	konstantní vodorovná pojezdová rychlost jeřábu

**MOŽNÉ KOMBINACE DYNAMICKÝCH STAVŮ**

Stavy při zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu a zatížení způsobená zrychlením pohonu při prověšeném zdvihacím elementu se navzájem vylučují a může nastat jen jeden z nich. Z tohoto důvodu bude dále uvažováno jen zatížení způsobená zrychlením pohonu i přes to, že mají stejný vliv (dle hodnoty příslušných koeficientů) jako zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu.

7.1.7 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA OD MAXIMÁLNÍ HMOTNOSTI BŘEMENE A DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ

Aby bylo dosaženo konzervativnějších výsledků, bude uvažováno zatížení dle podkapitoly 7.1.6 a to tak, že zatížení způsobená zrychlením pohonu ($S = 21\,215 [N]$ → případ zdvihání břemene) vynásobím součiniteli ϕ_2 , což odpovídá zdvihu břemene s prověšeným řetězem. Pojízdní po nerovném povrchu nemůže současně s tímto stavem nastat.

$$F_B = S \cdot \phi_2 \quad (7.9)$$

$$F_B = 21\,215 \text{ N} \cdot 1,06 = 22\,487,9 \text{ N}$$

$$F_B \cong 22\,490 \text{ N}$$

kde:	S	$[N]$	zatížení způsobená zrychlením pohonů
	ϕ_2	$[-]$	dynamický součinitel při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemene

7.1.8 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA OD VLASTNÍ HMOTNOSTI KLADKOSTROJE

$$F_K = m_K \cdot g \quad (7.10)$$

$$F_K = 72 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 706,32 [N]$$

$$F_K \approx 710 [N]$$

kde:	m_K	$[kg]$	hmotnost kladkostroje
	g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení

7.1.9 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA OD KLADKOSTROJE A BŘEMENE

$$F_{K+B} = F_K + F_B \quad (7.11)$$

$$F_{K+B} = 22\,490 \text{ N} + 710 \text{ N} = 23\,200 \text{ N}$$

kde:	F_K	$[N]$	zatěžující síla od vlastní hmotnosti kladkostroje
	F_B	$[N]$	zatěžující síla od maximální hmotnosti břemene a dynamických účinků



7.1.10 OHYBOVÝ MOMENT OD SÍLY F_{K+B}

-je to maximální ohybový moment, který vyvodí síla F_{K+B} a to odpovídá vzdálenosti v polovině vyložení ramene (tj. $\frac{l}{2}$) dle obr. 14

$$M_{F_{K+B}} = \frac{F_{K+B}}{2} \cdot \frac{l}{2} \quad (7.12)$$

$$M_{F_{K+B}} = \frac{23\,200\text{ N}}{2} \cdot \frac{12\,200\text{ mm}}{2} = 70\,760\,000\text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde: F_{K+B} [N] síla od hmotnosti kladkostroje a břemene
 l [mm] délka vyložení ramene

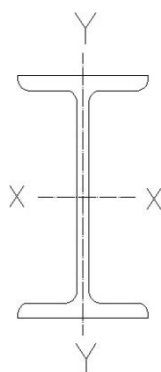
7.1.11 VÝPOČET PRŮŘEZOVÉHO MODULU V OHYBU VÝLOŽNÍKU K OSE X

$$R_{e\text{ vyp } \sigma} = \frac{M_{F_{K+B}}}{W_x} \Rightarrow W_x = \frac{M_{F_{K+B}}}{R_{e\text{ vyp } \sigma}} \quad (7.13)$$

$$W_x = \frac{70\,760\,000\text{ N} \cdot \text{mm}}{162\text{ MPa}} = 436\,790,1\text{ mm}^3$$

$$W_x \cong 437\text{ cm}^3$$

kde: $R_{e\text{ vyp } \sigma}$ [MPa] výpočtová mez kluzu materiálu v tahu (tlaku)
 $M_{F_{K+B}}$ [N · mm] ohybový moment od síly F_{K+B}
 W_x [mm³] modul průřezu v ohybu výložníku k ose x



Obr. 11 Schéma profilu s rovinami ohybu [3]

Vzhledem k tomu, že ještě není uvažovaná vlastní hmotnost výložníku z důvodu teprve jeho návrhu, je volen profil IPE 300 ($W_x = 557\text{ cm}^3$ dle [5], str. 294) a nyní se může vypočítat skutečné napětí s uvažováním vlastní hmotnosti výložníku.

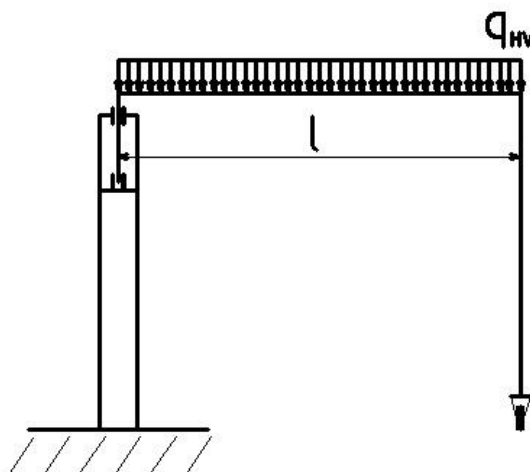


7.1.12 SKUTEČNÉ NAPĚTÍ VE VÝLOŽNÍKU

Skutečný ohybový moment zvětšený o vlastní hmotnost výložníku.

Hmotnost 1 m profilu IPE 300 je 42,2 kg [5], str. 294

12 m profilu IPE 300 má hmotnost: $m_{HV} \approx 515 \text{ kg}$



Obr. 12 Schéma výložníku zatíženého vlastní hmotností

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA OD VLASTNÍ HMOTNOSTI VÝLOŽNÍKU:

$$F_{HV} = m_{HV} \cdot g \quad (7.14)$$

$$F_{HV} = 515 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 5\,052,2 \text{ N}$$

$$F_{HV} \approx 5\,052 \text{ N}$$

kde: m_{HV} [kg] vlastní hmotnost výložníku
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení

OHYBOVÝ MOMENT OD SÍLY F_{HV} :

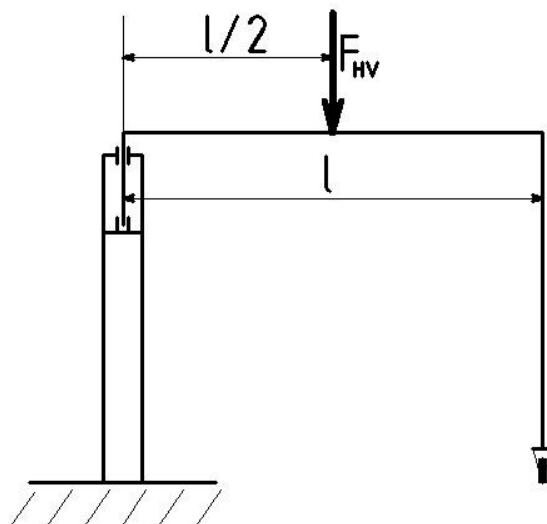
-vzhledem k tomu, že nás zajímá pouze maximální ohybový moment, který vyvodí toto spojitě silové působení q_{HV} dle obr. 12, je přípustné, ji nahradit staticky ekvivalentní silou v těžišti tohoto spojitěho silového působení viz obr. 13.

$$M_{F_{HV}} = \frac{F_{HV}}{2} \cdot \frac{l}{2} \quad (7.15)$$

$$M_{F_{HV}} = \frac{5\,052 \text{ N}}{2} \cdot \frac{12\,200 \text{ mm}}{2} = 15\,408\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



kde: F_{HV} [N] zatěžující síla od vlastní hmotnosti výložníku
 l [mm] délka vyložení ramene



Obr. 13 Schéma náhrady spojitého zatížení silou

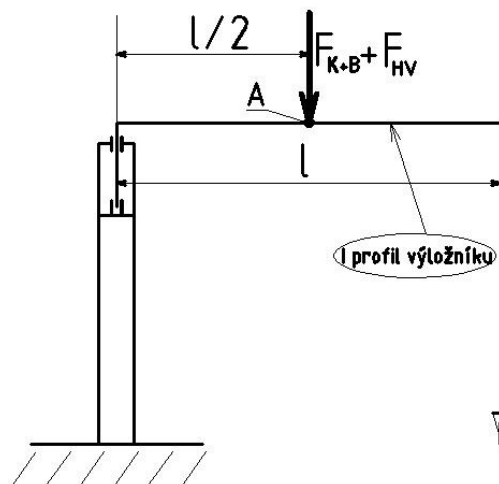
CELKOVÝ OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA PROFIL VÝLOŽNÍKU V NEBEZPEČNÉM MÍSTĚ A:

-dle obr. 14

$$M_{OMV} = M_{F_{K+B}} + M_{F_{HV}} \quad (7.16)$$

$$M_{OMV} = 70\,760\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} + 15\,408\,600 \text{ N} \cdot \text{mm} = 86\,168\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde: $M_{F_{K+B}}$ [N · mm] ohybový moment od síly F_{K+B}
 $M_{F_{HV}}$ [N · mm] ohybový moment od síly F_{HV}



Obr. 14 Pozice sil při maximálním ohybovém momentu na výložníku

SKUTEČNÉ NAPĚTÍ VE VÝLOŽNÍKU:

$$\sigma_V = \frac{M_{OMV}}{W_x} \quad (7.17)$$

$$\sigma_V = \frac{86\,168\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}}{557\,000 \text{ mm}^3} = 154,7 \text{ [MPa]} < R_e = 162 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{dovolené napětí vyhovuje}$$

kde: M_{OMV} [N · mm] celkový ohybový moment působící na výložníku
 W_x [mm³] modul průřezu v ohybu výložníku k ose x

Vzhledem k tomu, že je dosti velké vyložení ramene a výložník splňuje prutové předpoklady, je ohybový moment majoritním napětím a může se zanedbat posouvající síla, která namáhá profil výložníku na smyk a má tedy zanedbatelný vliv na skutečné napětí (je řádově max. kolem 5%).

7.1.13 SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI VÝLOŽNÍKU

-součinitel bezpečnosti vůči návrhové mezi kluzu materiálu v tahu (tlaku) $f_{Rd\sigma}$

$$k_k = \frac{f_{Rd\sigma}}{\sigma_V} \quad (7.18)$$

$$k_k = \frac{323 \text{ MPa}}{142,6 \text{ MPa}} = 2,09$$

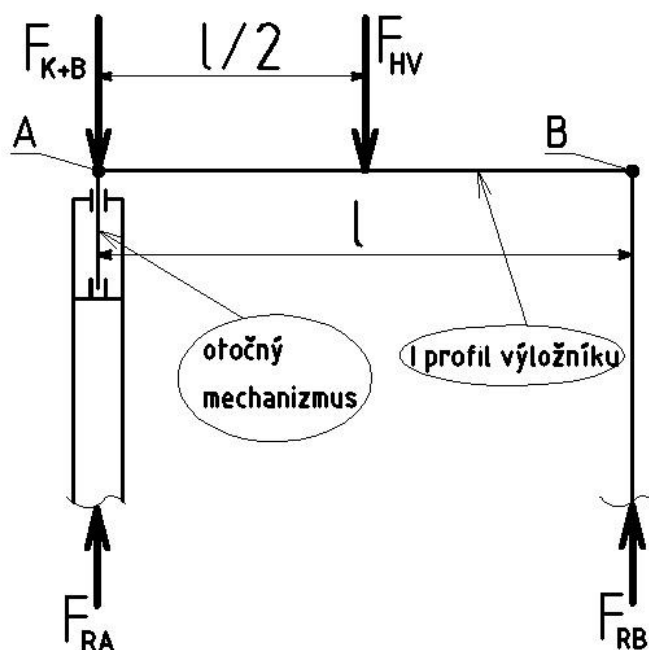
$$k_k \cong 2,1$$



kde: $f_{Rd\sigma}$ [MPa] návrhové napětí únosnosti materiálu v tahu
 (tlaku) [8] str. 21
 σ_V [MPa] skutečné napětí ve výložníku

7.1.14 REAKCE V PODPORÁCH A A B

Vzhledem k tomu, že zde zjišťujeme pouze reakce v podporách, můžeme si dovolit nahradit spojité zatížení od vlastní tíhy výložníku ekvivalentní silou v těžišti tohoto výložníku. Tyto reakce budou potom použity jako zátěžné síly při výpočtu sloupu, stojiny jeřábu, ložiska horizontálního a ložisek vertikálního otoče a dále pak jako síla snažící se prosmyknout třecí šroubový spoj svěrného typu, mezi stojinou a výložníkem.



Obr. 15 Schéma reakčních sil v podporách

Reakce v podporách se vypočítají velice jednoduše. Jedná se vlastně o nosník na dvou podporách zatížený jednou statickou silou tj. síla F_{HV} , která představuje ekvivalentní sílu od spojitého zatížení vlivem vlastní hmotnosti výložníku. Další síla už je ovšem pohyblivá síla od soustavy břemeno + kladkostroj. Maximálního účinku síly v podpoře A se tedy dosáhne, pokud tato pohyblivá síla se bude nacházet právě v bodě A. Totéž platí i o maximální síle v podpoře B, která bude maximální, pokud se pohyblivá síla bude nacházet v bodě B.

Velikost reakce v bodě A:

-je tedy součet síly F_{K+B} , když bude v bodě A a poloviční velikosti síly F_{HV} , která se rozkládá mezi obě podpory z důvodu její polohy v polovině délky vyložení ramene.



$$F_{RA} = F_{K+B} + \frac{F_{HV}}{2} \quad (7.19)$$

$$F_{RA} = 23\,200\text{ N} + \frac{5\,052\text{ N}}{2} = 25\,726\text{ [N]}$$

kde: F_{K+B} [N] síla od hmotnosti kladkostroje a břemene
 F_{HV} [N] zatěžující síla od vlastní hmotnosti výložníku

-pro reakce v bodě B je to stejný výsledek, protože je to symetrická úloha a proto platí:

$$F_{RA} = F_{RB} = 25\,726\text{ [N]}$$

7.1.15 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY VE VÝLOŽNÍKU

Z důvodu zcela jasné pozice břemeno + kladkostroj na výložníku, vyplývá i maximální zatížení na jednotlivé důležité uzly a to:

:uprostřed vyložení ramene → návrh příčného průřezu výložníku

:v bodě A (viz 7.1.14) → návrh sloupu, ložisek příčného a podélného otoče

:v bodě B (viz 7.1.14) → návrh obou variant stojin, šroubový spoj mezi výložníkem a stojinou

VVU tudíž není potřeba vyšetřovat komplexněji než je pro tři polohy a to pokud je břemeno v obou krajních polohách a následně uprostřed výložníku. Jiné větší účinky na jednotlivé prvky konstrukce nemohou vzniknout a proto je VVU v tomto článku vyšetřeno pouze tímto jednoduchým rozbohem. Jaké síly či momenty vznikají v těchto třech důležitých pozicích je vysvětleno v podkapitole 7.1.14 pro krajní polohy a kapitole 7.1.8, 7.1.9, 7.1.10 a 7.1.12 pro polohu uprostřed výložníku.

Další důvodem, proč není VVU analyzováno hlouběji pro každou polohu zátěžných sil je jeho větší složitost z důvodu pohyblivého zatížení a jeho následná nevyužitelnost k dalším výpočtům z důvodu analyzování klíčových pozic zátěžných sil na konstrukci popsané v odstavci výše.

7.1.16 VÝPOČET SVARU KONCOVÉHO PLECHU VÝLOŽNÍKU

Výpočet svaru koncového plechu výložníku, bude proveden na základě působící maximální možné smykové síly. Tato byla vypočtena v podkapitole 7.1.14.

**NÁVRHOVÁ ÚNOSNOST SVAROVÝCH SPOJŮ:**

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w \cdot f_y}{\gamma_m} \quad (7.20)$$

$$f_{w,Rd} = \frac{0,6 \cdot 355 \text{ MPa}}{1,1} = 193,6 \text{ [MPa]}$$

$$f_{w,Rd} = 194 \text{ [MPa]}$$

kde:	$f_{w,Rd}$ [MPa]	návrhové napětí únosnosti svaru
	α_w [-]	součinitel závislý na typu svaru, druhu napětí a materiálu
	f_y [MPa]	nejmenší hodnota meze kluzu spojovaných prvků
	γ_m [-]	obecný součinitel spolehlivosti

Dle [8] str. 57 je smykové napětí v koutovém svaru (za $\tau_{w,Sd}$ dosazují $f_{w,Rd}$):

$$\tau_{w,Sd} = \frac{F_\tau}{a \cdot 2 \cdot l_p + a \cdot 4 \cdot l_s} \Rightarrow a = \frac{F_\tau}{(2 \cdot l_p + 4 \cdot l_s) \cdot \tau_{w,Sd}} \quad (7.21)$$

$$a = \frac{25\,726 \text{ N}}{(2 \cdot 150 \text{ mm} + 4 \cdot 40 \text{ mm}) \cdot 194 \text{ MPa}} = 0,288 \text{ mm}$$

$$a \cong 0,3 \text{ [mm]}$$

kde:	F_τ [N]	smyková síla působící na svar
	l_p [mm]	délka svaru na pásnici výložníku
	l_s [mm]	délka svaru na stojině výložníku
	a [mm]	výška svaru

Vzhledem k tomu, že jsem zanedbal počáteční a koncové krátery, které snižují celkovou výpočtovou délku svaru, takže by výška svaru a vyšla nepatrně větší ale i tak je tento rozměr malý, bude tedy vycházeno z technologického doporučení $a \geq (0,5 \text{ až } 0,7) \cdot s_{\min}$ dle [6] str. 69 kde s_{\min} je menší z tloušťek svařovaných plechů, což bude uvažováno jako koncový plech výložníku s tloušťkou 8 mm. Výška svaru a je tedy volena 4 mm. Hodnoty před délkami svarů jsou počty těchto svarů. Svar musí ještě vyhovovat na únavu viz 7.1.17.

7.1.17 VÝPOČET SVARU KONCOVÉHO PLECHU VÝLOŽNÍKU NA ÚNAVU

Vzhledem k tomu, že koncový plech se nachází téměř v podpoře, je v tomto místě napětí od ohybového momentu zanedbatelné a tudíž s přihlédnutím předimenzování svaru dále nebude uvažováno s výpočtem svarového spoje na únavu.



7.1.18 VÝPOČET SVARU PLECHU VÝLOŽNÍKU

Návrhová únosnost svarového spoje viz článek 7.1.16.

Dle [8] str. 57 je smykové napětí v koutovém svaru:

$$\tau_{w,Sd} = \frac{F_{\tau}}{a \cdot 16 \cdot l_{pv}} \Rightarrow a = \frac{F_{\tau}}{(16 \cdot l_{pv}) \cdot \tau_{w,Sd}} \quad (7.22)$$

$$a = \frac{25\,726\,N}{16 \cdot 30\,mm \cdot 194\,MPa} = 0,276\, [mm]$$

$$a \cong 0,3\, [mm]$$

kde:	F_{τ}	[N]	smyková síla působící na svar
	l_{pv}	[mm]	délka svaru plechu výložníku
	a	[mm]	výška svaru

Svar opět vychází velice malý ale, pokud zohledníme smykové napětí od ohybového momentu popsané v [4] str. 509 jsme na konzervativní straně výpočtu. Hodnoty před délkami svarů jsou počty těchto svarů.

7.1.19 VÝPOČET PLECHU VÝLOŽNÍKU NA OHYB SE ZOHLEDNĚNÍM MĚNÍCÍHO SE PŘÍČNÉHO PRŮŘEZU

Vzhledem k tomu, že ohyb s proměnným příčným průřezem je značně komplikovaný při analytickém řešení, bude tato kontrola provedena při MKP analýze svařence výložníku. Plech výložníku je např. na obr. 10.

7.1.20 VÝPOČET PŘÍDAVNÉHO OHYBU PÁSNICE VÝLOŽNÍKU OD KOL KLDKOSTROJE

Tento výpočet je opět důležitý z důvodu tvarové stability pásnice I profilu, po které pojíždí kladkostroj. Toto zatížení se bude superponovat se zatížením od ohybu profilu výložníku. Ověření bude opět provedeno při MKP analýze svařence výložníku.

7.1.21 VÝPOČET VÝLOŽNÍKU NA ÚNAVU

Pro výpočet výložníku na únavu dle [4] str. 344 až 352 je počítáno s předpokladem trvalé pevnosti, tj. aby výložník vydržel neomezený počet cyklů. Výhodné je, že výložník neobsahuje žádný otvor, jelikož příslušenství ke kladkostroji je upevněno konzolami s upínkami. Jediné místo, kde se vyskytují koncentrátoři napětí, jsou svary plechu výložníku a pouzdro pro soudečkové ložisko, rovněž spojeno svarem ke zbytku výložníku viz obr 10. Svařenec výložníku je zhotoven kompletně z materiálu 11 523 a jeho mez únavy je převzata z materiálových listů.



$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \quad (7.23)$$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 57,7 \cdot 490^{-0,718} = 0,675 \quad (7.24)$$

$$k_b = 1,51 \cdot d_e^{-0,157} = 0,673 \quad (7.25)$$

$k_c = 1$ pro ohyb

$k_d = 1$ pro 20°C

$k_e = 0,868$ pro 95% spolehlivost

$k_f = 1$ pro nepřítomnost další vlivů

$$\sigma'_{co} = 0,675 \cdot 0,673 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot 1 \cdot 247 \text{ MPa} = 97,4 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_{co} \cong 97 \text{ [MPa]}$$

kde:	k_a	[–]	součinitel vlivu jakosti povrchu
	k_b	[–]	součinitel vlivu velikosti tělesa
	k_c	[–]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
	k_d	[–]	součinitel vlivu teploty
	k_e	[–]	součinitel spolehlivosti
	k_f	[–]	součinitel zahrnující další vlivy
	σ_c	[MPa]	mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace

$F_{\max} = 28\,252 \text{ [N]}$ součet síly $F_{HV} + F_K + F_B$

$F_{\min} = 20\,477 \text{ [N]}$ součet stálého zatížení bez uvažování dynamických účinků

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{28\,252 \text{ N} + 20\,477 \text{ N}}{2} = 24\,364,5 \text{ [N]} \quad (7.26)$$

$$F_m \cong 24\,365 \text{ [N]}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{28\,252 \text{ N} - 20\,477 \text{ N}}{2} = 3\,887,5 \text{ [N]} \quad (7.27)$$

$$F_a \cong 3\,890 \text{ [N]}$$

kde:	F_{\max}	[N]	maximální síla působící na výložník
	F_{\min}	[N]	minimální síla působící na výložník
	F_m	[N]	střední hodnota síly působící na výložník
	F_a	[N]	amplituda síly působící na výložník

Jedná se o cyklus pulsující v tahu.



$$\sigma_h = \frac{F_{\max} \cdot \frac{l}{4}}{W_o} = \frac{28\,252\,N \cdot \frac{12\,200\,N}{4}}{557\,000\,mm^3} = 154,7 [MPa] \quad (7.28)$$

$$\sigma_h \cong 155 [MPa]$$

$$\sigma_n = \frac{F_{\min} \cdot \frac{l}{4}}{W_o} = \frac{20\,477\,N \cdot \frac{12\,200\,mm}{4}}{557\,000\,mm^3} = 112,1 [MPa] \quad (7.29)$$

$$\sigma_n \cong 112 [MPa]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{155\,MPa + 112\,MPa}{2} = 133,5 [MPa] \quad (7.30)$$

$$\sigma_m \cong 134 [MPa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{155\,MPa - 112\,MPa}{2} = 21,5 [MPa] \quad (7.31)$$

$$\sigma_a \cong 22 [MPa]$$

kde:	F_{\max} [N]	maximální síla působící na výložník
	F_{\min} [N]	minimální síla působící na výložník
	σ_h [MPa]	horní napětí cyklu
	σ_n [MPa]	dolní napětí cyklu
	l [mm]	délka vyložení ramene
	W_o [mm ³]	modul průřezu v ohybu
	σ_m [MPa]	střední napětí
	σ_a [MPa]	amplituda napětí

Předpokladem pro posouzení únavové životnosti je, aby amplituda napětí σ_a spolu se středním napětí σ_m nepřekročila obalovou křivku danou spojnicí meze únavy σ'_{co} a meze pevnosti R_m viz Wöhlerova křivka daného materiálu. Toto je splněno.

