



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁB SLOUPOVÝ VÝLOŽNÍKOVÝ

PILLAR JIB CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. Pavel Manda

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Pavel Manda

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

obor: Stavba strojů a zařízení (2302R016)

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 bakalářské práce:

Jeřáb sloupový výložníkový

v anglickém jazyce:

Pillar jib crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete konstrukci sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:

Délka vyložení ramene 3000mm

Výška zdvihu 7000mm

Nosnost 1300kg

Proveďte rozbor výběru vhodného kladkostroje, výrobci, parametry, ceny.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozbohem konstrukce, s výběrem vhodného kladkostroje, s důležitými pevnostními výpočty.

Nakreslit konstrukční výkres sestavy sloupového jeřábu dle zadaných parametrů, detailní výkres ramene.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P., Kulka J., Kopas M., Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21.11.2014



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem sloupového jeřábu s nosností 1 300 kg, délkou vyložení ramene 3 000 mm a výškou zdvihu 7 000 mm. Práce obsahuje návrhy hlavních nosných prvků včetně důležitých pevnostních výpočtů, konstrukční výkres sestavy sloupového jeřábu a detailní výkres ramene. Dále se zabývá výběrem vhodného kladkostroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřáb, sloup, výložník, kladkostroj, pevnostní výpočet, zatížení, výkres sestavy

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the construction design of pillar jib crane with lifting capacity 1.300 kg, crane radius 3.000 mm and maximum lift 7.000 mm. The thesis contains design of supporting elements including strength analysis, assembly drawing of pillar jib crane and jib's detail drawing. The thesis also deals with choice of suitable hoist.

KEYWORDS

crane, pillar, jib, hoist, strength analysis, load, assembly drawing



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Manda, P. *Jeřáb sloupový výložníkový*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2015

.....

Ing. Pavel Manda



PODĚKOVÁNÍ

Především bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D., za cenné rady a připomínky a odbornou pomoc v průběhu tvorby této práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení sloupových jeřábů dle konstrukčního řešení výložníku	11
1.1 Výložník s horní podpěrou uložený v patkách	11
1.2 Výložník s dolní podpěrou uložený v patkách.....	11
1.3 Výložník s dolní podpěrou uložený na centrálním čepu.....	12
2 Zadání a cíle práce	13
2.1 Zadání práce.....	13
2.2 Cíle práce	13
3 Volba typu konstrukce jeřábu.....	14
3.1 Volba konstrukčního řešení výložníku	14
3.2 Volba konstrukčního řešení sloupu.....	14
3.2.1 Kotvení sloupu.....	14
4 Volba Kladkostroje.....	15
5 Volba profilů a materiálů konstrukce	16
5.1 Sloup	16
5.1.1 Volba profilu sloupu.....	16
5.1.2 Volba materiálu sloupu.....	16
5.2 Výložník.....	16
5.2.1 Volba profilu výložníku	16
5.2.2 Volba materiálu výložníku	17
6 Návrhový výpočet	18
6.1 Klasifikace sloupového jeřábu.....	18
6.2 Určení součinitelů zatížení.....	18
6.3 Výpočet zatěžujících sil	18
6.3.1 Zatížení od vlastní hmotnosti kladkostroje.....	19
6.3.2 Zatížení od jmenovitého břemena	19
6.3.3 Zatížení zátěžnou silou	19
6.3.4 Zatížení vlastní hmotností výložníku	19
6.4 Výpočet sil ve vazbách	20
6.4.1 Kinematický rozbor	20
6.4.2 Určení pohyblivosti soustavy	21
6.4.3 Uvolnění soustavy	21
6.4.4 Statický rozbor.....	22
6.4.5 Výpočet reakcí ve výložníku a sloupu.....	23
6.5 Výsledné vnitřní účinky.....	25



6.5.1	Výpočet VVÚ sloupu	25
6.5.2	Výpočet VVÚ výložníku	26
6.5.3	Grafické znázornění vvú.....	29
7	Výpočet dle mezního stavu pružnosti.....	30
7.1	Výpočet výložníku a sloupu dle mezního stavu	30
7.1.1	Výložník dle mezního stavu	30
7.1.2	Sloup dle mezního stavu.....	31
7.1.3	Výpočet únosnosti při únavě	32
8	Kontrolní výpočty.....	39
8.1	Kontrola čepu na střih.....	39
8.2	Návrh a výpočet pouzder uložení výložníku	39
8.2.1	Kontrola měrného tlaku v pouzdře ložiska v místě A	40
8.2.2	Kontrola měrného tlaku v pouzdře ložiska v místě B	40
8.3	Kontrola horní patky	41
8.3.1	Kontrola tahového napětí.....	41
8.3.2	Kontrola otláčení	42
8.4	Kontrola dolní patky	42
8.5	Výpočet upevnění jeřábu kotevními šrouby	43
8.6	Kontrola přetvoření konstrukce	45
8.6.1	Přetvoření výložníku	46
8.6.2	Přetvoření sloupu.....	47
8.6.3	Celkové přetvoření	47
Závěr.....		49
Seznam použitých zkratk a symbolů		53
Seznam příloh.....		58



ÚVOD

[3]V počátcích vývoje lidské společnosti se břemena přemísťovala jen lidskou silou, a to zpravidla přímým působením. Postupně vznikaly pomocné prostředky a zařízení, zejména pro dopravu těžších břemen, jimiž si člověk usnadňoval nebo vůbec umožňoval, anebo jimiž si zkracoval čas potřebný k práci.

Podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení se zdvihací zařízení obvykle rozdělují na tři kategorie:

-výtahy

-zdvihadla (přemísťují břemena pouze ve svislém směru)

-jeřáby (přemísťují břemena svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru)

Požadavky na dnešní zdvihací zařízení můžeme shrnout do těchto bodů:

1. Velký dopravní (provozní) výkon a malá vlastní hmotnost,
2. bezpečný spolehlivý provoz,
3. jednoduchá, pokud možno automatizovaná obsluha,
4. přizpůsobitelnost zařízení z hlediska komplexní mechanizace celého transportního procesu,
5. normalizace a typizace zařízení, zrychlení a zhospodárnění jejich výroby.

V této práci se budu zabývat návrhem výložníkového sloupového jeřábu na základě zadaných vstupních parametrů. Jedná se o otočný nepojízdny jeřáb (nemění své stanoviště), který břemena přemísťuje prostřednictvím otáčení výložníku a pojížděním zdvihacího ústrojí. Jedná se o druh hojně využívaný ve strojírenské praxi pro manipulaci s břemeny v rámci jednoho pracoviště na kratší vzdálenosti.

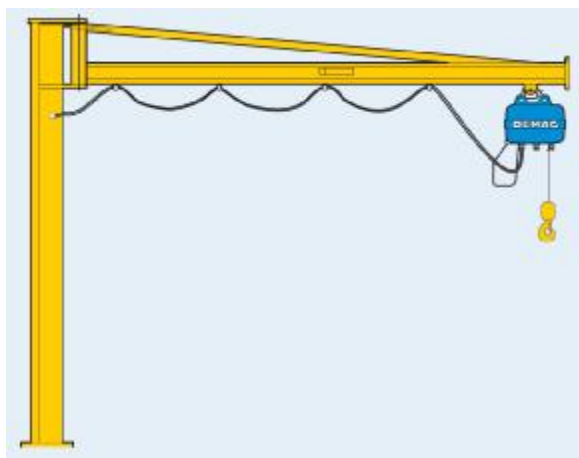


1 ROZDĚLENÍ SLOUPOVÝCH JEŘÁBŮ DLE KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ VÝLOŽNÍKU

V této kapitole se zaměřím na přiblížení nejčastěji využívaných podob slouповých jeřábů. Dělení je provedeno na základě konstrukčního řešení výložníku a jeho uchycení k sloupu. Toto dělení slouповých jeřábů je nejčastěji užito v nabídkových katalozích většiny současných výrobců zdvihadých zařízení (např. Iteco, s.r.o.; Giga, s.r.o.; Alto systems, s.r.o. a další).

1.1 VÝLOŽNÍK S HORNÍ PODPĚROU ULOŽENÝ V PATKÁCH

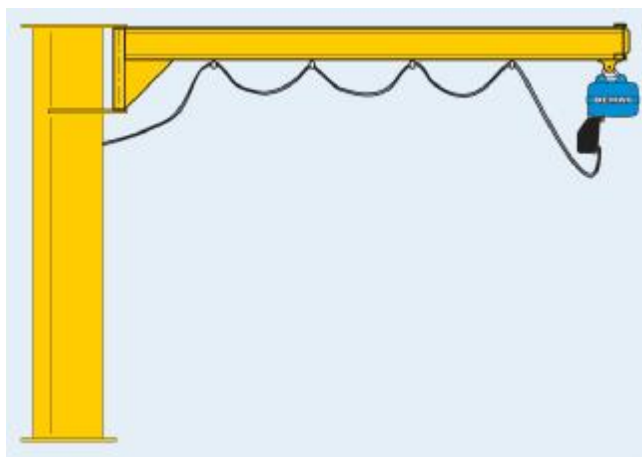
K výložníku z dutých „C“ profilů jsou přivařeny horní podpěry. Výložník je uložen na sloupu v patkách. Tímto řešením je dán velmi dobrý poměr nosnosti k vlastní váze výložníku a z toho plynoucí výhoda snadné ruční manipulace. Nevýhodou je snížení zdvihu a omezení maximálního rozsahu otáčení na 270°. Tento typ je užíván především pro manipulaci s lehčími břemeny (do 1t) a délkou vyložení do 5m.



Obrázek 1 Jeřáb s výložníkem s horní podpěrou v patkách[14]

1.2 VÝLOŽNÍK S DOLNÍ PODPĚROU ULOŽENÝ V PATKÁCH