7.1.22 VÝPOČET LOŽISKA HORIZONTÁLNÍ OTOČE

Ložisko vypočteme na základě minimálního příčného průřezu čepu (z ohybu), na který bude ložisko nasazeno a minimální šířky ložiska z důvodu otláčení čepu. Budeme tedy mít danou šířku ložiska dle kapitoly 7.3 a vnitřní průměr dle stejné kapitoly. Dále už jen bude spočítána statická únosnost ložiska a bude vybráno vhodné ložisko z katalogu výrobců. Ložisko bude voleno jako soudečkové, které bude umožňovat naklápění výložníku a tím i stojiny pro případ, že stojina pojedje po nerovném základu nebo najede na překážku.



- ložisko je voleno soudečkové od firmy ZKL
- zatížení se uvažuje pouze statické z důvodu téměř nulové frekvence otáčení
- ložisko je umístěno dle obr. 10

Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [11], str. 386 a str. 390

- pro výběr ložiska je $C_{or} = P_{or}$

$$P_{or} = F_r + Y_o \cdot F_a \quad (7.32)$$

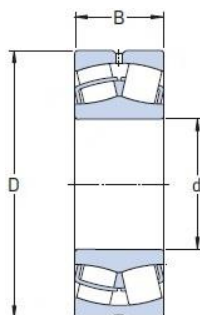
$$P_{or} = 25\,726\,N + 2,5 \cdot 0\,N = 25\,726\,[N]$$

Za síly udávané výrobcem dosadíme: $F_r = F_{RA}$; $F_a = 0$

kde:	P_{or}	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
	C_{or}	[N]	statická únosnost ložiska
	F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
	F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko
	Y_o	[-]	výpočtový součinitel dle [11], str. 386
	F_{RA}	[N]	reakce v bodě A viz obr. 15

Tomuto návrhu nejlépe odpovídají ložisko 22207EW33J od firmy ZKL s parametry:

B = 23 mm
 d = 35 mm
 D = 72 mm
 $C_{or} = 93,5\,kN$



Obr. 16 Schéma soudečkového ložiska s důležitými rozměry [11]

**7.1.23 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO PRŮHYBU VÝLOŽNÍKU**

Dle [5] str. 45 je maximální průhyb:

$$y_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (7.33)$$

Za sílu F dosadíme síly $F_{K+B} + F_{HV}$

$$y_{\max} = \frac{(F_{K+B} + F_{HV}) \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

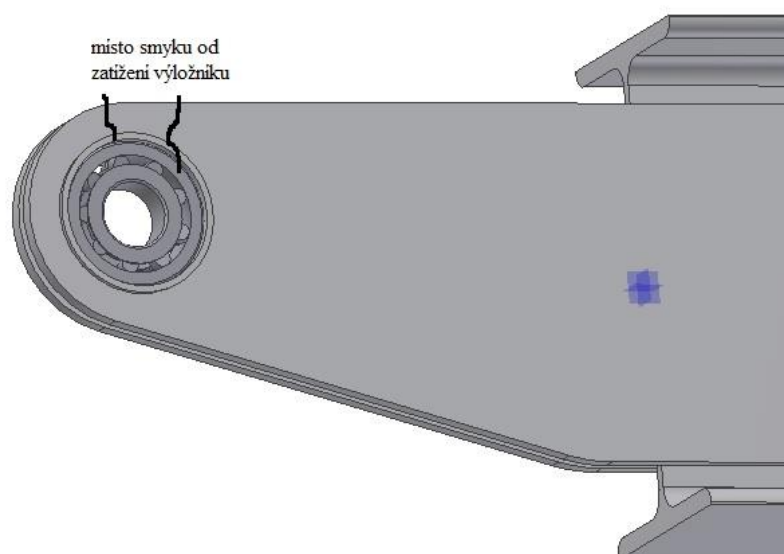
$$y_{\max} = \frac{(23\,200\,N + 5\,052\,N) \cdot (12\,200\,mm)^3}{48 \cdot 210\,000\,MPa \cdot 83\,560\,000\,mm^4} = 60,9\, [mm]$$

kde:	F_{K+B} [N]	síla od hmotnosti kladkostroje a břemene
	F_{HV} [N]	zatěžující síla od vlastní hmotnosti výložníku
	E [MPa]	modul pružnosti v tahu
	I [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v ohybu [5] str. 294
	l [mm]	délka vyložení ramene

Výpočet maximálního průhybu výložníku bude dále použit v článku 7.2 k výpočtu, zda nebylo vlivem průhybu překročeno kritické stoupání a tím ztrátě trakce kladkostroje. Toto musí být zajištěno s dostatečnou bezpečností, protože průhyb bude větší než z analytického výpočtu a to z důvodu plechu výložníku, který zajišťuje spojení výložníku s otočí prostřednictvím soudečkového ložiska viz např. obr. 17. Přesnější hodnoty průhybu budou získány z MKP analýzy.

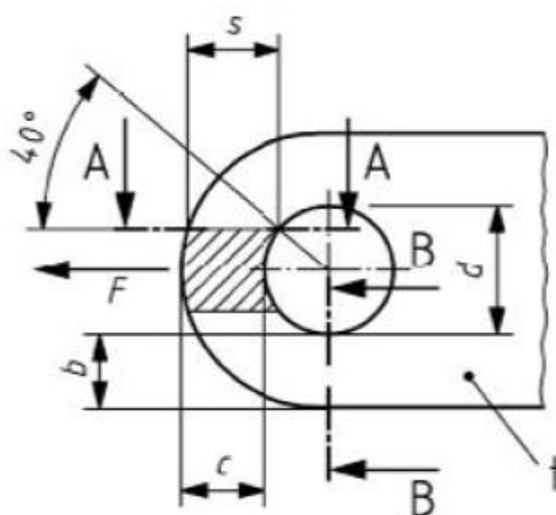


7.1.24 VÝPOČET SMYKU V MÍSTĚ LOŽISKA



Obr. 17 Místo střížných rovin

V normě [8] str. 29 není přesně specifikován tento konkrétní návrh uložení zobrazený na obr. 18. Lze tedy předpokládat, že pokud budeme uvažovat střížné roviny (na obr. 17 zobrazeno černou čarou) dle obr. 18, budeme mít konzervativnější návrh, protože rozměr s na obr. 17 je větší (pouze pro střížnou část více vpravo) než na obr. 18.



Obr. 18 Střih spojovaných částí [8]



$$F_{vS,Rd} = \frac{A_S \cdot f_y}{\gamma_m \cdot \sqrt{3}} \quad (7.34)$$

$$A_S = 2 \cdot s \cdot t \quad \text{pro jeden prodlužovací plech výložníku (použité jsou ovšem dva)} \quad (7.35)$$

$$F_{vS,Rd} = \frac{2 \cdot (2 \cdot s \cdot t) \cdot f_y}{\gamma_{RP} \cdot \sqrt{3}} \Rightarrow s = \frac{F_{vS,Rd} \cdot \gamma_{RP} \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot 2 \cdot t \cdot f_y}$$

$$s = \frac{25\,726 \text{ N} \cdot 1,1 \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot 2 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 355 \text{ MPa}} = 3,45 \text{ [mm]}$$

=> minimální tloušťka prodlužovacího plechu výložníku v nebezpečném místě dle obr. 18 musí být $s_{\min} = 4 \text{ [mm]}$

$F_{vS,Rd}$ je uvažována jako rekční síla dle podkapitoly 7.1.14 obr. 15.

kde:	$F_{vS,Rd}$ [N]	návrhová smyková síla
	γ_m [-]	obecný součinitel spolehlivosti
	A_S [mm ²]	střížná plocha nebezpečného průřezu
	f_y [MPa]	jmenovitá hodnota meze kluzu
	s [mm]	střížné délky nebezpečného průřezu
	t [mm]	tloušťka prvku
	s_{\min} [mm]	minimální tloušťka v nebezpečném místě

7.1.25 Výpočet s ohledem na tahové napětí

Návrh je proveden dle [8] str. 30 na základě maximálních tahových napětí na vnitřní straně otvoru pro ložisko se zohledněním koncentrace napětí.

Návrhová síla únosnosti se určí:

$$F_{vt,Rd} = \frac{2 \cdot b \cdot t \cdot f_y}{k \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{spt}} \Rightarrow b = \frac{F_{vt,Rd} \cdot k \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{spt}}{2 \cdot t \cdot f_y} \quad (7.36)$$

$$b = \frac{25\,726 \text{ N} \cdot 2 \cdot 1,1 \cdot 0,558}{2 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 355 \text{ MPa}} = 4,45 \text{ [mm]}$$

$$\gamma_{spt} = \frac{0,95}{\sqrt{k}} \cdot \frac{1,38 \cdot f_y}{f_u} = \frac{0,95}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1,38 \cdot 355 \text{ MPa}}{590 \text{ MPa}} = 0,558 \quad (7.37)$$

$F_{vt,Rd}$ je uvažována jako rekční síla dle podkapitoly 7.1.14 obr. 14.

Minimální hodnota rozměru b dle obr. 17 je 4,45 mm bude s ní uvažováno při návrhu plechu výložníku.



kde:	$F_{vt,Rd}$ [N]	návrhová tahová síla
	γ_m [-]	obecný součinitel spolehlivosti
	k [-]	součinitel koncentrace napětí dle [8] str. 30 obr. 7
	f_y [MPa]	jmenovitá hodnota meze kluzu
	b [mm]	minimální tloušťka stěny dle obr. 18
	t [mm]	tloušťka prvku
	γ_{spt} [-]	dílčí součinitel spolehlivosti

7.2 ŠROUBOVÉ SPOJENÍ

7.2.1 PROKLUZ ŠROUBOVÉ SPOJENÍ

Dle konstrukce se bude jednat o třecí spoje svěrného typu, které musí být odolné proti prokluzu dle [8] str. 30.

Jako zatěžující síla v prokluzu, bude uvažována síla v poloze kladkostroje nejbližší tomuto šroubovému spoji obr. 19 a velikost síly v prokluzu dle podkapitoly 7.1.14 (síla F_{RB}).

$$F_{s,Rd} = \frac{\mu \cdot (F_{p,d} - F_{cr})}{\gamma_{Rs}} \quad (7.38)$$

Uvažované jednotlivé členy:

- $\gamma_{Rs} = \gamma_m \cdot \gamma_{ss}$ (7.39)
 - $\mu = 0,3$ očištěná ocel kartáčem
 - $\gamma_{ss} = 1,0$ → nevzniká nebezpečí
 - $\gamma_m = 1,1$ dle [8] str. 21
 - $F_{p,d} = 0,7 \cdot f_{yb} \cdot A_S$ (7.40)
- je to návrhová síla předepnutí tj. síla ve šroubu dle [8] str. 24
- F_{cr} snížení tlakové síly vlivem vnějšího tahu, tato síla zde není a tudíž je rovna nule
 - počet šroubů je 6, tudíž stačí, když každý šroub bude přenášet 1/6 tohoto zatížení

Celková síla, která se snaží, aby spoj proklouzl je $F_{RB} = 25\,726$ [N]. Pokud připustím rovnoměrné rozložení sil ve šroubovém spoji, je potřeba, aby 1 šroub vyvodil takovou třecí sílu, která zachytí právě 1/6 celkové síly, snažící se proklouznout tento spoj. Položíme tedy rovnou:



$$F_{s,Rd} = \frac{F_{RB}}{6} \quad (7.41)$$

$$F_{s,Rd} = \frac{25\,726\text{ N}}{6} = 4\,287,7\text{ [N]}$$

$$F_{s,Rd} \cong 4\,288\text{ [N]}$$

Dle obr. 15 je bod B místo, kde je šroubový spoj s pojízdou stojinou, proto je uvažována tato síla jako zátěžná viz podkapitola 7.1.14.

Dále pak dosazení (7.40) do (7.38) a s uvážením jednotlivých proměnných získáme:

$$F_{s,Rd} = \frac{\mu \cdot (0,7 \cdot f_{yb} \cdot A_S - F_{cr})}{\gamma_{Rs}} \Rightarrow A_S = \frac{F_{s,Rd} \cdot \gamma_m \cdot \gamma_{ss}}{\mu \cdot 0,7 \cdot f_{yb}} \quad (7.42)$$

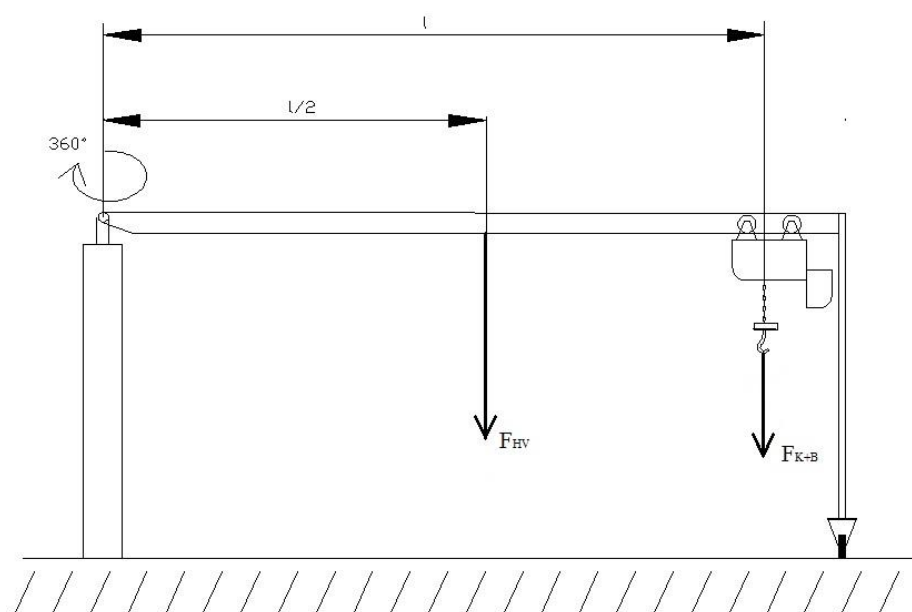
$$A_S = \frac{4\,288\text{ N} \cdot 1,1 \cdot 1}{0,3 \cdot 0,7 \cdot 640\text{ MPa}} = 35,1\text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\Rightarrow A_S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (7.43)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,1\text{ mm}^2}{\pi}} = 6,7\text{ [mm]}$$

=>tomuto nejmenšímu průměru šroubu (tj. d_3) odpovídá nejbližší vyšší šroub M10 ale vzhledem k tomu, že by se mohlo vyskytnout páčení šroubů, ale také mohou vznikat mírné vibrace způsobené pojezdem jeřábu popsané v kapitole 7.1.6. dále je třeba ještě přihlídnout k výpočtu redukovaného napětí od tahu a krutu při utahování. Je volen šroub M12 pevnostní třídy 8.8.

kde:	$F_{s,Rd}$ [N]	návrhová síla únosnosti v prokluzu pro jeden šroub
	F_{RB} [N]	reakce v bodě B viz obr. 15
	μ [–]	součinitel tření
	f_{yb} [MPa]	mez kluzu materiálu šroubu
	F_{cr} [N]	snížení tlakové síly vlivem vnějšího tahu ve spoji
	γ_{Rs} [–]	obecný součinitel pro třecí šroubový spoj
	$F_{p,d}$ [N]	návrhová síla předepnutí
	γ_m [–]	obecný součinitel spolehlivosti
	γ_{ss} [–]	dílčí součinitel spolehlivosti třecího spoje
	A_S [mm ²]	průřez šroubu
	d_3 [mm]	nejmenší průměr závitu dle [5] str. 358



Obr. 19 Rozložení zatížení pro výpočet šroubového spojení

Kontrola šroubu na dovolené napětí:

Nejvíce kritickým okamžikem pro šroub je jeho utahování, kdy je šroub namáhán kombinací tak + krut dle [4] str. 449 až 453

Tah: $F_{s,Rd} = \frac{F_{RB}}{6} = \frac{25\,726}{6} \cong 4\,288$ je zatěžující síla působící na jeden šroub

$$\sigma_{\check{s}} = \frac{F_{s,Rd}}{S} = \frac{F_{s,Rd}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (7.44)$$

$$\sigma_{\check{s}} = \frac{4\,288\,N}{\frac{\pi \cdot (9,853\,mm)^2}{4}} = 56,2\, [MPa]$$

$$\sigma_{\check{s}} \cong 56\, [MPa]$$

kde:	$F_{s,Rd}$ [N]	návrhová síla únosnosti v prokluzu pro jeden šroub
	$\sigma_{\check{s}}$ [MPa]	napětí v tahu šroubu
	S [mm ²]	průřez šroubu
	d_3 [mm]	malý průměr závitu dle [5] str. 358



Krut:

$$\tau_{\check{s}} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{10\,291\, N \cdot mm}{\frac{\pi \cdot (9,853\, mm)^3}{16}} = 54,8\, [MPa] \quad (7.45)$$

$$M_k = K \cdot F_i \cdot d \quad (7.46)$$

$$M_k = 0,2 \cdot 4288\, N \cdot 12\, mm = 10291,2\, [N \cdot mm]$$

$$M_k \cong 10291\, [N \cdot mm]$$

Síla F_i je síla $F_{s,Rd}$, jen je dodrženo značení dle literatury, ze které je výpočet převzat.

kde:	d_3	[mm]	nejmenší průměr závitu dle [5] str. 358
	$\tau_{\check{s}}$	[MPa]	smykové napětí ve šroubu
	M_k	[N · mm]	kroučící moment působící na šroub
	W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
	K	[–]	součinitel utahovacího momentu
	F_i	[N]	síla předpětí
	d	[mm]	velký průměr šroubu
	σ_{red}	[MPa]	redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\check{s}}^2 + 3 \cdot \tau_{\check{s}}^2} = \sqrt{(56\, MPa)^2 + 3 \cdot (55\, MPa)^2} = 110,5\, [MPa] \quad (7.47)$$

Šrouby jsou voleny pevnostní třídy 8.8 s mezí kluzu $f_{yb} = 640\, [MPa]$ dle [8] str. 19 a tudíž vyhovují na redukované napětí.

Otlačení v závitech dle [6] str. 34:

$$p_{\check{s}} = \frac{F_{\check{s}}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D \quad (7.48)$$

$$p_{\check{s}} = \frac{4288\, N}{5,926 \cdot \pi \cdot 10,863\, mm \cdot 1,894\, mm} = 11,2\, [MPa] \leq p_D = 150\, [MPa]$$

Síla $F_{\check{s}}$ je síla $F_{s,Rd}$, jen je dodrženo značení dle literatury, ze které je výpočet převzat

Uvažované jednotlivé členy:

- $m = 10,37$ dle [5] str. 435
- $P = 1,75\, mm$ dle [5] str. 358

$$\bullet \quad z = \frac{m}{P} = \frac{10,37\, mm}{1,75\, mm} = 5,926 \quad (7.49)$$

$$\bullet \quad H_1 = d - d_1 = 12\, mm - 10,106\, mm = 1,894\, [mm] \quad (7.50)$$



- $d_2 = 10,863 \text{ mm}$ dle [5] str. 358
- $p_D = 150 \text{ MPa}$ dle [5] str. 34

kde:	p_{ξ}	[MPa]	tlak v závitech šroubu
	F_{ξ}	[N]	tahová síla ve šroubu
	z	[-]	počet závitů matice
	d_2	[mm]	střední průměr šroubu
	H_1	[mm]	nosná výška závitu
	p_D	[MPa]	dovolené napětí v otlacení závitu šroubu
	m	[mm]	výška matice
	P	[mm]	rozteč závitu matice

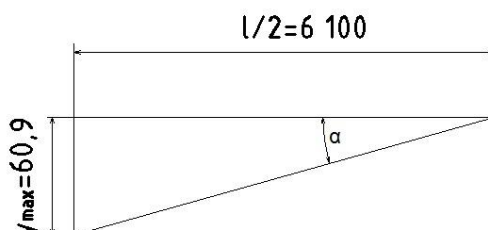
7.2.2 MINIMÁLNÍ VZDÁLENOST DĚR OD KONCŮ A OKRAJŮ

Z důvodu konstrukce tohoto typu šroubového spojení jako třecího spoje svěrného typu, není nutnost výpočtu minimální vzdálenosti děr od konců a okrajů. Nicméně pokud bude připuštěno, že by mohl tento šroubový spoj proklouznout, bude z důvodu spolehlivosti toto uvažováno. Dle platných norem pro jeřáby toto není požadováno, ovšem norma ČSN 73 1401 str. 66 doporučuje, aby vzdálenost děr od okrajů ve směru síly byla minimálně $e = 2 \cdot d$ a rozteč děr ve směru síly minimálně $p = 3,5 \cdot d$. Toto doporučení bude uvažováno pro koncový plech výložníku při jeho konstrukci a návrhu umístění děr pro šrouby.

7.3 VÝPOČET TRAKCE KLADKOSTROJE VLIVEM PRŮHYBU VÝLOŽNÍKU

Při poloze kladkostroje s maximální hmotností břemene uprostřed výložníku, je dle kapitoly 7.1.23 maximální průhyb výložníku roven hodnotě 60,9 mm. Dle obr. 20 určíme úhel α , který nesmí překročit jistou hranici dle součinitele tření, jinak nebude přenesena potřebná trakce a kladkostroj se nebude schopný pohybovat po pásnici profilu výložníku.

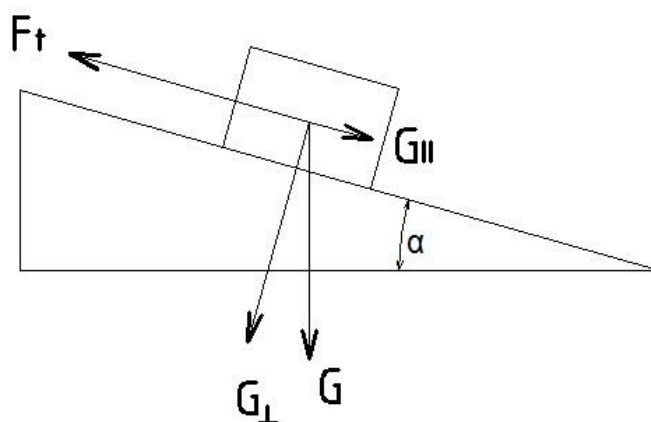
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y_{\max}}{\frac{l}{2}} = \frac{60,9}{6100} \Rightarrow \alpha = 0,57^\circ$$



Obr. 20 Schéma úhlu natočení průřezu výložníku



Předpoklad pro to, aby kolo při otáčení neprokluzovalo je dle obr. 21.:



Obr. 21 Schéma sil při přenosu trakce

$$F_t > G_{\parallel} \quad (7.51)$$

Uvažované jednotlivé členy:

$$\bullet \quad F_t = F_N \cdot f \quad (7.52)$$

$$\bullet \quad G \cdot \sin \alpha = G_{\parallel} \quad (7.53)$$

$$\bullet \quad G \cdot \cos \alpha = G_{\perp} \quad (7.54)$$

$$\bullet \quad F_N = G_{\perp}$$

postupně dosazením (7.52) a (7.53) do (7.51):

$$F_N \cdot f > G_{\parallel}$$

$$G_{\perp} \cdot f > G_{\parallel}$$

$$G \cdot \cos \alpha \cdot f > G \cdot \sin \alpha$$

$$f > \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$0,2 > \operatorname{tg} 0,57^{\circ} = 0,0099 \cong 0,01$$

Hodnota smykového tření za klidu pro dvojici ocel-ocel nemazáno je [5] str. 34 rovno hodnotě 0,2=>vyhovuje. Trakce kladkostroje je zajištěna i při maximální hmotnosti břemene a to s dostatečnou rezervou i pro případ, že by se na stykové plochy dostaly částice, snižující součinitel tření.



kde:	y_{\max}	[mm]	maximální průhyb výložníku
	l	[mm]	délka vyložení ramene
	F_t	[N]	třecí síla mezi kolem kladkostroje a pásnicí výložníku
	$G_{ }$	[N]	rovnoběžná složka tíhové síly
	G_{\perp}	[N]	kolmá složka tíhové síly
	F_N	[N]	normálová síla mezi kolem kladkostroje a pásnicí výložníku
	f	[-]	součinitel smykového tření mezi kolem kladkostroje a pásnicí výložníku
	G	[N]	tíhová síla
	α	[°]	úhel natočení průřezu

7.4 ČEPOVÝ SPOJ LOŽISKA HORIZONTÁLNÍHO OTOČE

Průměr čepu se obvykle navrhuje z ohybu dle [8] str. 27 a následně se musí zkontrolovat na smyk dle [8] str. 28 a otláčení dle [8] str. 28 a jeho průměr se navrhne z největší vypočtené hodnoty průměru tj. ohyb, smyk nebo otláčení.

7.4.1 VÝPOČET PRŮMĚRU ČEPU Z OHYBU

$$M_{Rd} = \frac{W_{el} \cdot f_{yp}}{\gamma_{Rp}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot f_{yp} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_{Rd} \cdot \gamma_{Rp} \cdot 32}{\pi \cdot f_{yp}}} \quad (7.55)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{254\,045 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 1,1 \cdot 32}{\pi \cdot 120 \text{ MPa}}} = 28,7 \text{ [mm]}$$

$$\text{Položím rovno } M_{Rd} = M_{sd} = \frac{F_b}{8} \cdot (2 \cdot t_1 + t_2 + 4 \cdot s) \text{ význam členu dle obr. 22} \quad (7.56)$$

Síla F_b je síla F_{RA} dle podkapitoly 7.1.14.

$$M_{Rd} = \frac{25\,726 \text{ N}}{8} \cdot (2 \cdot 20 \text{ mm} + 33 \text{ mm} + 4 \cdot 1,5 \text{ mm}) = 254\,044,3 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{Rd} \cong 254\,045 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$\gamma_{RP} = \gamma_m \cdot \gamma_{spm} \quad (7.57)$$

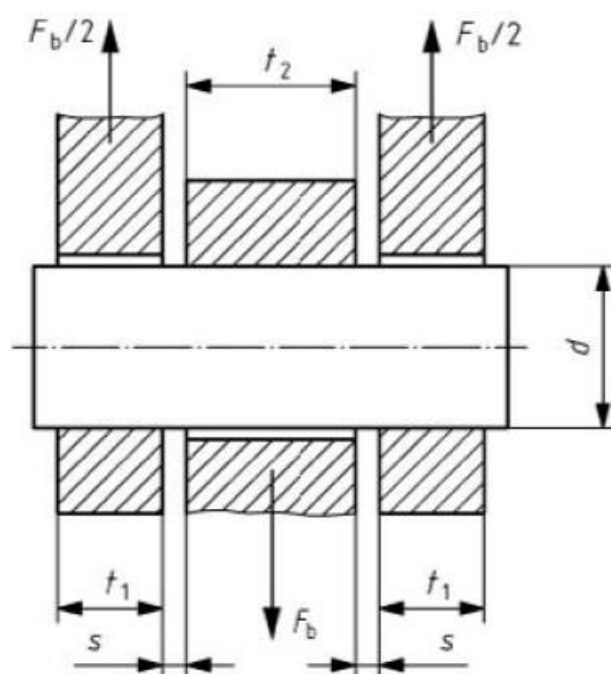
$$\gamma_{RP} = 1,1 \cdot 1 = 1,1$$

$$f_{yp} = 120 \text{ [MPa]} \text{ pro materiál 11 600 dle [1] str. 102}$$



Je volen čep průměru 30 mm, na který přijde nasunout objímka a až na tuto objímku přijde nasunout a zajistit proti posunu soudečkové ložisko dle podkapitoly 7.1.22.

kde:	M_{Rd} [N · mm]	návrhový ohybový moment únosnosti
	W_{el} [mm ³]	pružný průřezový modul čepu
	f_{yp} [MPa]	mez kluzu materiálu čepu
	γ_{Rp} [–]	obecný součinitel pro čepový spoj
	d [mm]	průměr čepu
	M_{sd} [N · mm]	návrhová hodnota ohybového momentu v čepu
	F_b [N]	zátěžná síla působící na čepový spoj
	t_1 [mm]	tloušťka dle obr. 22
	t_2 [mm]	tloušťka dle obr. 22
	s [mm]	velikost mezery dle obr. 22
	γ_{spm} [–]	dílčí součinitel spolehlivosti pro ohybový moment čepového spoje
	γ_m [–]	obecný součinitel spolehlivosti



Obr. 22 Čepový spoj [8]



7.4.2 VÝPOČET PRŮMĚRU ČEPU ZE SMYKU

Dle obr. 22 jsou dvě střížné roviny.

$$F_{vp,Rd} = \frac{1}{u} \cdot \frac{A \cdot f_{yp}}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{Rp}} \Rightarrow A = \frac{F_{vp,Rd} \cdot u \cdot \sqrt{3} \cdot 1,1}{f_{yp}} \quad (7.58)$$

$$u = \frac{4}{3} \text{ pro plné čepy}$$

$$\gamma_{Rp} = \gamma_m \cdot \gamma_{sps} = 1,1 \cdot 1 = 1,1 \quad (7.59)$$

Síla $F_{vp,Rd}$ je síla F_{RA} dle podkapitoly 7.1.14.

$$A = \frac{25\,726 \text{ N} \cdot \frac{4}{3} \cdot \sqrt{3} \cdot 1,1}{120 \text{ MPa}} = 544,6 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (7.60)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 544,6 \text{ mm}^2}{\pi}} = 26,33 \text{ [mm]}$$

$$d \cong 26 \text{ [mm]}$$

kde:	$F_{vp,Rd}$ [N]	návrhová smyková síla únosnosti střížné roviny čepu
	f_{yp} [MPa]	mez kluzu materiálu čepu
	γ_{Rp} [-]	obecný součinitel pro čepový spoj
	d [mm]	průměr čepu
	A [mm ²]	plocha příčného průřezu čepu
	u [-]	tvárový součinitel
	γ_{sps} [-]	dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se smykovou silou
	γ_m [-]	obecný součinitel spolehlivosti



7.4.3 VÝPOČET PRŮMĚRU ČEPU Z OTLAČENÍ

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b \cdot d \cdot t \cdot f_y}{\gamma_{Rp}} \Rightarrow d = \frac{F_{b,Rd} \cdot \gamma_{Rp}}{\alpha_b \cdot t \cdot f_y} \quad (7.61)$$

Hodnota f_y je brána jako dovolená hodnota otláčení spojovaných částí. Obvykle se bere hodnota pro spojované součásti, protože jsou vyrobené z „horšího“ materiálu než čep.

$$f_y = p_D = 63 \text{ [MPa]} \text{ dle [6] str. 46}$$

$$\alpha_b = \frac{\text{mez kluzu materiálu čepu}}{\text{mez kluzu materiálu spojovaných částí}}$$

Mez kluzu materiálu čepu je dle [5] str. 234 roven 295 [MPa]

Mez kluzu materiálu spojovaných částí je dle [8] str. 16 roven 333 [MPa]

$$\gamma_{Rp} = \gamma_m \cdot \gamma_{spb} = 1,1 \cdot 0,9 = 0,99 \quad (7.62)$$

$$d = \frac{25\,726 \text{ N} \cdot 0,99}{\frac{295 \text{ MPa}}{333 \text{ MPa}} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 63 \text{ MPa}} = 11,41 \text{ [mm]}$$

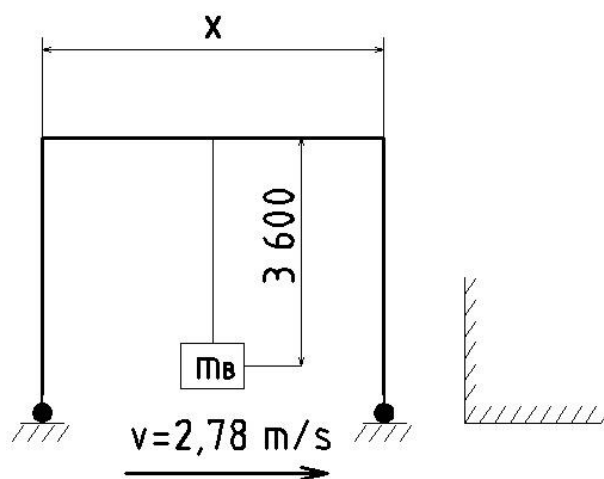
kde:	$F_{b,Rd}$ [N]	návrhová síla únosnosti v otláčení
	f_y [MPa]	mez kluzu materiálu spojovaných částí
	γ_{Rp} [–]	obecný součinitel pro čepový spoj
	d [mm]	průměr čepu
	α_b [–]	poměr mezí kluzu materiálu čepu a spojovaných částí
	t [mm]	nejmenší tloušťka spojovaných částí
	γ_{spb} [–]	dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se silou zatěžující na otláčení
	γ_m [–]	obecný součinitel spolehlivosti



7.5 STOJINA

7.5.1 ROZTEČ KOL STOJINY

Na základě stability jeřábu bude vypočtena minimální rozteč kol stojiny dle obr. 23. Tento výpočet zajistí, aby i při velice neopatrném zacházení s jeřábem, nedošlo k jeho převrácení a tím možnosti vzniku nebezpečí. Při výpočtu je uvažováno, že se jeřáb bude pohybovat rychlostí 10 km/hod, což je dvojnásobek průměrné rychlosti chůze člověka a náraz stojiny na absolutně tuhou překážku a okamžité zastavení celého jeřábu s vykývnutím břemene. K převrácení pak dojde, pokud výsledná síla (= hmotnost všech uvažovaných částí násobená okamžitým zrychlením a to může být dáno nikoliv pouze gravitačním zrychlením ale i dalšími např. odstředivým a výsledné zrychlení je pak jejich součet) působící ve směru výsledného zrychlení bude směřovat mimo vnitřní oblast, kterou vytyčují opěrné body dle obr. 25. V našem případě to je sloup a dvě pojezdová kola. Musíme tedy zajistit, aby tato výsledná síla vždy procházela touto oblastí, protože toto je obecná podmínka stability každého tělesa. Zde bude uvažováno, že k převrácení dojde pouze od břemene a nebude uvažován stabilizační moment od vlastní hmotnosti konstrukce výložník + stojina. Budeme se tedy držet na bezpečné straně výpočtu, i kdyby, byla rychlost pojezdu při nárazu nepatrně vyšší. Ovšem k návodu k obsluze by bylo uvedeno 10 km/hod je mezní rychlost, která jistě nebude překročena a to z důvodu ručního pohonu při otáčení jeřábu. Ke stabilizaci však dále přispívá i konstrukce otoče, která bude bránit převržení jeřábu z důvodu maximálního natočení horizontálního otoče výložníku dané maximálním natočením soudečkového ložiska.



Obr. 23 Schéma pojezdné stojiny portálu

Výpočet bude proveden pomocí zákona zachování energie, kde se kinematická energie soustavy přemění na potenciální energii.



$$E_p = E_k \quad (7.63)$$

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (7.64)$$

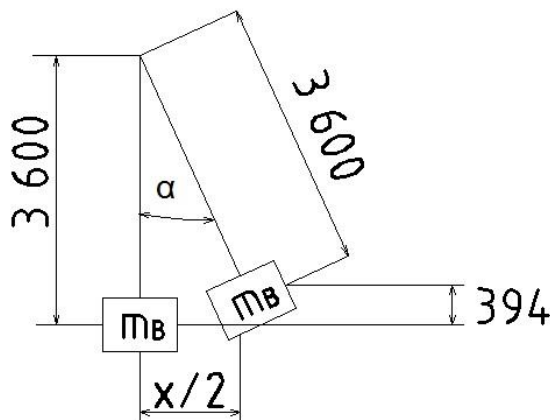
$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (7.65)$$

Dosazením (7.71) a (7.72) do (7.70):

$$m \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \Rightarrow h = \frac{\frac{m \cdot v^2}{2}}{m \cdot g} = \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$h = \frac{(2,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 0,394 \text{ [m]}$$

kde:	E_p	[J]	potenciální energie
	E_k	[J]	kinetická energie
	m	[kg]	hmotnost
	g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
	h	[m]	maximální výška výstupu břemene
	v	[m · s ⁻¹]	rychlost otáčení jeřábu



Obr. 24 Vykývnutí břemene způsobené nárazem

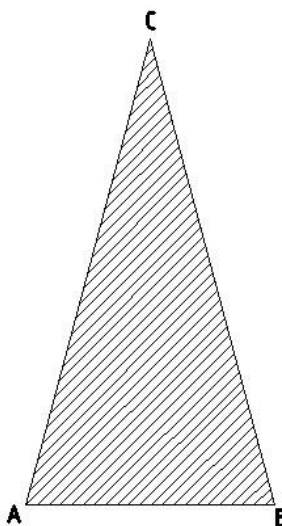
Po nárazu definovanou rychlostí ($v = 2,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) na pevnou překážku, toto způsobí výkmit, který zvedne břemeno ve vertikálním směru (viz obr. 24) o 394 mm. Úhel, který odpovídá tomuto výkmitu, tedy bude: $\cos \alpha = \frac{3600 - 394}{3600} = 27^\circ$ (7.66)



Horizontální posun udává, zda se tíhová síla břemene nachází v půdorysu tvořeném spojnici sloupu a obou kol stojiny dle obr. 25. Toto je ovšem neznámá hodnota a její vypočtení udává poloviční hodnotu minimální rozteče obou kol, aby nedošlo k převrácení jeřábu po nárazu na pevnou překážku.

Někdo by ovšem mohl namítat, že jde o trojúhelníkovou oblast a se směrem ke sloupu (bodu C) se zužuje a tak těsně u bodu C dle obr. 25, dojde vlivem nárazu k opuštění této oblasti výslednou silou vždy. Je ovšem dokázáno, že tečná rychlost se blíže ke středu otáčení zmenšuje a navíc blíže ke sloupu bude větší stabilizační moment vlivem skutečnosti, že sloup je pevný a nelze jej převrátit na rozdíl od stojiny. Z těchto skutečností plyne, že nejnejpříznivější poloha je, pokud bude břemeno co nejdále od sloupu. Tím je dokázána stabilita jeřábu pro každou polohu břemene.

Obr. 25 tedy vytyčuje oblast, kde bod C představuje sloup a body A a B místa, kde se nachází pojezdová kola.



Obr. 25 Oblast, kde nedojde k převrácení jeřábu

Dle obr. 24 a použití Pythagorovy věty:

$$3600^2 = (3600 - 394)^2 + \left(\frac{x}{2}\right)^2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow x = 2 \cdot \left(\sqrt{3600^2 - (3600 - 394)^2}\right) \cong 3\,300 \text{ [mm]} \quad (7.67)$$

Minimální rozteč kol stojiny x je tedy 3 300 mm a bude s tímto uvažováno při návrhu obou variant pojezdové stojiny.



7.5.2 NÁVRH PROFILU STOJINY

PRVNÍ VARIANTA STOJINY

Vertikální profil je volen na základě předpokladu, aby byl kvadratický moment k osám přibližně stejný a to z důvodu vzpěru jako dominantního namáhání. Tomuto předpokladu u otevřených profilů vyhovuje pouze profil HEA, HEB a HEM, které mají největší podobnost kvadratických momentů k jednotlivým osám. Profil U, UE a UPE mají výrazný rozdíl kvadratických momentů k osám, což by vedlo k výraznému předdimenzování v jedné ose ohybu. Otevřený profil je volen z důvodu šroubového spojení k výložníku, kde uzavřený profil by působil jisté potíže při šroubovém připojení k výložníku. Z výše popsaných důvodů bude volen profil HEA, který má nejlepší poměr kvadratický moment vs. hmotnost.

Horizontální profil stojiny bude volen jako otevřený taktéž z důvodu šroubového spojení s pojezdovými koly a navíc bude volen jako symetrický k vertikální ose z důvodu zamezení kroucení při jeho ohybu. Nejlépe opět vychází v poměru kvadratický moment vs. hmotnost profil HEA, který současně zabezpečí dostatečnou šířku pásnice pro upevnění širšího úchyty pojezdového kola.

DRUHÁ VARIANTA STOJINY

Horizontální profil je volen na základě předpokladu snadného šroubového spojení s výložníkem a jeho rozměr, bude navržen na základě ohybu. Tomuto předpokladu nejlépe vyhovuje profil UPE, který má nejlepší poměr kvadratický moment vs. hmotnost oproti U a UE.

Vertikální profily stojiny budou voleny jako uzavřené profily z trubek z důvodu volby stojiny jako příhradovou konstrukci s širší základnou v místě přivaření k UPE profilu, kde je maximální ohybový moment a užší částí v místě uchycení pojezdových kol, kde je nejmenší ohybový moment.

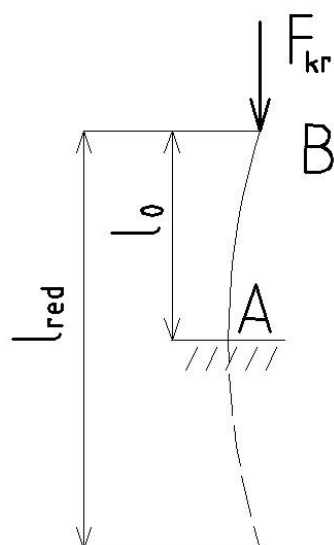
7.5.3 VÝPOČET ROZMĚRU PROFILU

Výpočet rozměrů profilu je udělán na základě výpočtu ze vzpěru. Je to z důvodu výšky stojiny cca 4100 mm, tudíž ztráta vzpěrné stability, bude první mezní stav, ke kterému dojde.

PRVNÍ VARIANTA STOJINY

Zvolené profily jednotlivých částí stojiny jsou dle obr. 5.

Rozměry profilu HEA budou zvolena na základě výpočtu na vzpěr dle [5] str. 36 a 37.



Obr. 26 Schéma letmého uložení stojiny

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{red}^2} \Rightarrow J_{\min} = \frac{F_{kr} \cdot l_{red}^2}{\pi^2 \cdot E} \quad (7.68)$$

Uvažované jednotlivé členy:

- $l_{red} = 2 \cdot l_0 = 2 \cdot 4\,100 \text{ mm} = 8\,200 \text{ [mm]}$ (7.69)

- $F_{kr} = F_{RB} \cdot k = 25\,726 \text{ N} \cdot 3 = 77\,178 \text{ [N]}$ (7.70)

Kritická síla F_{kr} je uvažovaná síla F_{RB} dle podkapitoly 7.1.14 a koeficient bezpečnosti je volen 3.

Redukovaná délka l_{red} je volena dle obr. 26.

$$J_{\min} = \frac{77\,178 \text{ N} \cdot (2 \cdot 4\,100 \text{ mm})^2}{\pi^2 \cdot 210\,000 \text{ MPa}} = 2\,503\,814,7 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$J_{\min} \cong 2\,500\,000 \text{ [mm}^4\text{]} = 250 \text{ [cm}^4\text{]}$$

kde:	F_{kr}	[N]	kritická síla při vzpěru
	E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
	J_{\min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
	l_{red}	[mm]	redukovaná délka prutu
	l_0	[mm]	skutečná délka prutu
	k	[–]	koeficient bezpečnosti
	F_{RB}	[N]	reakce v bodě B viz obr. 15



Je volen profil HEA 140 s $J_{\min} = J_y = 3\,890\,000 \text{ [mm}^4\text{]}$ a $S = 3\,140 \text{ [mm}^2\text{]}$ dle [14].

Zvolený HEA profil má koeficient bezpečnosti volen na základě skutečnosti, že bude skokově namáhána ohybovým momentem v případě nárazu stojiny na překážku, déle je v tomto koeficientu bezpečnosti zahrnuty počáteční imperfekce, které se obtížně predikují a v neposlední řadě, je také uvažováno s možností nárazu břemene do tohoto profilu stojiny.

Nyní bude spočítána mezní štíhlost pro daný typ materiálu (S 355):

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} \quad (7.71)$$

$$\sigma_u = f_{Rd\sigma} = 323 \text{ [MPa]} \quad (7.72)$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{210\,000 \text{ MPa}}{323 \text{ MPa}}} = 80,1$$

$$\lambda_m \cong 80$$

kde:	λ_m	[–]	mezní štíhlost
	E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
	σ_u	[MPa]	mez úměrnosti
	$f_{Rd\sigma}$	[MPa]	návrhová hodnota únosnosti pro normálová napětí viz podkapitola 7.1.2

Oprávněnost výpočtu dle Eulera na základě mezní štíhlosti λ_m a zvoleného profilu:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{j} \quad (7.73)$$

$$j = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{3\,890\,000}{3\,140}} = 35,2 \quad (7.74)$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 4\,100}{35,2} = 233$$

$$\lambda = 233 > \lambda_m = 80 \Rightarrow \text{platí Euler}$$

Oprávněnost výpočtu dle Eulera byla prokázána.



kde:	λ_m	[–]	mezní štíhlost
	l_{red}	[mm]	redukovaná délka prutu
	j	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu prutu
	J_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
	S	[mm ²]	příčná plocha průřezu
	λ	[–]	štíhlost prutu

Výpočet horizontální části stojiny s profilem dle obr. 27 a obr. 5.

Zátěžné síly budou uvažovány jako F_{RB} dle kapitoly 7.1.14 a síly od hmotnost vertikální části stojiny viz obr. 5. Vertikální část stojiny má hmotnost cca 120 kg dle [14]

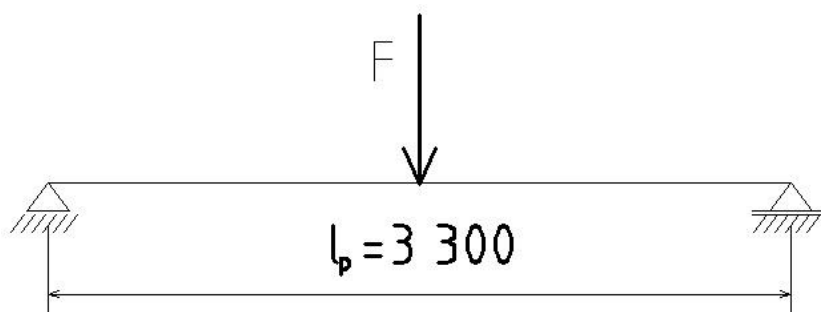
$$F = F_{RB} + 120 \cdot 9,81 = 25\,726 + 1\,177 \approx 26\,900 \text{ [N]} \quad (7.75)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \Rightarrow W_o = \frac{M_{o\max}}{\sigma_o} \quad (7.76)$$

$$M_{o\max} = \frac{F}{2} \cdot \frac{l_p}{2} = \frac{26\,900 \text{ N} \cdot 3\,300 \text{ mm}}{4} = 22\,192\,500 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (7.77)$$

$$W_o = \frac{22\,192\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{162 \text{ MPa}} = 136\,990,7 \text{ [mm}^3\text{]} = 137 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Nejbližší vyšší je profil HEA dle [14] 140 s $W_x = 155 \text{ [cm}^3\text{]}$



Obr. 27 Schéma zatížení horizontální části profilu

kde:	σ_o	[MPa]	ohybové napětí
	$M_{o\max}$	[N · mm]	maximální ohybový moment
	W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
	F	[N]	zatěžující síla
	l_p	[mm]	délka horizontální části stojiny



Zábradlí pro tlačení jeřábu:

-bude vyrobeno z trubek 48,3x4mm dle [16] z důvodu jejich dostatečné tuhosti při tlačení jeřábu. Koleno ke spojení horizontální a vertikální části tohoto zábradlí je voleno stejného rozměru dle [17].

DRUHÁ VARIANTA STOJINY

Z důvodu proměnného příčného průřezu stojí, je obtížné navrhnout průměry trubek pro každou stojinu. Vyjdeme tedy z předpokladu, aby jedna trubka stojiny odolala 16,7% zatížení na vzpěr což je právě 1/6 zatížení. Důvod pro tuto volbu je z použití tří trubek pro každou stojinu portálu viz obr. 6.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{red}^2} \Rightarrow J_{\min} = \frac{F_{kr} \cdot l_{red}^2}{\pi^2 \cdot E} \quad (7.78)$$

Uvažované jednotlivé členy:

- $l_{red} = 2 \cdot l_0 = 2 \cdot 4 \cdot 100 \text{ mm} = 8 \cdot 200 \text{ [mm]}$ (7.79)

- $F_{kr} = F_{BZ} \cdot k \cdot 0,167 = 25 \cdot 726 \text{ N} \cdot 3 \cdot 0,167 = 12 \cdot 888,7 \text{ [N]} \cong 12 \cdot 890 \text{ [N]}$ (7.80)

Kritická síla F_{kr} je uvažovaná síla F_{RB} dle podkapitoly 7.1.14, koeficient bezpečnosti je volen 3.

Redukovaná délka l_{red} je volena dle obr. 28.

$$J_{\min} = \frac{12 \cdot 890 \text{ N} \cdot (2 \cdot 4 \cdot 100 \text{ mm})^2}{\pi^2 \cdot 210 \cdot 000 \text{ MPa}} = 418 \cdot 178,4 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (7.81)$$

$$J_{\min} \cong 420 \cdot 000 \text{ [mm}^4\text{]} = 42 \text{ [cm}^4\text{]}$$

kde:	F_{kr}	[N]	kritická síla při vzpěru
	E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
	J_{\min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
	l_{red}	[mm]	redukovaná délka prutu
	l_0	[mm]	skutečná délka prutu
	k	[–]	koeficient bezpečnosti
	F_{RB}	[N]	reakce v bodě B dle obr. 15



Charakteristické rozměry zvolené trubky:

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} \quad (7.82)$$

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot ((76 \text{ mm})^4 - (70 \text{ mm})^4)}{64} = 459\,073,9 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$J_{\min} \cong 459\,000 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (7.83)$$

$$S = \frac{\pi \cdot ((76 \text{ mm})^2 - (70 \text{ mm})^2)}{4} = 688 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Zvolená trubka 76x3 mm má koeficient bezpečnosti volen na základě skutečnosti, že bude skokově namáhána ohybovým momentem v případě nárazu na překážku, déle je v tomto koeficientu bezpečnosti zahrnuty počáteční imperfekce, které se obtížně predikují, trubka bude umístěna při namáhání pod jistým úhlem oproti zatěžující síle a v neposlední řadě je také uvažováno s možností nárazu břemene do nohy stojiny.

Oprávněnost výpočtu dle Eulera na základě mezní štíhlosti λ_m pro materiál S 355 (7.71) a zvoleného profilu:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{j} \quad (7.84)$$

$$j = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{459\,000 \text{ mm}^4}{688 \text{ mm}^2}} = 25,8 \text{ mm} \quad (7.85)$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 4\,100 \text{ mm}}{25,8 \text{ mm}} = 317,8$$

$$\lambda = 317,8 > \lambda_m = 80 \Rightarrow \text{platí Euler}$$

Oprávněnost výpočtu dle Eulera byla prokázána.

kde:	λ_m	[–]	mezní štíhlost
	l_{red}	[mm]	redukováná délka prutu
	j	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu prutu
	J_{\min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
	S	[mm ²]	příčná plocha průřezu
	λ	[–]	štíhlost prutu



Výpočet UPE profilu horizontální části stojiny dle obr. 28:

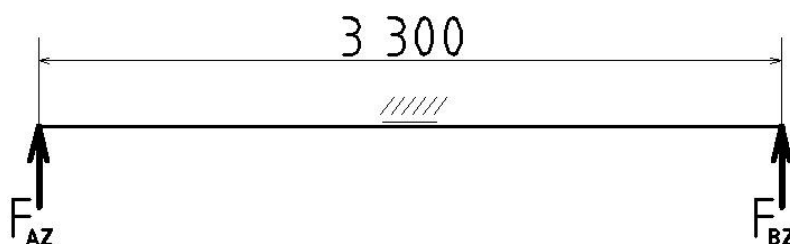
$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} \Rightarrow W_o = \frac{M_{o \max}}{\sigma_o} \quad (7.86)$$

$$M_o = F_{AZ} \cdot \frac{l_{p2}}{2} = \frac{25\,726\,N}{2} \cdot \frac{3\,300\,mm}{2} = 21\,223\,950\, [N \cdot mm] \quad (7.87)$$

$$W_o = \frac{21\,223\,950}{162} = 131\,012\, [mm^3] = 131\, [cm^3]$$

Je volen profil UPE 200 s $W_o = W_x = 191\, [cm^3]$

kde:	σ_o	[MPa]	ohybové napětí
	$M_{o \max}$	[N · mm]	maximální ohybový moment
	W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
	F_{AZ}	[N]	zatěžující síla
	l_{p2}	[mm]	délka horizontální části stojiny



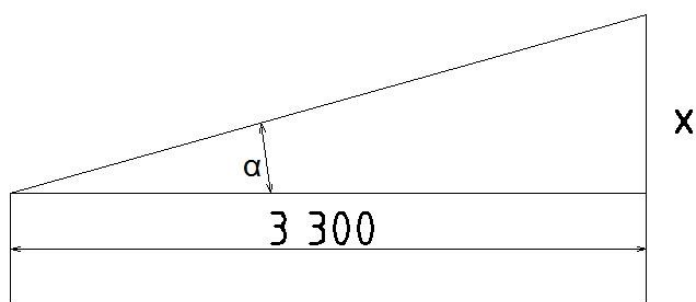
Obr. 28 Schéma zatížení horizontální části portálu

7.5.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO ZDVIHU JEDNOHO KOLA VŮČI DRUHÉMU VLIVEM NATOČENÍ STOJINY

Naklopení stojiny je vázáno na maximální naklopení ložiska dle [11] str. 390 a 385 je naklopení zvoleného druhu ložiska $\alpha = 1^\circ 30''$ což při rozteči kol 3 300 mm je dle obr. 29:

$$\operatorname{tg} 1^\circ 30'' = \frac{x}{3\,300} \Rightarrow x = 3\,300 \cdot \operatorname{tg} 1^\circ 30'' = 86\, [mm] \quad (7.88)$$

kde:	α	[°]	úhel naklopení ložiska
	x	[mm]	maximální zdvih jednoho kola vůči druhému



Obr. 29 Schéma maximálního zdvihu kol vůči sobě

7.6 VÝPOČET MECHANIZMU OTOČE

7.6.1 VÝPOČET LOŽISEK VERTIKÁLNÍHO OTOČE

Spodní ložisko otoče bude soudečkové ložisko. Toto ložisko umožňuje přenášet jak velké radiální, tak i velká axiální zatížení. Horní ložisko bude také soudečkové. Důvodem volby těchto druhů ložisek je ten, že patky, na kterých budou ložiska umístěna, jsou navařeny uvnitř sloupu a vzdálenost od sebe dle předběžného návrhu je 150 mm. Vlivem nepřesností vznikající při výrobě a svařování, by se mohlo stát, že použití kombinace např. kuželíkové a válečkové ložisko by došlo k jejich zničení při montáži a to z důvodu překročení výrobních nepřesností, která jsou tyto ložiska schopny kompenzovat. Toto je ale velice dobře eliminováno při použití soudečkových ložisek, které umožňují naklápění a vyrovnávají určité nepřesnosti výroby řádově více než předchozí kombinace ložisek.

Vzhledem k tomu, že ložisko bude konat pouze otáčivý pohyb jen, když bude potřeba otočit s výložníkem, uvažuje se u obou ložisek se statickou únosností.

Předběžný návrh mechanismu otoče je na obr. 4.

7.6.2 HORNÍ LOŽISKO OTOČE

- ložisko je voleno soudečkové od firmy ZKL
- zatížení se uvažuje pouze statické z důvodu malé frekvence otáčení v rozsahu 360°
- ložisko je umístěno v bodě A (viz obr. 16 a 17)
- toto ložisko bude axiálně pevné, tj. bude přenášet jak axiální tak i radiální sílu



Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [11], str. 386 a 390

$$\text{- pro výběr ložiska je } C_{Or} = P_{Or} \quad (7.89)$$

$$P_{Or} = F_r + Y_o \cdot F_a \quad (7.90)$$

$$P_{Or} = 0 \text{ N} + 1,8 \cdot 25 \text{ 726 N} = 46 \text{ 306,8 N}$$

$$P_{Or} \cong 46 \text{ 310 [N]}$$

Za síly udávané výrobcem dosadíme: $F_r = 0$; $F_a = F_{RA}$

kde:	P_{Or}	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
	C_{Or}	[N]	statická únosnost ložiska
	F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
	F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko
	Y_o	[-]	výpočtový součinitel
	F_{RA}	[N]	reakce v bodě A (viz obr. 15)

Tomuto návrhu nejlépe odpovídají ložisko 22206EW33J dle [11], str. 390 s parametry (význam rozměrů dle obr. 16):

$$B = 23 \text{ mm}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$C_{Or} = 93,5 \text{ kN}$$

Vzhledem k tomu, že síla působící na ložisko bude při nárazu kladkostroje do pryžových nárazníků nepatrně vyšší, bylo zvoleno ložisko s vyšší statickou únosností.

7.6.3 SPODNÍ LOŽISKO OTOČE

- ložisko je voleno soudečkové od firmy ZKL
- zatížení se uvažuje pouze statické z důvodu malé frekvence otáčení v rozsahu 360°
- zde je uvažováno pouze radiální zatížení, protože veškeré axiální síly přenáší spodní válečkové ložisko => toto ložisko je axiálně volné a kompenzuje případné axiální dilatace
- ložisko je umístěno v bodě B (viz obr. 16 a 17)



- z důvodu, že veškeré zatížení přenáší horní ložisko otoče, a spodní ložisko otoče přenáší pouze síly při nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky, je voleno nejmenší možné ložisko s ohledem ke konstrukci otoče, bez bližšího výpočtu

Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [11], str. 390

-voleno ložisko 22205EW33J dle [11], str. 390 s parametry (rozměry dle obr. 16):

$$B = 20 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 62 \text{ mm}$$

$$C_{or} = 66,4 \text{ kN}$$

kde: C_{or} [N] statická únosnost ložiska

7.7 NÁVRH SLOUPU JEŘÁBU

7.7.1 VOLBA PROFILU SLOUPU

Sloup je volen z kruhové trubky.

Požadovaná výška zdvihu je 3 600 mm a s ohledem k výšce profilu výložníku (300 mm) a

stavební výšce kladkostroje ($h_1=570$ mm) je celková výška trubky sloupového jeřábu 4200mm.

7.7.2 VOLBA MATERIÁLU SLOUPU

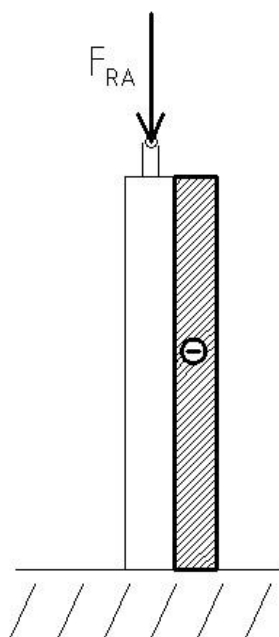
Materiál je volen S 355 (11 523) tedy stejný jako výložník a volba je provedena dle podkapitoly 7.1.2.

Výpočet výpočtové meze kluzu v tahu (tlaku) je dle kapitoly 7.1.4.

Výpočet výpočtové meze kluzu ve smyku je dle kapitoly 7.1.5.

7.7.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY VE SLOUPU

Z důvodu zatížení sloupu pouze tlakovou silou, výjimečně při nárazu kladkostroje na gumové nárazníky i ohybovým momentem je VVÚ vykresleno na obr. 30.



Obr. 30 Průběh sil na sloupu

7.7.4 VÝPOČET PŘÍČNÉHO PRŮŘEZU SLOUPU

Vycházíme z výpočtu na základě vzpěru, protože sloup je na svoji délku štíhlý tzn., že majoritním namáháním bude vzpěr.

Pro výpočet je použit předpoklad pružného vzpěru dle Eulera. Tento předpoklad pak musí být po navrhnutí ještě potvrzen na oprávněnost tohoto použití.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{red}^2} \Rightarrow J_{\min} = \frac{F_{kr} \cdot l_{red}^2}{\pi^2 \cdot E} \quad (7.91)$$

Uvažované jednotlivé členy:

- $l_{red} = 2 \cdot l_0 = 2 \cdot 4\,200 \text{ mm} = 8\,400 \text{ [mm]}$ (7.92)

- $F_{kr} = F_{BZ} \cdot k = 25\,726 \text{ N} \cdot 3 = 77\,178 \text{ [N]}$ (7.93)

Kritická síla F_{kr} je uvažovaná síla F_{RA} dle podkapitoly 7.1.14, koeficient bezpečnosti je volen 3.



Redukovaná délka l_{red} je volena dle obr. 26.

$$J_{min} = \frac{77\,178\,N \cdot (2 \cdot 4\,200\,mm)^2}{\pi^2 \cdot 210\,000\,MPa} = 2\,627\,441,5 \left[mm^4\right]$$

$$J_{min} \cong 2\,630\,000 \left[mm^4\right]$$

kde:	F_{kr}	[N]	kritická síla při vzpěru
	E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
	J_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
	l_{red}	[mm]	redukovaná délka prutu
	l_0	[mm]	skutečná délka prutu
	k	[-]	koeficient bezpečnosti
	F_{RB}	[N]	reakce v bodě B dle obr. 15

Charakteristické rozměry zvolené trubky:

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} \tag{7.94}$$

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot ((133\,mm)^4 - (121\,mm)^4)}{64} = 4\,837\,161,3 \left[mm^4\right]$$

$$J_{min} \cong 4\,837\,000 \left[mm^4\right]$$

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \tag{7.95}$$

$$S = \frac{\pi \cdot ((133\,mm)^2 - (121\,mm)^2)}{4} = 2\,393,9 \left[mm^2\right]$$

$$S \cong 2\,394 \left[mm^2\right]$$

Zvolená trubka 133x6 mm dle [18] má koeficient bezpečnosti volen na základě skutečnosti, že bude skokově namáhána ohybovým momentem v případě nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky, déle je v tomto koeficientu bezpečnosti zahrnuty počáteční imperfekce a v neposlední řadě je také uvažováno s možností nárazu břemene do trubky sloupu.



Oprávněnost výpočtu dle Eulera na základě mezní štíhlosti λ_m pro materiál S 355 (7.71) a zvoleného profilu:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{j} \quad (7.96)$$

$$j = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{3\,375\,000\,mm^4}{1\,621\,mm^2}} = 45,6\, [mm] \quad (7.97)$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 4\,200\,mm}{45,6\,mm} = 184,2$$

$$\lambda = 184,2 > \lambda_m = 80 \Rightarrow \text{platí Euler}$$

Oprávněnost výpočtu dle Eulera byla prokázána.

kde:	λ_m	[-]	mezní štíhlost
	l_{red}	[mm]	redukováná délka prutu
	j	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu prutu
	J_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
	S	[mm ²]	příčná plocha průřezu
	λ	[-]	štíhlost prutu

7.7.5 VÝPOČET PŘÍDAVNÉHO NAPĚTÍ OD OHYBU

Výpočet bude zohledňovat jak zatížení od vzpěru tak i přídatný ohybový moment, způsobený nárazem kladkostroje na pryžové nárazníky. Tento ohybový moment lze chápat jako výjimečné zatížení, protože k němu bude docházet pouze příležitostně vinnou obsluhy jeřábu, přesto s tímto zatížením bude uvažováno. Prokázání bude ovšem provedeno MKP výpočtem a to z důvodu, že je zcela evidentní, kde bude maximální ohybový moment. Je to právě v místě základové deska a jejich žeber. Takto tvarově složitě místo nelze vyšetřit analytickým výpočtem.

7.7.6 SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

Vzhledem k tomu, že na sloup působí kombinace vzpěru, ohybu a posouvající síly (obvykle se zanedbává), posouzení z hlediska součinitele bezpečnosti bude provedeno z MKP analýzy. Výsledky by měli být přesnější z důvodu toho, že MKP analýza zanedbává vliv žádné složky napětí.



7.7.7 VÝPOČET DĚROVÉHO SVARU

Děrový svar je zde počítán „v základně“ což platí pro případ kdy je $d < 4 \cdot s$ dle [6] str. 76

$$d < 4 \cdot 6 \text{ mm} = 24 \Rightarrow \text{navrhuji } d = 15 \text{ [mm]}$$

$$\tau = \frac{F_{RA}}{0,5 \cdot d^2} \text{ pro jeden otvor (je uvažováno s osmi otvory)} \quad (7.98)$$

$$\tau = \frac{25\,726 \text{ N}}{8 \cdot 0,5 \cdot (15 \text{ mm})^2} = 25,6 \text{ [MPa]}$$

$$\tau \cong 26 \text{ [MPa]}$$

kde:	F_{RA}	[N]	reakce v bodě A viz obr. 15
	d	[mm]	průměr otvoru pro děrový svar
	τ	[MPa]	smykové napětí v děrovém svaru

Při ručním svařování se uvažuje napětí o 30% vyšší [skripta části spojovací VŠB] a tento druh svaru se příliš nehodí pro dynamické zatěžování. V mém případě se může objevit dynamické zatěžování jen v případě urychlování břemene a také pojezdu. Z těchto důvodů je voleno příslušný počet děr, aby napětí vyšlo nízké a nebezpečí únavy či smyku svarového spoje. Vzhledem k tomu, že náboj ložiska je ještě přivařen v horní části viz obr. 31, je eliminováno nebezpečí vzniku porušení svaru.



Obr. 31 Svary náboje ložiska ke sloupu

7.7.8 PROKÁZÁNÍ SLOUPU NA ÚNAVU

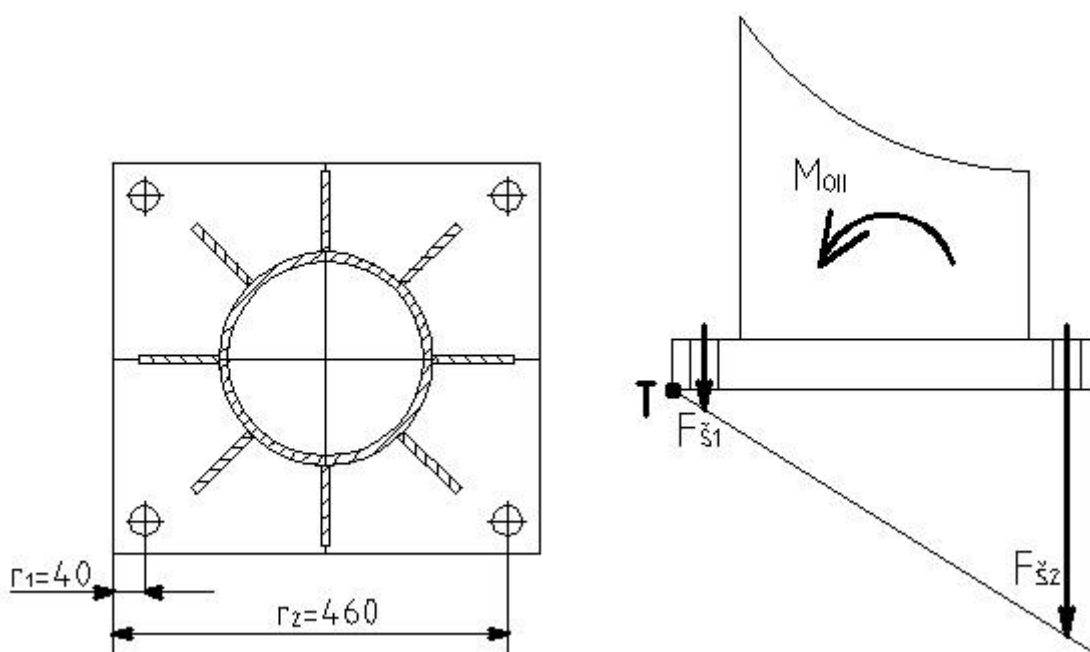
Norma ČSN EN 13001-3-1+A1 [8] nevyžaduje pro pouze tlakově zatížení části konstrukce kontrolu na únavu, protože tento způsob zatížení nedovoluje rozvoj a šíření trhliny.



7.8 NÁVRH UKOTVENÍ SLOUPU

Ukotvení sloupu se provede postavením sloupu na dané místo, vyvrtání děr do podlahy a jejich řádné vyčištění a dále vložení chemických ampulí a našroubování kotevních šroubů. Doba zasychání je přesně stanovena výrobcem. Po této době se mohou šrouby dotáhnout a upevnit výložník jeřábu.

Velikost ohybového momentu, který způsobuje zatěžování kotevních šroubů na tah, je viz obr. 32 a je vypočten v kapitole 9.8. Vzhledem k tomu, že otoč výložníku je kloubová, nepřenáší žádný ohybový moment na sloup. Ten je tedy namáhán pouze na vzpěr. Pokud ovšem uvážíme případ nárazu kladkostroje na koncové gumové nárazníky lze přeci jenom sílu, která je ve směru výložníku, přenést na sloup. Z tohoto důvodu je použito pouze čtyř kotevních šroubů. Síla zatěžující sloup na ohyb je vypočtena v článku 9.8.



Obr. 32 Schéma ukotvení sloupu

7.8.1 VOLBA KOTEVNÍCH ŠROUBŮ

Výpočet tahových sil ve šroubech dle [3] str. 34 až 37.

Jsou voleny kotevní šrouby se šestihranem dle [19] v pevnosti 5.8



Obr. 33 Zvolený kotevní šroub [19]

Pevnosti 5.8 odpovídá dle [6] str. 30 $R_{e\check{s}} = 400 \text{ [MPa]}$

7.8.2 VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ VE ŠROUBU

$$R_{e\check{s} \text{ min}} = \frac{R_{e\check{s}}}{k_n} \quad (7.99)$$

$$R_{e\check{s} \text{ min}} = \frac{400 \text{ MPa}}{2} = 200 \text{ [MPa]}$$

kde: $R_{e\check{s}}$ [MPa] mez kluzu šroubu
 k_n [-] návrhový součinitel
 $R_{e\check{s} \text{ min}}$ [MPa] výpočtová mez kluzu šroubu

7.8.3 VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SIL VE ŠROUBECH

$$M_{OII} = 2 \cdot F_{\check{s}1} \cdot r_1 + 2 \cdot F_{\check{s}2} \cdot r_2 \quad (7.100)$$

$$M_{OII} = \frac{F_{pn}}{2} \cdot l_{sl} = \frac{8880 \text{ N}}{2} \cdot 4200 \text{ mm} = 18\,648\,000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Vzhledem k linearitě mezi silou a vzdáleností od teoretické osy otáčení (bod T) viz obr. 32 platí:

$$\frac{F_{\check{s}1}}{r_1} = \frac{F_{\check{s}2}}{r_2} \quad (7.101)$$

můžeme psát

$$\frac{F_{\check{s}1}}{r_1} = \frac{F_{\check{s}2}}{r_2} \Rightarrow F_{\check{s}2} = F_{\check{s}1} \cdot \frac{r_2}{r_1}$$

pak

$$M_{OII} = 2 \cdot F_{\check{s}1} \cdot r_1 + 2 \cdot F_{\check{s}1} \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot r_2 \Rightarrow F_{\check{s}1} = \frac{M_{OII}}{2 \cdot r_1 + 2 \cdot \frac{r_2^2}{r_1}} \quad (7.102)$$



$$F_{\check{S}1} = \frac{18\,648\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2 \cdot 40 \text{ mm} + 2 \cdot \frac{(460 \text{ mm})^2}{40 \text{ mm}}} = 1\,749 \text{ [N]}$$

Největší tahová síla působí na šroub nejvzdálenější od teoretické osy otáčení, je síla $F_{\check{S}2}$.

Dle rovnice (7.102) je:

$$F_{\check{S}2} = \frac{560 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} \cdot 1\,749 \text{ N} = 24\,486 \text{ [N]}$$

kde:	$F_{\check{S}i}$ [N]	i-tá síla ve šroubu
	r_i [mm]	i-tá vzdálenost šroubu od bodu T
	M_{OII} [N · mm]	ohybový moment při nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky
	F_{pn} [N]	síla při nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky dle (9.2)
	l_{sl} [mm]	výška sloupu

7.8.4 VÝPOČET PRŮMĚRU ŠROUBU

$$R_{e\check{S} \min} = \frac{F_{\check{S}2}}{S} = \frac{F_{\check{S}2}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\check{S}2}}{\pi \cdot R_{e\check{S} \min}}} \quad (7.103)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot 24\,486 \text{ N}}{\pi \cdot 200 \text{ MPa}}} = 8,8 \text{ [mm]}$$

kde:	$R_{e\check{S} \min}$ [MPa]	výpočtová mez kluzu šroubu
	$F_{\check{S}2}$ [N]	největší tahová síla ve šroubu
	d_3 [mm]	nejmenší průměr závitu

Nejbližší vyšší šroub odpovídající tomuto průměru je M12 dle [19]. Vzhledem k tomu, že výrobce uvádí pro tento šroub pevnost betonu + pryskyřice 12,5 kN, což nestačuje, protože je nutná hodnota minimálně taková jako je ve šroubu $F_{\check{S}2}$, což je 24 486 N, tudíž je volen šroub M20 s pevností betonu + pryskyřice 26,7 kN. Dále je potřeba si uvědomit, že vlastní



hmotnost sloupu jeřábu přispívá ke stabilitě svou tíhovou silou, která vede středem sloupu a vytváří ohybový moment proti M_{oII} . To zde není uvažováno, ale přispívá to k větší bezpečnosti.



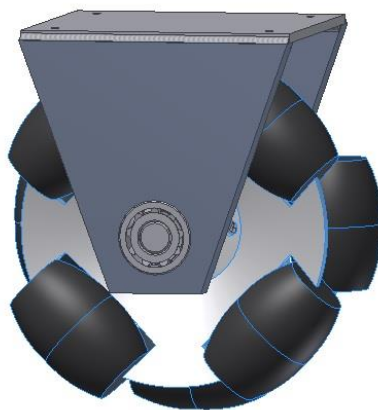
Obr. 34 Pryskařice [19]

7.9 KOSTRA KOLA

7.9.1 VÝPOČET LOŽISEK KOLA

Ložisko bude vypočteno na základě minimálního příčného průřezu čepu (dle výpočtu na ohyb), na který bude ložisko nasazeno. Budeme tedy mít daný vnitřní průměr ložiska. Dále už jen spočítáme statickou únosnost ložiska a vybereme z katalogu vhodné ložisko. Ložiska budou volena jako soudečková, která kompenzují případné nepřesnosti výroby.

- ložisko je voleno soudečkové od firmy ZKL
- zatížení se uvažuje dynamické z důvodu větší frekvence otáčení např. oproti vertikální otoči
- ložisko je umístěno dle obr. 35



Obr. 35 Umístění ložiska všesměrového kola



Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle [11], str. 386 a 390

$$\text{- pro výběr ložiska je } C_r = P_r \quad (7.104)$$

$$P_r = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (7.105)$$

$$P_r = \frac{25\,726\,N}{4} + 2,5 \cdot 0\,N = 6\,431,5\,N$$

Za síly udávané výrobcem dosadíme: $F_r = \frac{F_{RB}}{4}$ dle podkapitoly 7.1.14 a čtvrtinu z důvodu dvou kol a každé obsahuje dvě ložiska; $F_a = 0$

kde:	P_r	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
	C_r	[N]	dynamická únosnost ložiska
	F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
	F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko
	Y_1	[-]	výpočtový součinitel
	F_{RB}	[N]	reakce v bodě B (viz obr. 15)

Tomuto návrhu s přihlédnutím k minimálnímu průměru čepu, na který toto ložisko přijde nasadit, nejlépe odpovídá 21308CW33J dle [11] str. 390 s parametry:

$$B = 21\,mm$$

$$d = 35\,mm$$

$$D = 80\,mm$$

$$C_r = 77\,kN$$

7.9.2 VÝPOČET ČEPU KOLA

Průměr čepu kola se navrhuje z ohybu a to jako nosník na dvou podporách s roztečí cca 245 mm dle délky čepu. Výpočet je přibližný z důvodu tvarové složitosti a bude ověřen MKP analýzou.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \Rightarrow W_o = \frac{M_o}{\sigma_o} \quad (7.106)$$

$$W_o = \frac{823\,820\,N \cdot mm}{162\,MPa} = 5\,085,3\, [mm^3]$$

$$W_o \cong 5\,085\, [mm^3]$$

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot \frac{245\,mm}{2} = \frac{26\,900\,N}{2} \cdot \frac{245\,mm}{2} = 823\,812,5\, [N \cdot mm] \cong 823\,820\, [N \cdot mm] \quad (7.107)$$

Síla F je dle rovnice (7.76)



$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_o}{\pi}} \quad (7.108)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5\,085 \text{ mm}^3}{\pi}} = 37,27 \text{ [mm]}$$

$$d \cong 38 \text{ [mm]}$$

Je volen čep průměru 45 mm pro zohlednění vrubových účinků vlivem osazení.

kde:	M_o	[$N \cdot mm$]	ohybový moment
	σ_o	[MPa]	ohybové napětí
	W_o	[mm^3]	modul průřezu v ohybu
	d	[mm]	průměr čepu

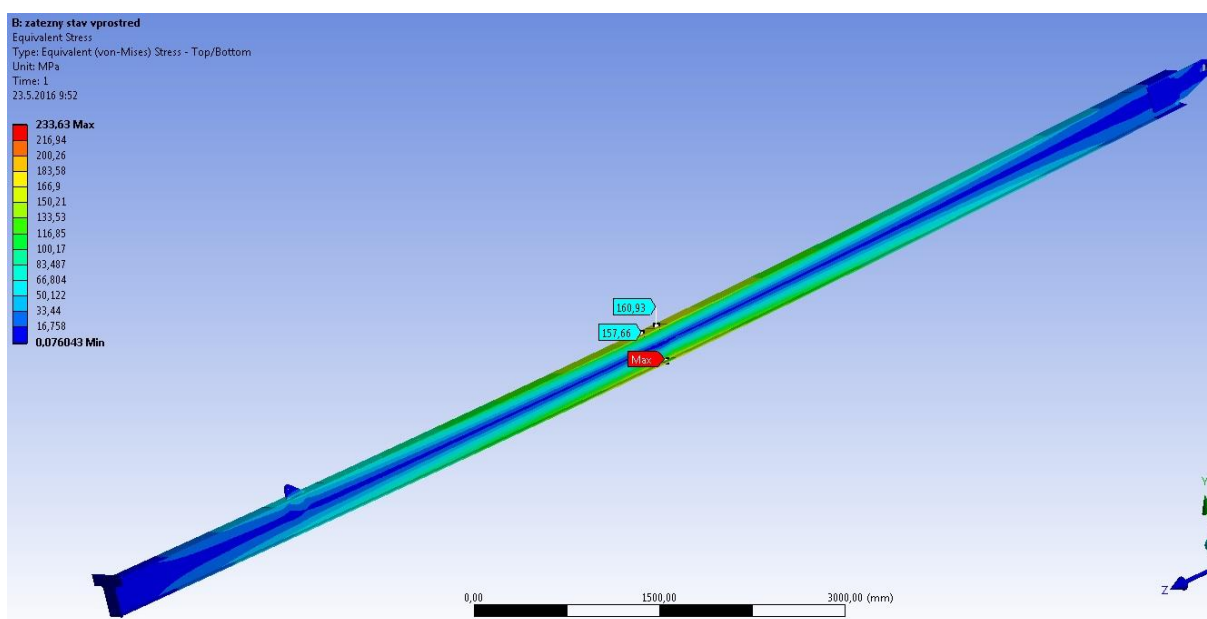


8 MKP ANALÝZA RADIÁLNÍHO PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

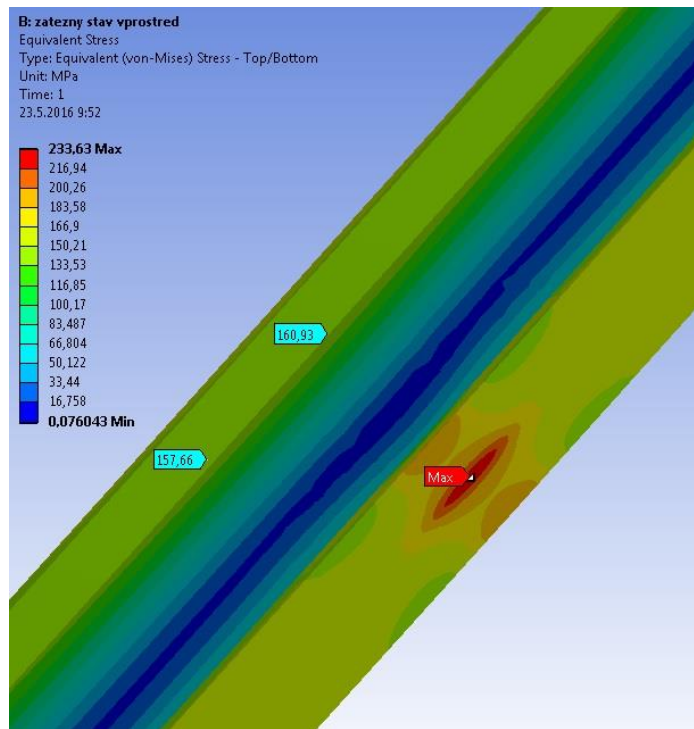
Při vytváření MKP modelu pro následnou analýzu, je vždy zohledněno, zda analyzovaný model nelze nějakým způsobem zjednodušit. Toto zjednodušení je např. vytvoření modelu jako skořepinu (použito u většiny analyzovaných částí radiálního portálového jeřábu) nebo zanedbáním nepotřebných a na výsledky nepodstatných částí, které neovlivňují výsledky. Tímto způsobem se výrazně šetří výpočetní čas ale také příprava modelu respektive příprava sítě modelu, což někdy představuje násobně vyšší čas, než pro samotný výpočet.

8.1 VÝLOŽNÍK

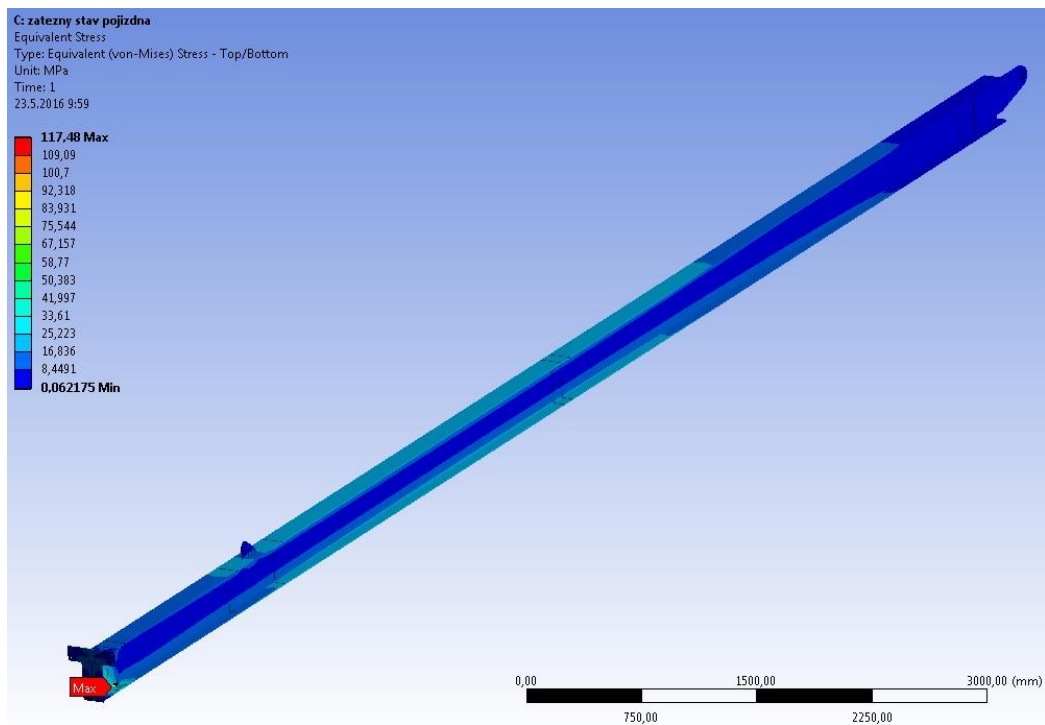
Při zátěžných stavech, které byly uvažovány pro MKP analýzu výložníku, jsou významné tři stavy. První zátěžný stav je, kdy se kladkostroj s maximální hmotností břemene nachází právě uprostřed vyložení ramene (viz obr. 36 a viz obr. 37 s detailem maximálního napětí, kde se superponuje ohyb celého výložníku vlivem břemene, kladkostroje a vlastní hmotnosti profilu výložníku s ohybem pásnice od pojezdových kol kladkostroje). Zbývající dva stavy jsou pro polohu kladkostroje nejbliže u stojiny (viz obr. 38 a obr. 39 s detailem maximálního napětí, kde se opět superponuje napětí jako v prvním zátěžném stavu) a nejbliže u sloupu (viz. obr. 40 a obr. 41 s detailem maximálního napětí se superpozicí ohybu jako u prvního zátěžného stavu). Model je vytvořen jako skořepina a to z důvodu, že veškeré části jsou tenkostěnné a lze je tedy nahradit tímto typem prvku se zanedbáním nepotřebných částí (např. návarek pro koncové pryžové nárazníky).



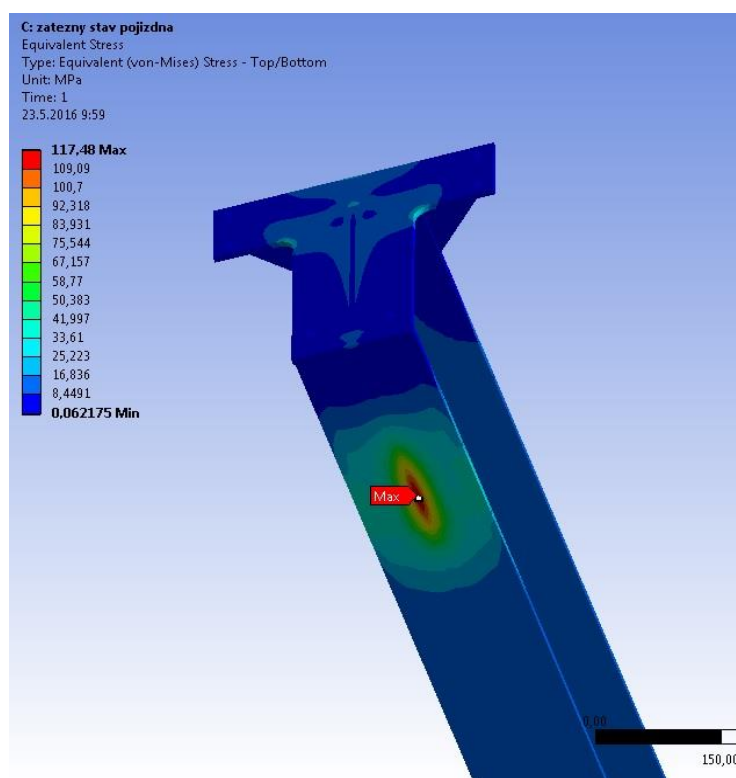
Obr. 36 MKP analýza výložníku první zátěžný stav



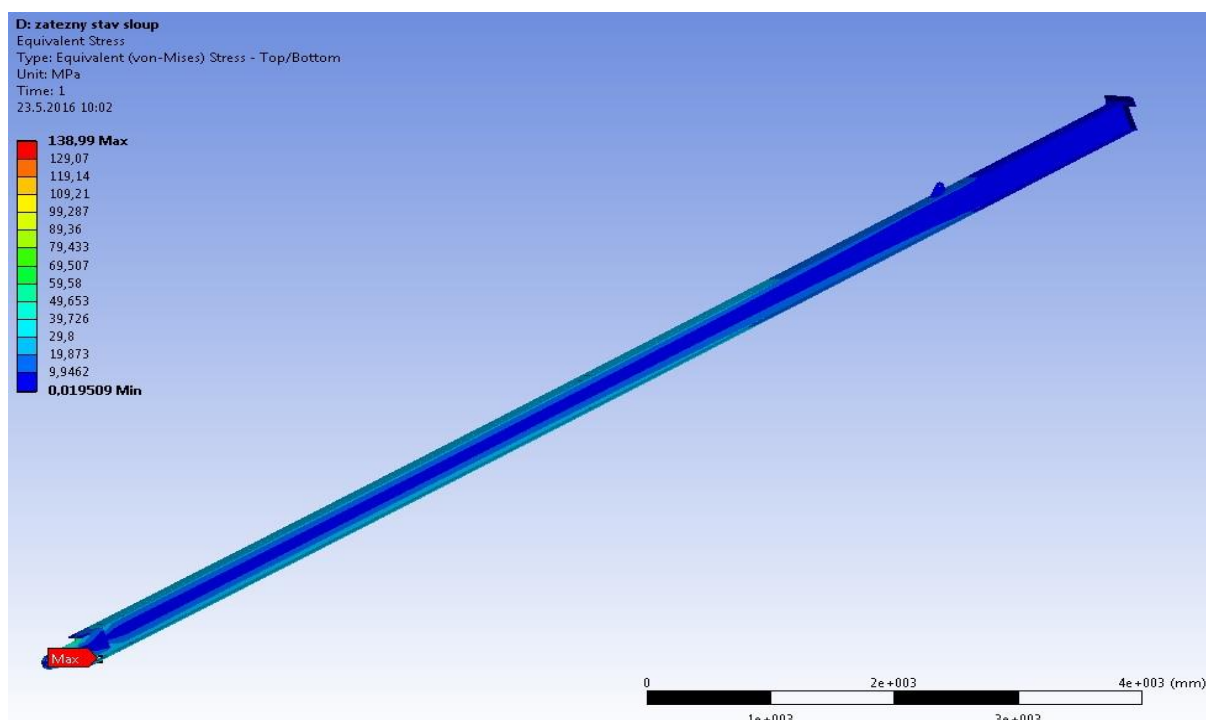
Obr. 37 MKP analýza výložníku první zátěžný stav, detail maximálního napětí



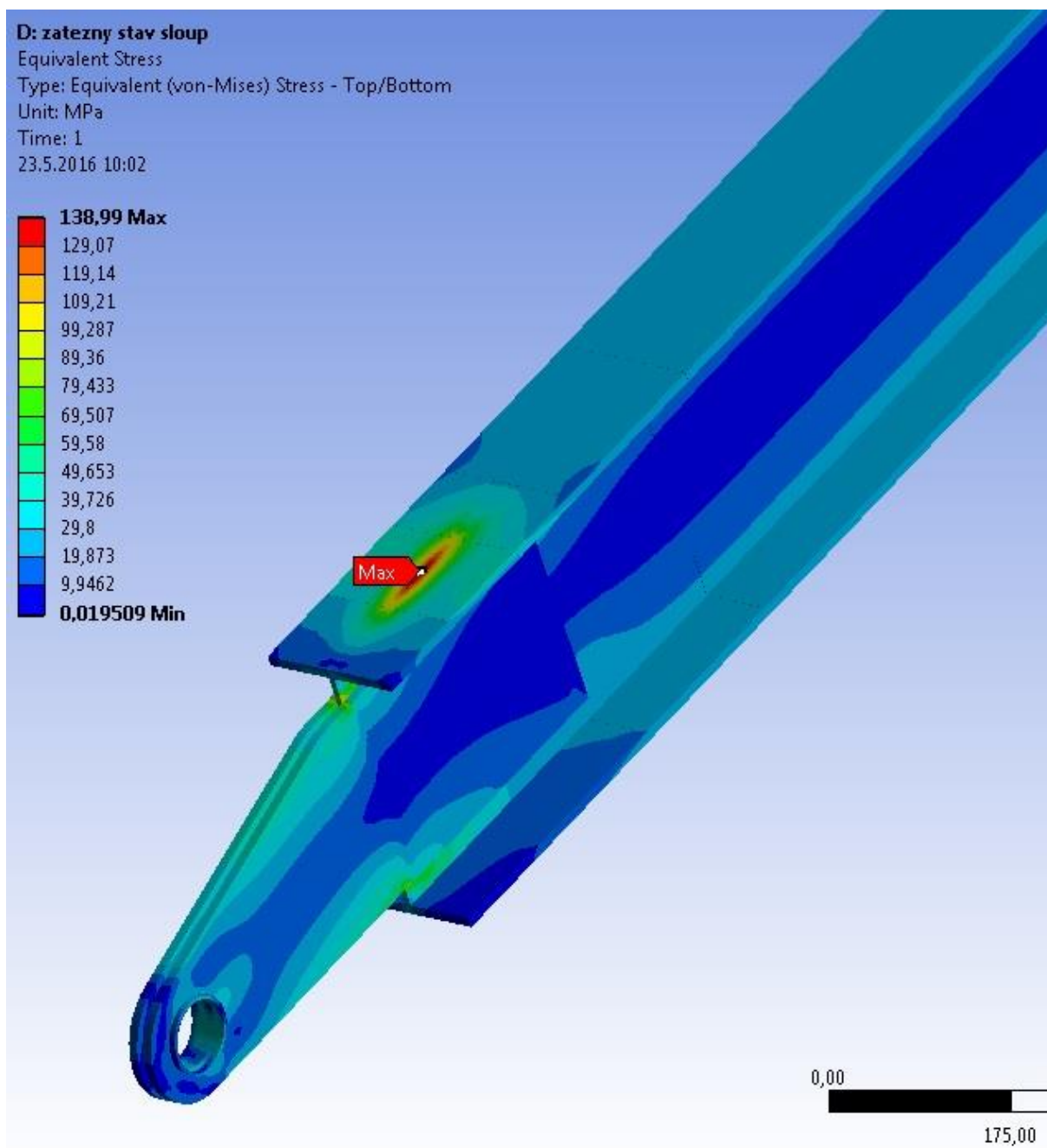
Obr. 38 MKP analýza výložníku druhý zátěžný stav



Obr. 39 MKP analýza výložníku druhý zátěžný stav, detail maximálního napětí



Obr. 40 MKP analýza výložníku třetí zátěžný stav



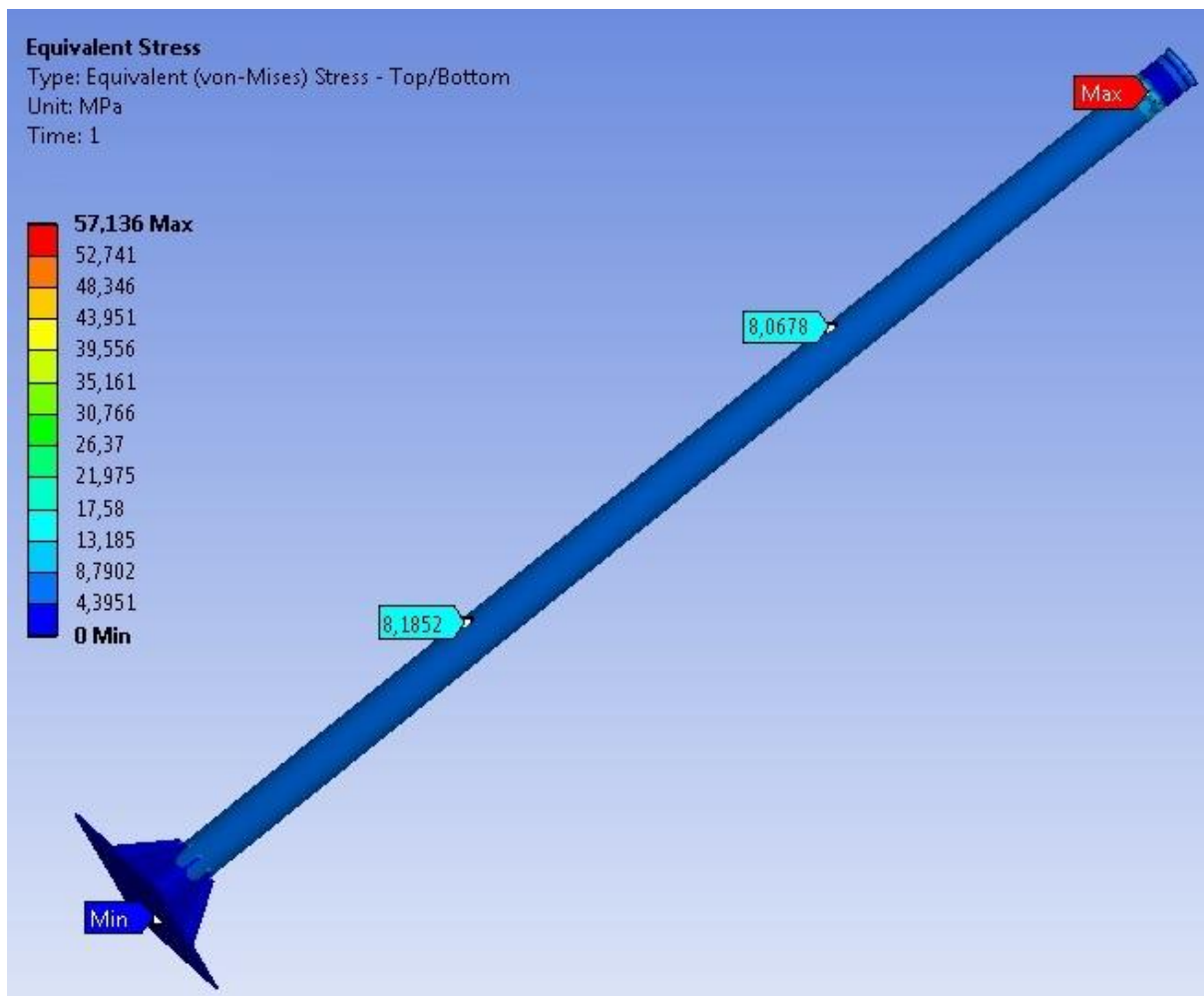
Obr. 41 MKP analýza výložníku třetí zátěžný stav, detail maximálního napětí

8.2 SLOUP

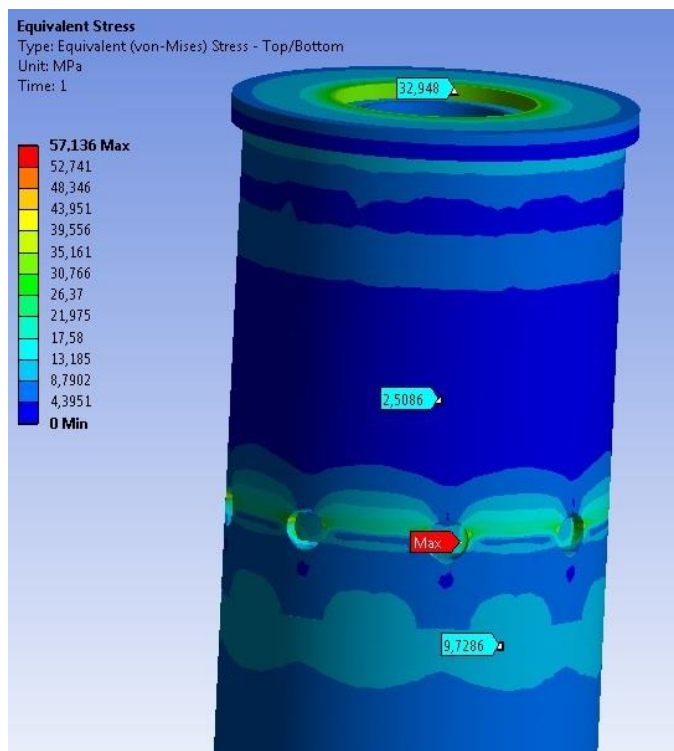
Při analýze sloupu byly uvažovány dva zátěžné stavy. První spočíval v prostém zatížení na vzpěr tj. pokud kladkostroj s maximální hmotností břemene je v poloze nejbližší u sloupu viz obr. 42 a s detaily napětí kolem koncentrátorů napětí. Tedy otvory pro děrový svar obr. 43 a žebra u základové desky obr. 44. Druhý zátěžný stav bylo uvažováno zatížení na vzpěr a zároveň náraz kladkostroje na pryžové nárazníky a to v místě u sloupu, protože zde se toto zatížení bude superponovat s namáháním na vzpěr. Na opačné straně by většinu zatížení (od vzpěru) nesla stojina a namáhání by nebylo maximální. Na obr. 45 je celkový náhled napětí ve



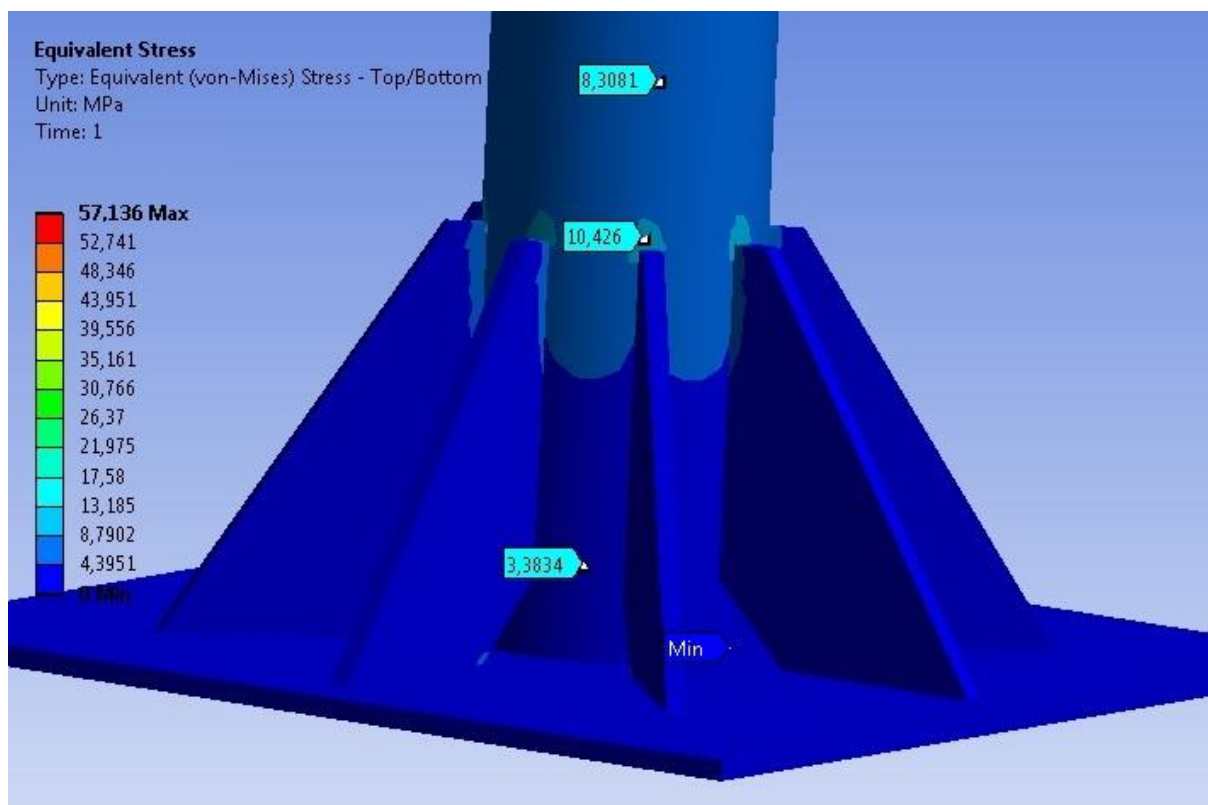
sloupu a na obr. 46 je detail maximálního napětí v místě žebra. Zde bylo důležité volit trubku s dostatečnou tloušťkou stěny z důvodu „zamačkávání“ žebra do stěny trubky. Vzhledem k tomu, že model byl opět proveden jako skořepina, tak v místě maximálního napětí bude tato hodnota nadsazená z důvodu, že ve skutečnosti zde bude nějaký rádius, ale v modelu je toto místo jako nekonečně ostrá hrana.



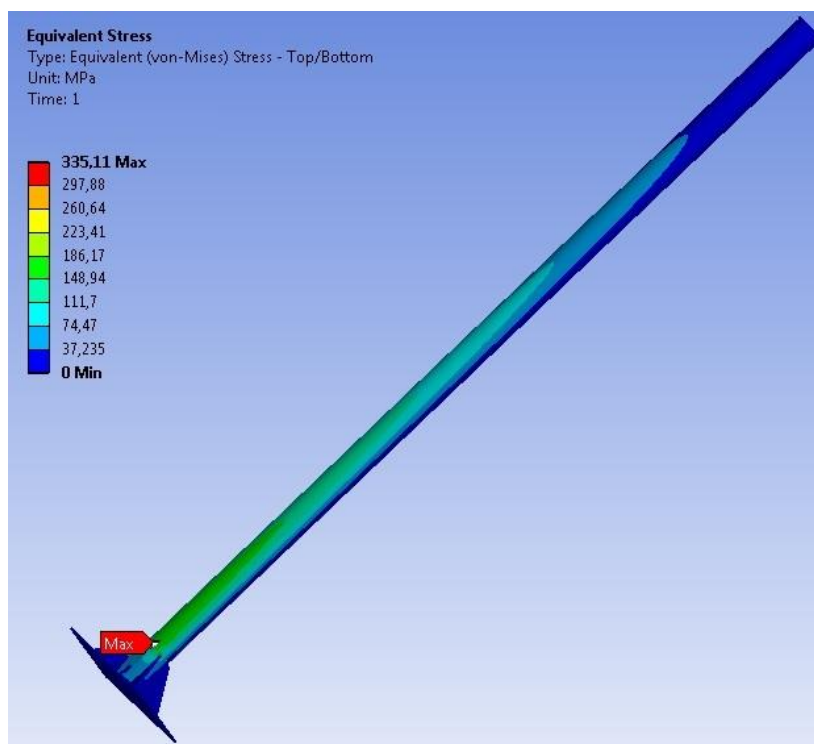
Obr. 42 MKP analýza sloupu první zátěžný stav



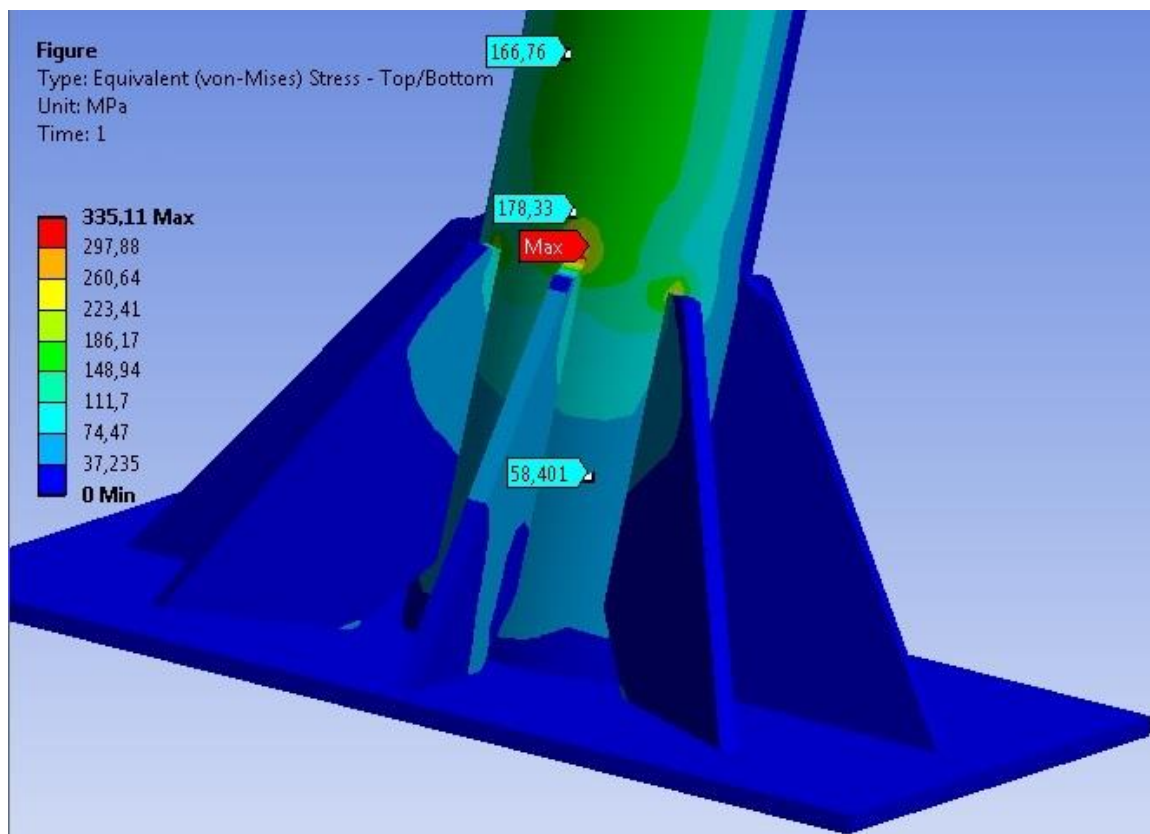
Obr. 43 MKP analýza sloupu první zátěžný stav, detail otvorů pro děrový svar



Obr. 44 MKP analýza sloupu první zátěžný stav, detail základové desky s žebry



Obr. 45 MKP analýza sloupu druhý zátěžný stav

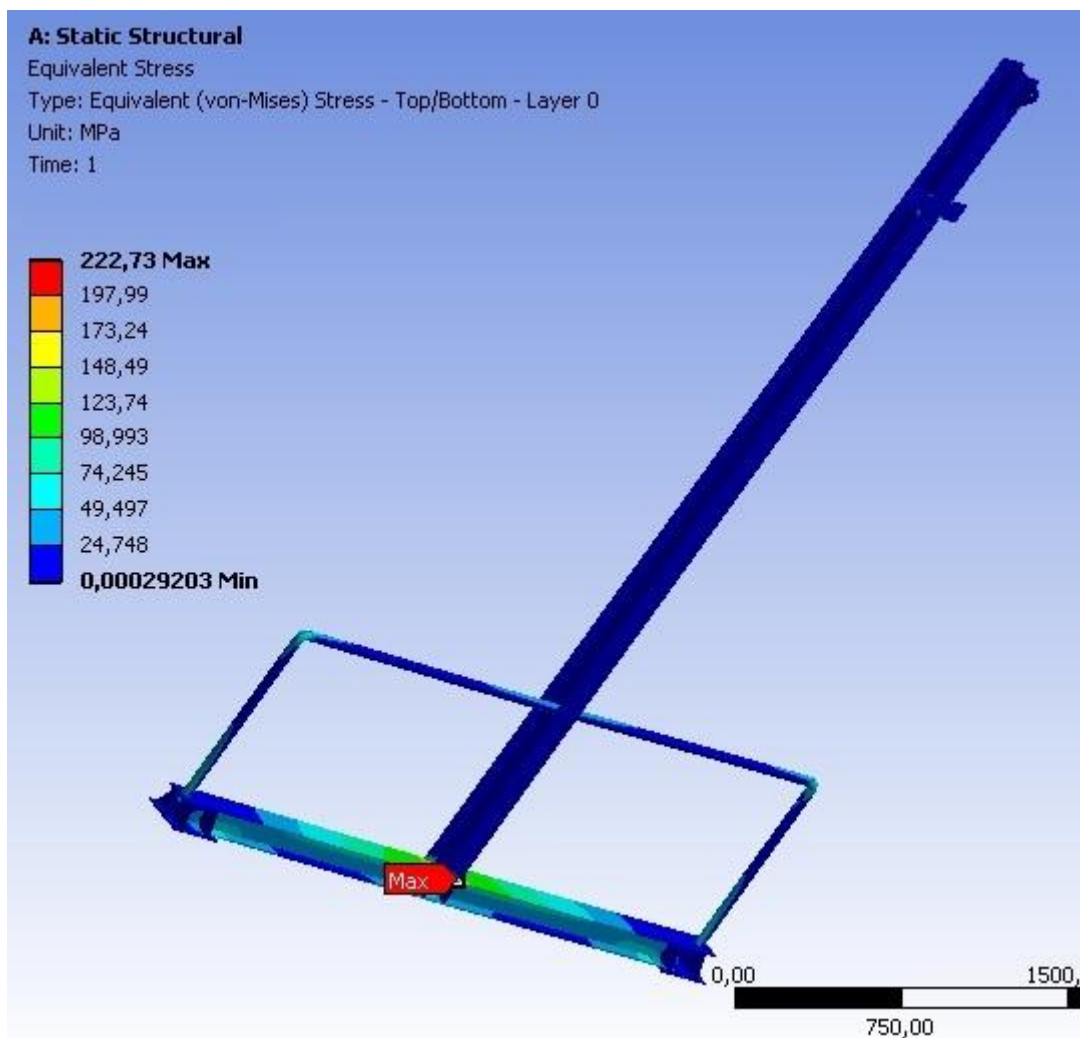


Obr. 46 MKP analýza sloupu druhý zátěžný stav, detail základové desky s žebry

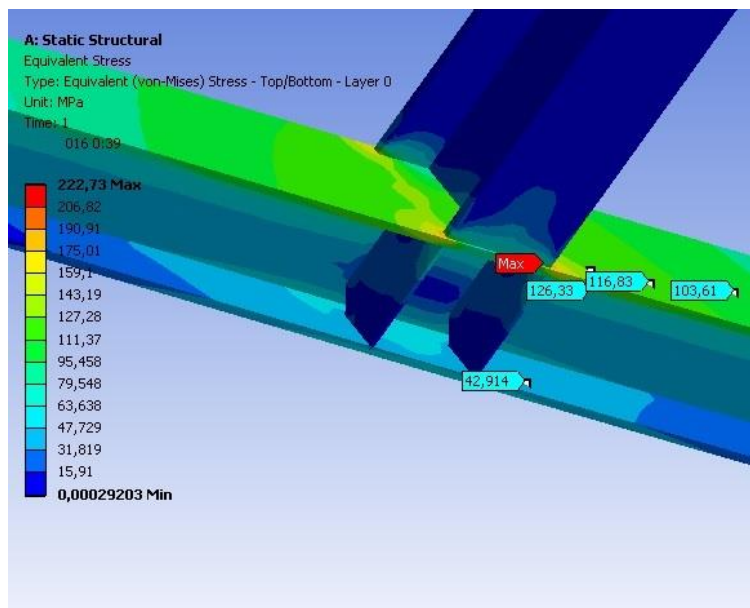


8.3 STOJINA

Při analýze stojiny bylo opět použito k vytvoření modelu prvku „shell“ respektive skořepiny. Maximální napětí je opět trochu nadsazené z důvodu nekonečně ostré hrany mezi vertikální a horizontální částí portálu pojízdné stojiny. Na obr. 47 je celkový náhled na napětí ve stojině a na obr. 48 je detail tohoto napětí s vykreslením maxima.



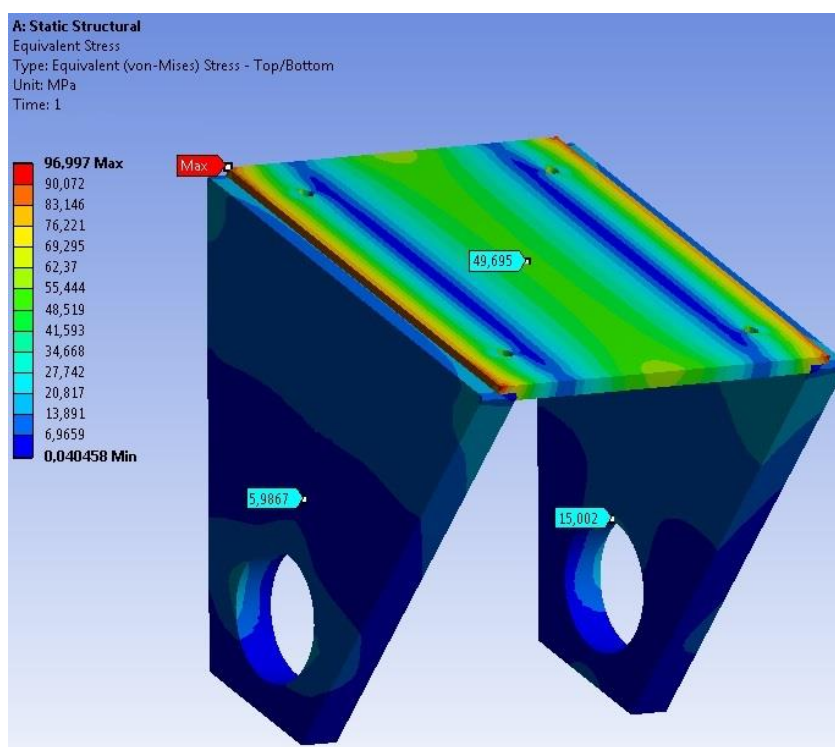
Obr. 47 MKP analýza stojiny



Obr. 48 MKP analýza stojiny detail maximálního napětí

8.4 KOSTRA KOLA

Analýza kostry kola pro všesměrové kolo, je na obr. 49. Model je vytvořen jako skořepina a tudíž museli být zanedbány osazení pro ložiska uvnitř otvorů. Maximální napětí je opět trochu nadsazené a je v oblasti, kde skořepina vytváří „čárový dotyk“.

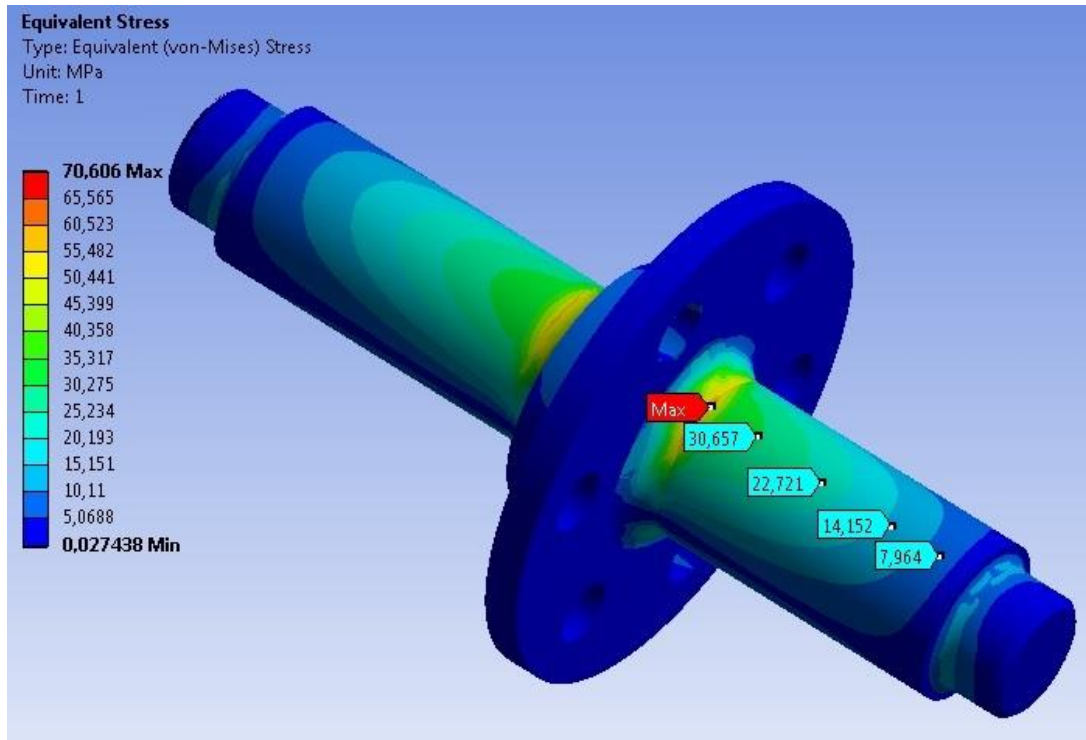


Obr. 49 MKP analýza kostry kola



8.5 NÁBOJ KOLA

Vzhledem k tomu, že výrobce nenabízí kolo jako celek tj. včetně náboje a kostry kola pro uchycení, bylo nutné tento náboj i kostru vyrobit. Náboj kola nesplňuje předpoklady pro výpočtově méně náročnou variantu skořepiny a tak musel být vymodelován objemovými prvky „solid“. Maximální napětí bude v přechodu čepu do příruby, kde budou tyto části svařeny a tvořit jeden celek (materiál obou částí S 355).



Obr. 50 MKP analýza náboje všesměrového kola

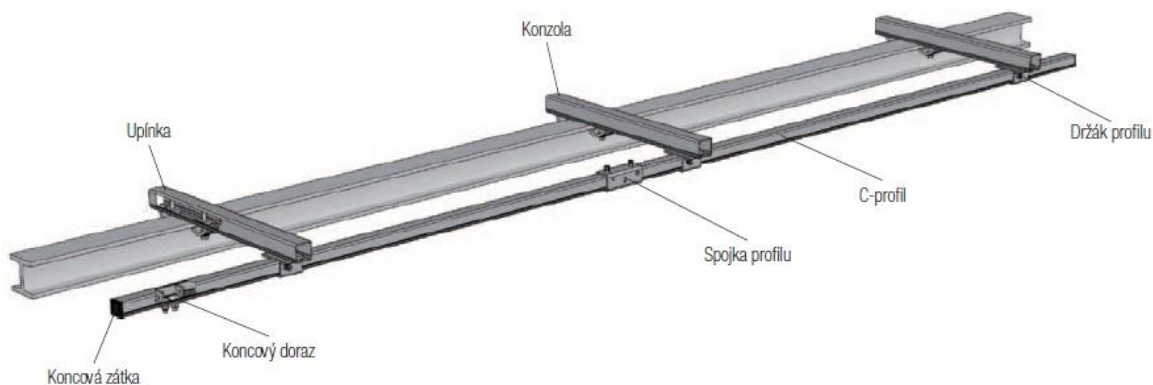


9 VOLBA PŘÍSLUŠENSTVÍ

Tato celá kapitola je dle [mé bakalářky] str. 38 až 43. Ke kladkostroji LIFTKET je možnost koupit příslušenství přímo od tohoto výrobce. Ten ale tyto díly nevyrábí, ale nakupuje od CONDUCTIX wampfler. Tudíž pro bližší detaily jsou výhodnější jeho katalogy.

Na obr. 30 je schéma, dle kterého bude umístěno příslušenství ke kladkostroji.

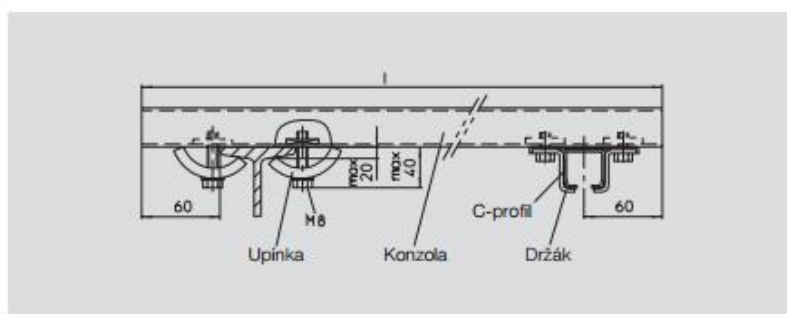
C-profilů a upevňovací materiál



Obr. 51 Schéma příslušenství ke kladkostroji

9.1 VOLBA KONZOLY S UPÍNKAMI

Tato konzola slouží k uchycení držáku C-profilu. Volím konzolu délky 500 mm s objednacím číslem 020275-0500 a upínku s objednacím číslem 020180-08



Název	Objednací č.	l [mm]
Konzola	020275-0500	500
Konzola	020275-1000	1000
Upínka	020180-08	

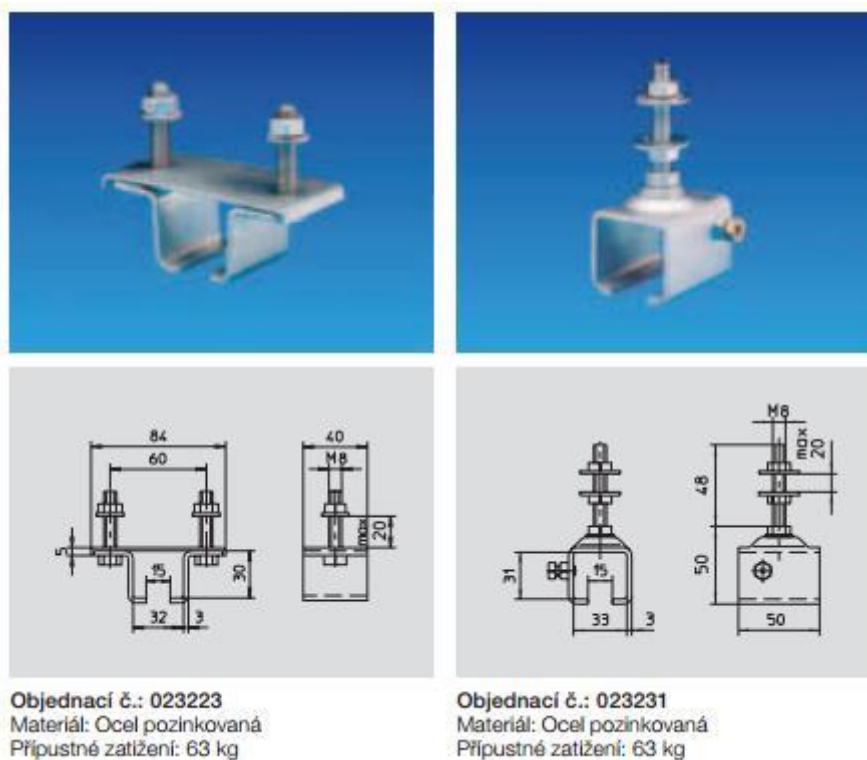
Materiál: Ocel pozinkovaná
Konzola děrovaná - viz hlavní katalog
Programm 230.

Obr. 52 C-profilů



9.2 VOLBA DRŽÁKU C-PROFILU

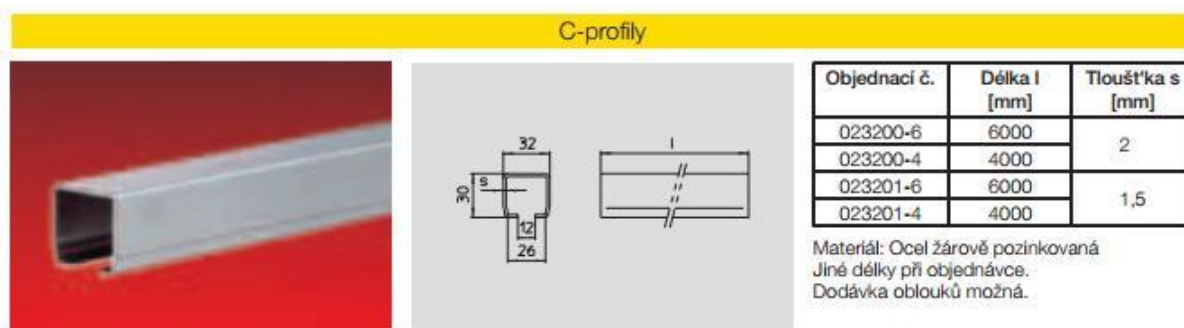
Držák volím dle obr vlevo se dvěma šrouby s objednacím číslem 023223



Obr. 53 Držák C-profilu

9.3 VOLBA C-PROFILU

C-profil volím délky 4000 mm s tloušťkou stěny 1,5 mm objednacím číslem 023201-4.

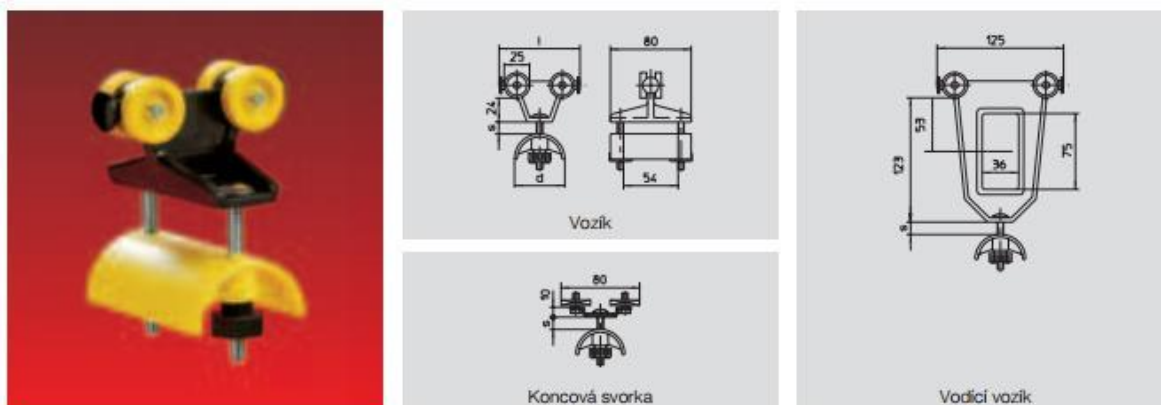


Obr. 54 Konzola s upínkami



9.4 VOLBA VOZÍKU PRO PLOCHÉ KABELY

Volím vozík s objednacím číslem 023940 a tomu odpovídající vodící vozík a koncová svorka. Jedná se o provedení koleček s kuličkovým ložiskem s vnějším kroužkem z plastické hmoty.



Vozík Objednací č.	Vodící vozík Objednací č.	Koncová svorka Objednací č.	d [mm]	l [mm]	s [mm]	Provedení koleček	Nosnost P [kg]
023941	023956	023269	50	80	15	Kuličkové ložisko, pozinkované	20
023971	023976	023279	80	125	22		
023940	023956	023269	50	80	15	Kuličkové ložisko s vnějším kroužkem z plastické hmoty	10
023970	023976	023279	80	125	22		
023943	023958	023269	50	80	15		
023953	023958	023269	50	125	36	Kolečko z plastické hmoty, bronzové kluzné ložisko	10
023973	023978	023279	80	125	22		
023910	023915	023919	50	80	15	Kolečko i kluzné ložisko z plastické hmoty	6,3

Obr. 55 Vozík pro ploché kabely

9.5 VOLBA VODÍCÍ KONZOLY

Volím vodící konzolu délky 400 mm s objednacím číslem 020195-400. Tato vodící konzola je připevněna na pojezdové ústrojí kladkostroje, a tudíž se pohybuje zároveň s ním a postrkuje vodící vozík, na kterém jsou pak dále umístěny ploché kabely viz obr. 35.



Obr. 56 Vodící konzola



9.6 VOLBA ZÁTKY

Zátka je volena pro C-profil 023201 s objednacím číslem 020662.



Obr. 57 Zátka

9.7 VOLBA KONCOVÉHO DORAZU

Koncový doraz je volen dle obr. 37 s objednacím číslem 023215.



Obr. 58 Koncový doraz



9.8 VOLBA PRYŽOVÉHO NÁRAZNÍKU

Pryžový nárazník je volen na základě W_{\max} , kde si vypočteme kinetickou energii soustavy kladkostroj + maximální hmotnost břemene:

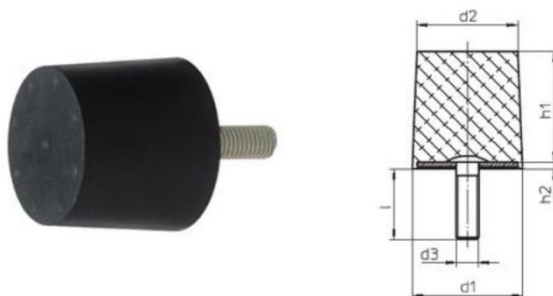
$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot (m_B + m_K) \cdot v^2 \quad (9.1)$$

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot (1500 \text{ kg} + 72 \text{ kg}) \cdot (0,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 = 55,89 \text{ [J]}$$

$$E_K \approx 56 \text{ [J]}$$

kde:	E_K	[J]	kinetická energie
	m_B	[kg]	maximální hmotnost břemene
	m_K	[kg]	hmotnost kladkostroje
	v	[m · s ⁻¹]	rychlost pojezdu kladkostroje

Na každé straně výložníku jsou sice dva tyto nárazníky ale vzhledem k tomu, že by mohla nastat situace, kdy veškerou kinetickou energii bude muset absorbovat jen jeden nárazník, je volen nárazník s objednacím číslem 017220-040X032, který je schopen všchnu energií absorbovat sám.



Bestell-Nummer	W_{\max} [J]	F [kN]	Gewicht [kg]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	h_1 [mm]	h_2 [mm]	l [mm]	PE ¹⁾ [St.]	LZ ²⁾
017220-040X016	51,0	17,5	0,069	40	38,0	M8	16	2,8	28	1	L
017220-040X020	53,0	13,5	0,075		37,5		20			100	4
017220-040X025	55,0	11,0	0,082		37,0		25			100	4
017220-040X032	57,5	9,0	0,090		36,5		32			1	L
017220-040X040	60,0	7,5	0,100		36,0		40			1	L

Obr. 59 Pryžový nárazník



Při nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky, vzniká síla, kterou si velice zjednodušeně můžeme vyjádřit následujícím způsobem.

Vzhledem k tomu, že sílu na pružinu lze vyjádřit jako:

$$F_{pn} = k_{pr} \cdot x_{pr} \quad (9.2)$$

Energii pružiny pak jako:

$$E_{pr} = \frac{1}{2} \cdot k_{pr} \cdot x_{pr}^2 \quad (9.3)$$

máme 2 rovnice pro 2 neznámé s dosazením konkrétních hodnot z obr. 50 dle zvoleného nárazníku:

$$9000 = k_{pr} \cdot x_{pr} \quad \text{dosazení do (9.2) z obr. 50}$$

$$57,5 = \frac{1}{2} \cdot k_{pr} \cdot x_{pr}^2 \quad \text{dosazení do (9.3) z obr. 50}$$

Dosazení z (9.2) do (9.3)

$$57,5 = \frac{1}{2} \cdot \frac{9000}{x_{pr}} \cdot x_{pr}^2 \Rightarrow x_{pr} = \frac{57,5 \text{ J} \cdot 2}{9000 \text{ N}} = 0,01278[m] \quad (9.4)$$

Dosazení (9.4) do (9.2)

$$k_{pr} = \frac{9000}{0,01278} = 704\,225 [N \cdot m^{-1}]$$

Tuhost použitého pryžového nárazníku je $k_{pr} = 704\,225 [N \cdot m^{-1}]$ a rychlost pojezdu $k_{pr} = 704\,225 [N \cdot m^{-1}]$ 0,267 m/s:

Porovnáním (9.1) a (9.3) dostáváme pro konkrétní případ kinetické energie dle rychlosti pojezdu použitého kladkostroje ($v_{kl} = 16 [m \cdot \text{min}^{-1}]$):

$$E_k = E_{pr}$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot k_{pr} \cdot x_{pr}^2 \Rightarrow x_{pr} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot E_k}{k_{pr}}\right)} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 56,03 \text{ J}}{704\,225 \text{ N} \cdot m^{-1}}\right)} = 0,01261[m]$$

Síla vyvinuta nárazem do pryžových nárazníků:

$$F_{pn} = k_{pr} \cdot x_{pr} = 704\,225 \text{ N} \cdot m^{-1} \cdot 0,01261 \text{ m} = 8\,880,28 [N]$$



kde:	E_{pr}	[J]	energie pružiny
	k_{pr}	[$\frac{N}{m}$]	tuhost pružiny
	x_{pr}	[m]	stlačení pružiny
	E_k	[J]	kinetická energie

Tato hodnota je ovšem značně „přehnaná“ a to z důvodu, že při výpočtu se uvažuje celá konstrukce jako dokonale tuhá. To ale ve skutečnosti není pravda. Celá konstrukce bude při tomto nárazu „pružit“ a pokud bychom chtěli získat přesnější výsledky, musel by být proveden experiment nebo alespoň simulace ve vhodném softwaru např. MSC ADAMS. Proto budeme při konzervativním návrhu uvažovat pouze 50% této síly pro MKP analýzu.

9.9 VOLBA PLOCHÝCH KABELŮ

Volím pryžové ploché kabely se stíněním typu GCFLGOU-O 18x1,5 s objednacím číslem 0404-08X1,5

Typ	Počet vodičů a průřez [mm ²]	Objednací č.	Maximální rozměr s x b [mm]	cca hmotnost [kg / 100 m]
NGFLGÖU-J	14x1,5	0401-04X1,5	6,4 x 18,5	20,0
NGFLGÖU-J	15x1,5	0401-05X1,5	6,4 x 21,5	24,0
NGFLGÖU-J	18x1,5	0401-08X1,5	6,4 x 32,0	35,0
NGFLGÖU-J	10x1,5	0401-10X1,5	7,0 x 41,5	50,0
NGFLGÖU-J	12x1,5	0401-12X1,5	7,0 x 48,5	59,0
NGFLGÖU-J	14x2,5	0401-04X2,5	8,2 x 23,0	29,0
NGFLGÖU-J	15x2,5	0401-05X2,5	8,2 x 28,5	42,0
NGFLGÖU-J	18x2,5	0401-08X2,5	8,2 x 42,0	55,0
NGFLGÖU-J	14x4,5	0401-04X4,5	9,6 x 28,0	41,0
NGFLGÖU-J	17x4,5	0401-07X4,5	9,6 x 44,0	71,0
NGFLGÖU-J	14x6,5	0401-04X6,5	10,4 x 30,0	52,0
Pryžové ploché kabely se stíněním				
GCFLGÖU-O	14x1,5	0404-04X1,5	7,4 x 19,5	25,0
GCFLGÖU-O	18x1,5	0404-08X1,5	7,4 x 37,3	51,0

Obr. 60 Ploché kabely



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit konstrukční návrh radiálního portálového jeřábu s délkou vyložení ramene 12 000 mm, nosností 1 500 kg a výškou zdvihu 3 600 mm. Provést výběr vhodného kladkostroje. Dále nakreslit konstrukční výkres sestavy jeřábu a detailní výkres navrženého sloupu, výložníku a stojiny. Práce také obsahuje MKP analýzu celé konstrukce.

Výložník jeřábu je navrhnut z profilu IPE pro svoji malou hmotnost a velkou únosnost. Pro svoji velkou délku vyložení ramene (12 000mm) se dostáváme na samou hranici dostupné délky profilu na trhu. Z tohoto důvodu musel být profil prodloužen plechem u otoče na sloupu. Výložník je konstruován tak, aby se mohl natáčet jak v horizontálním tak i ve vertikálním směru a také natáčet podél jeho podélné osy. Tyto kombinace stupňů volnosti zabezpečují, že nedojde k jeho dodatečnému namáhání např. na krut.

Novým prvkem, který se u jeřábu nevyskytuje, je navržené všesměrové kolo. Toto řešení odstraňuje problémy vznikající při přičení vlivem dodatečných sil, které při tomto jevu vznikají a namáhají konstrukci. Toto namáhání bylo dlouhou dobu důvodem, proč tento typ jeřábu byl navrhován pro malé nosnosti. Jen praxe by ukázala, zda všesměrové kolo tento problém odstraňuje.

Sloup jeřábu byl volen na základě výpočtu na vzpěr a následně optimalizován pomocí MKP analýza, tak aby jeho rozměry byli minimální. Přesto ovšem musela být zvolena větší tloušťka stěny trubky z důvodu „zamačkávání“ žeber kotevní desky. Kdyby bylo s jistotou zamezeno nárazu kladkostroje do pryžových nárazníků, rozměry sloupu by mohli být výrazně menší. Sloup budou držet pouze 4 kotevní šrouby dle výpočtu v příslušné kapitole a to právě z důvodu eliminace dodatečných sil, které namáhají konstrukci při použití např. kola a kolejnice.

Obě varianty portálu stojiny byly navrhnuty s ohledem k vhodnosti použití v prostředí jejich nejčastějšího výskytu, popsaného v kapitole 4. Při jejich návrhu bylo uvažováno s předimenzováním z důvodu možnosti nárazu břemene do profilů obou variant portálu stojiny.

Kotevní deska sloupu bude připevněna k podlaze kotevními šrouby, které pomocí prskyřicových ampulí upevníme do podlahy a po vytvrdnutí dotáhneme kotevními šrouby M20.

Jako poslední byl proveden návrh příslušenství ke kladkostroji LIFTKET. Výrobce má přímo svůj katalog, ze kterého lze vybrat potřebné díly.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* [online]. VŠB-TU Ostrava. Verze 03/2012. Ostrava. 2012 [20. 5. 2012]. dostupné z: <http://www.primat.cz/vsb-fs/predmety/casti-a-mechanismy-stroju/skripta-doc-kalab-nezaheslovane/279233>
- [2] DVOŘÁK, M. *Jeřáb radiální portálový*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 48 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
- [3] DIAS, A. *Jeřáb sloupový výložníkový*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 51 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
- [4] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G.: *Konstruování strojních součástí*. Brno. Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Páté vydání. Úvaly. ALBRA – pedagogické nakladatelství. 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] KRÍŽ, R., a kol.: *Strojní součásti I pro SPŠ strojnické*. Praha. SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984. 192 s.
- [7] ČSN EN 13001-2 *Jeřáby-Návrh všeobecně-Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Vydavatelství norem, 2015. 60s. ICS 53.020.20.
- [8] ČSN EN 13001-3-1+A1 *Jeřáby-Návrh všeobecně-Část 3: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Vydavatelství norem, 2013. 100s. ICS 53.020.20.
- [9] ČSN EN 15011+A1 *Jeřáby-Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Vydavatelství norem, 2014. 83s. ICS 53.020.20.
- [10] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* [online]. VŠB-TU Ostrava. Verze 03/2012. Ostrava. 2012 [20. 5. 2016]. dostupné z: <http://www.primat.cz/vsb-fs/predmety/casti-a-mechanismy-stroju/skripta-doc-kalab-nezaheslovane/279233>
- [11] Valivá ložiska ZKL [online]. Brno. Publikace 3/13/CZ. Brno: vydalo grafické studio Ideal, 2013 [20. 5. 2016], 646 s. Katalog. dostupné z: http://www.agrozetshop.cz/files/valiva_loziska_CZE.pdf
- [12] Stránky ALIEXPRESS [online], [22. 5. 2016], dostupné z: http://es.aliexpress.com/store/product/406-4mm-2000Kg-load-capacity-omni-wheel/333593_32443011217.html
- [13] High strength chains for Hoists [online]. Kapfenberg: [20. 5. 2016]. 36 s. Katalog. dostupné z: <http://www.pewag.ru/Files/pewag.ru/0b/0b31a37b-44dd-49d6-a8e4-78b679cfa375.pdf>
- [14] Stránky FERONA: Sortiment: Profilová ocel: tyče: HEA : [online], [22. 5. 2016], dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33676>



- [15] Stránky FERONA: Sortiment: Profilová ocel: tyče: UPE : [online], [22. 5. 2016], dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27550>
- [16] Stránky FERONA: Sortiment: Trubky a jáckly: trubky ocelové: svařované: [online], [22. 5. 2016], dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=40620>
- [17] Stránky SVISTRADÉ: Sortiment: Varné tvarovky: Kolena: Kolena 90°: [online], [22. 5. 2016], dostupné z: <http://www.svistrade.cz/detail/temp/A2DC4ACA-6754-48CC-A48D-0B0E5DBB5217/>
- [18] Stránky FERONA: Sortiment: Trubky a jáckly: trubky ocelové: svařované: [online], [22. 5. 2016], dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=41435>
- [19] Stránky WH-KOTE: Katalog: Kotevní technika: Chemické kotvy [online], [22.5. 2016], dostupné z: <http://www.wh-kote.cz/katalog/kotevni-technika/chemicke-kotvy/chemicke-ampule-spit-maxima.htm>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	hodnoty zrychlení nebo zpomalení
a	$[mm]$	výška svaru
A_S	$[mm^2]$	střížná plocha nebezpečného průřezu
A_S	$[mm^2]$	průřez šroubu
A	$[mm^2]$	plocha příčného průřezu čepu
B	$[mm]$	šířka ložiska
b	$[mm]$	minimální tloušťka stěny
C_{or}	$[N]$	statická únosnost ložiska
D	$[mm]$	vnější průměr ložiska
d	$[mm]$	vnitřní průměr ložiska
d_3	$[mm]$	nejmenší průměr závitu
d	$[mm]$	velký průměr šroubu
d_2	$[mm]$	střední průměr šroubu
d	$[mm]$	průměr čepu
d	$[mm]$	průměr otvoru pro děrový svar
e_G	$[m]$	šířka mezery
E	$[MPa]$	modul pružnosti v tahu
E_K	$[J]$	kinetická energie
E_{pr}	$[J]$	energie pružiny
E_p	$[J]$	potenciální energie
F	$[N]$	zatěžující síla
F_{AZ}	$[N]$	zatěžující síla
F_a	$[N]$	axiální síla působící na ložisko
F_a	$[N]$	amplituda síly působící na výložník
F_b	$[N]$	zátěžná síla působící na čepový spoj
F_B	$[N]$	zatěžující síla od maximální hmotnosti břemene a dynamických účinků
$F_{b,Rd}$	$[N]$	návrhová síla únosnosti v otlacení
F_{cr}	$[N]$	snížení tlakové síly vlivem vnějšího tahu ve spoji
F_i	$[N]$	síla předpětí
F_{K+B}	$[N]$	síla od hmotnosti kladkostroje a břemene



F_K	[N]	zatěžující síla od vlastní hmotnosti kladkostroje
F_{kr}	[N]	kritická síla při vzpěru
F_{\max}	[N]	maximální síla působící na výložník
F_{\min}	[N]	minimální síla působící na výložník
F_m	[N]	střední hodnota síly působící na výložník
$F_{p,d}$	[N]	návrhová síla předepnutí
F_{pn}	[N]	síla při nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky
F_{HV}	[N]	zatěžující síla od vlastní hmotnosti výložníku
F_{RB}	[N]	reakce v bodě B
F_{RA}	[N]	reakce v bodě A
$F_{s,Rd}$	[N]	návrhová síla únosnosti v prokluzu pro jeden šroub
$F_{\check{s}}$	[N]	tahová síla ve šroubu
F_t	[N]	třecí síla mezi kolem kladkostroje a pásnicí výložníku
$F_{vs,Rd}$	[N]	návrhová smyková síla
F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
$F_{\check{s}2}$	[N]	největší tahová síla ve šroubu
$F_{\check{s}i}$	[N]	i-tá síla ve šroubu
F_N	[N]	normálová síla mezi kolem kladkostroje a pásnicí výložníku
$F_{vp,Rd}$	[N]	návrhová smyková síla únosnosti střižné roviny čepu
F_{τ}	[N]	smyková síla působící na svar
$F_{vt,Rd}$	[N]	návrhová tahová síla
$f_{w,Rd}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti svaru
f	[-]	součinitel smykového tření mezi kolem kladkostroje a pásnicí výložníku
f_{yp}	[MPa]	mez kluzu materiálu čepu
f_y	[MPa]	nejmenší hodnota meze kluzu spojovaných prvků
f_{uc}	[MPa]	mez pevnosti oceli řetězu
$f_{Rd\sigma}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti materiálu v tahu (tlaku)
$f_{Rd\tau}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti materiálu ve smyku
f_q	[Hz]	vlastní frekvence modelu
$f_{w,Rd}$	[MPa]	smykové napětí ve svaru
f_y	[MPa]	jmenovitá hodnota meze kluzu
f_{yb}	[MPa]	mez kluzu materiálu šroubu



g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$G_{ }$	$[N]$	rovnoběžná složka tíhové síly
G_{\perp}	$[N]$	kolmá složka tíhové síly
G	$[N]$	tíhová síla
h	$[m]$	maximální výška výstupu břemene
H_1	$[mm]$	nosná výška závitů
I	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu v ohybu
J_{\min}	$[mm^4]$	minimální kvadratický moment průřezu
j	$[mm]$	poloměr setrvačnosti průřezu prutu
k	$[-]$	koeficient bezpečnosti
k	$[-]$	součinitel koncentrace napětí
K	$[-]$	součinitel utahovacího momentu
k_a	$[-]$	součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	$[-]$	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	$[-]$	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	$[-]$	součinitel vlivu teploty
k_e	$[-]$	součinitel spolehlivosti
k_f	$[-]$	součinitel zahrnující další vlivy
k_k	$[-]$	skutečný součinitel bezpečnosti výložníku
k_n	$[-]$	návrhový součinitel
k_n	$[-]$	koeficient bezpečnosti
k_{pr}	$[N \cdot m^{-1}]$	tuhost pružiny
l	$[mm]$	délka vyložení ramene
l_0	$[mm]$	skutečná délka prutu
l_c	$[m]$	délka větve řetězu
l_p	$[mm]$	délka horizontální části stojiny
l_p	$[mm]$	délka svaru na pásnici výložníku
l_{p2}	$[mm]$	délka horizontální části stojiny
l_{pv}	$[mm]$	délka svaru plechu výložníku
l_{red}	$[mm]$	redukováná délka prutu
l_s	$[mm]$	délka svaru na stojině výložníku
l_{sl}	$[mm]$	výška sloupu



m	[kg]	hmotnost
m	[mm]	výška matice
m_B	[kg]	maximální hmotnost břemene
$M_{F_{HV}}$	[N · mm]	ohybový moment od síly F_{HV}
$M_{F_{K+B}}$	[N · mm]	ohybový moment od síly F_{K+B}
m_{HV}	[kg]	vlastní hmotnost výložníku
M_k	[N · mm]	kroučící moment působící na šroub
m_K	[kg]	hmotnost kladkostroje
M_{OII}	[N · mm]	ohybový moment při nárazu kladkostroje na pryžové nárazníky
M_{OMV}	[N · mm]	celkový ohybový moment působící na výložníku
M_o	[N · mm]	ohybový moment
$M_{o\max}$	[N · mm]	maximální ohybový moment
M_{Rd}	[N · mm]	návrhový ohybový moment únosnosti
M_{sd}	[N · mm]	návrhová hodnota ohybového momentu v čepu
P	[mm]	rozteč závitů matice
p_D	[MPa]	dovolené napětí v otláčení závitů šroubu
P_{or}	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
p_{ξ}	[MPa]	tlak v závitech šroubu
r	[m]	poloměr všesměrového kola
R_e	[MPa]	výpočtová mez kluzu materiálu ve smyku
r_i	[mm]	i -tá vzdálenost šroubu od bodu T
$R_{e\dot{\xi}}$	[MPa]	mez kluzu šroubu
$R_{e\dot{\xi}\min}$	[MPa]	výpočtová mez kluzu šroubu
$R_{e\text{ vyp } \sigma}$	[MPa]	výpočtová mez kluzu materiálu v tahu (tlaku)
$R_{e\text{ vyp } \tau}$	[MPa]	výpočtová mez kluzu materiálu v tahu (tlaku)
S	[mm ²]	příčná plocha průřezu
s	[mm]	velikost mezery
$S(i)$	[N]	počáteční účinek zatížení
S	[mm ²]	průřez šroubu
s	[mm]	střížné délky nebezpečného průřezu
S	[N]	zatížení způsobená zrychlením pohonů
s_{\min}	[mm]	minimální tloušťka v nebezpečném místě



t	[mm]	tloušťka prvku
t	[mm]	nejmenší tloušťka spojovaných částí
t_1	[mm]	tloušťka
t_2	[mm]	tloušťka
u	[-]	tvarový součinitel
v	[$m \cdot s^{-1}$]	rychlost zdvihu kladkostroje
v	[$m \cdot s^{-1}$]	rychlost otáčení jeřábu
v	[$m \cdot s$]	konstantní vodorovná pojezdová rychlost jeřábu
v_h	[$m \cdot s^{-1}$]	charakteristická zdvihová rychlost břemene
$v_{h,max}$	[$m \cdot s^{-1}$]	maximální ustálená rychlost zdvihu
v_{kl}	[$m \cdot \min^{-1}$]	rychlost pojezdu kladkostroje
W_{el}	[mm^3]	pružný průřezový modul čepu
W_o	[mm^3]	modul průřezu v ohybu
W_k	[mm^3]	průřezový modul v krutu
W_x	[mm^3]	modul průřezu v ohybu výložníku k ose x
x	[mm]	maximální zdvih jednoho kola vůči druhému
x_{pr}	[m]	stlačení pružiny
y_{max}	[mm]	maximální průhyb výložníku
Y_O	[-]	výpočtový součinitel
z	[-]	počet závitů matice
Z_a	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti řetěz
α	[°]	úhel naklonění ložiska
α	[°]	úhel natočení průřezu
α_b	[-]	poměr mezi kluzu materiálu čepu a spojovaných částí
α_G	[-]	výraz používaný při výpočtu ϕ_4
α_w	[-]	součinitel závislý na typu svaru, druhu napětí a materiálu
β_2	[-]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu
γ_m	[-]	obecný součinitel spolehlivosti
γ_{Rm}	[-]	návrhová hodnota únosnosti
γ_{Rp}	[-]	obecný součinitel pro čepový spoj
γ_{Rs}	[-]	obecný součinitel pro třecí šroubový spoj
γ_{SS}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti třecího spoje



γ_{spm}	[–]	dílčí součinitel spolehlivosti pro ohybový moment čepového spoje
γ_{sps}	[–]	dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se smykovou silou
γ_{spb}	[–]	dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se silou zatěžující na otlačení
γ_{spt}	[–]	dílčí součinitel spolehlivosti
ξ_G	[–]	součinitel
λ_m	[–]	mezní štíhlost
λ	[–]	štíhlost prutu
μ	[–]	součinitel tření
σ_a	[MPa]	amplituda napětí
σ_c	[MPa]	mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace
σ'_{co}	[MPa]	mez únavy reálné součásti
σ_h	[MPa]	horní napětí cyklu
σ_m	[MPa]	střední napětí
σ_n	[MPa]	dolní napětí cyklu
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{\check{s}}$	[MPa]	napětí v tahu šroubu
σ_u	[MPa]	mez úměrnosti
σ_V	[MPa]	skutečné napětí ve výložníku
τ	[MPa]	smykové napětí v děrovém svaru
$\tau_{\check{s}}$	[MPa]	smykové napětí ve šroubu
ϕ_{2t}	[–]	teoretický součinitel
ϕ_2	[–]	dynamický součinitel při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemene
$\phi_{2,min}$	[–]	součinitel
ϕ_p	[–]	součinitel pro účinek pohybů postupného dosažení polohy
ϕ_s	[–]	zvyšující součinitel
ϕ_4	[–]	součinitel



SEZNAM PŘÍLOH

Obrázková příloha:

P1- Modelová sestava 1



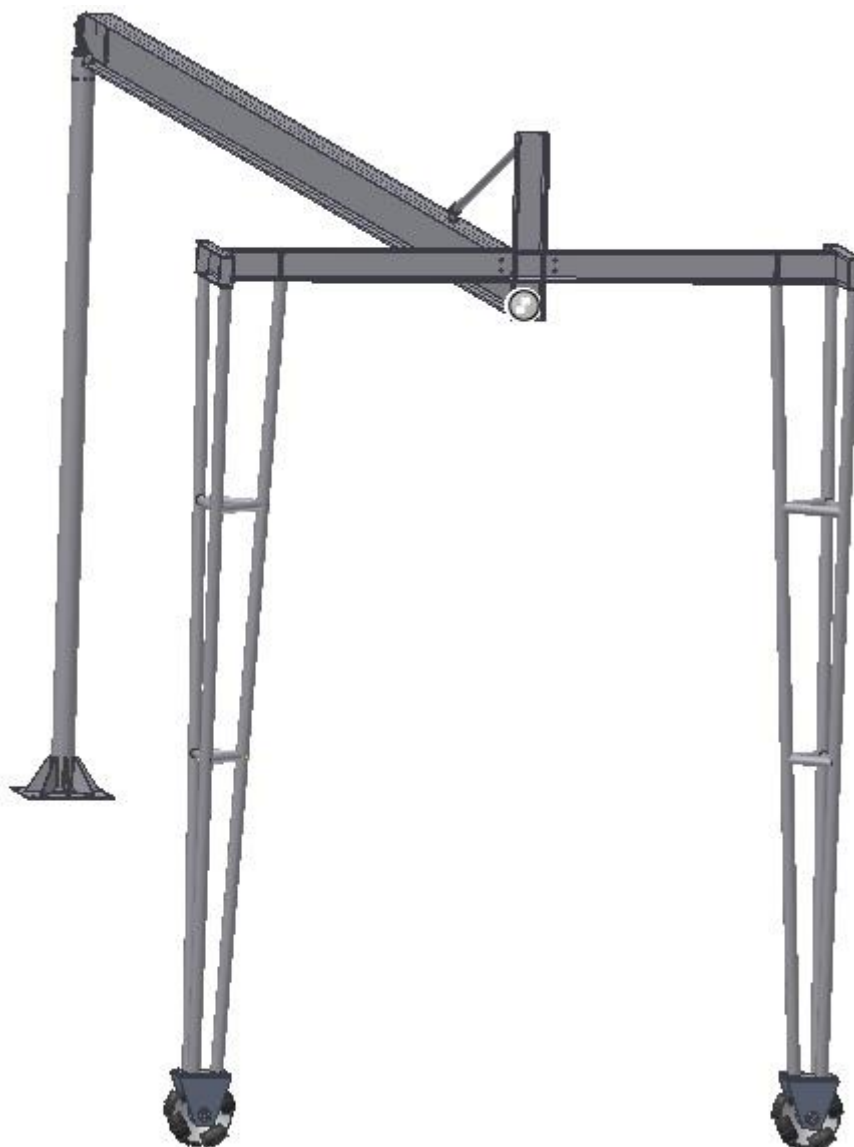
Obr. 61 Model sestavy 1 (pohled izometrický horní)



Obr. 62 Model sestavy 1 (pohled přední natočený)

P2- Modelová sestava 2

Obr. 63 Model sestavy 2 (pohled izometrický horní)



Obr. 64 Model sestavy 2 (pohled přední natočený)

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy:	Jeřáb radiální portálový	1-5oADI-15/00
Výkresy podsestav:	Svařenec sloupu	2-5oADI-15/01
	Svařenec výložníku	2-5oADI-15/02
	Svařenec stojiny	1-5oADI-15/03

Příloha na CD:

Technická zpráva:	Jeřáb radiální portálový (formát PDF)
Výkresová dokumentace:	Výkresová dokumentace (formát PDF)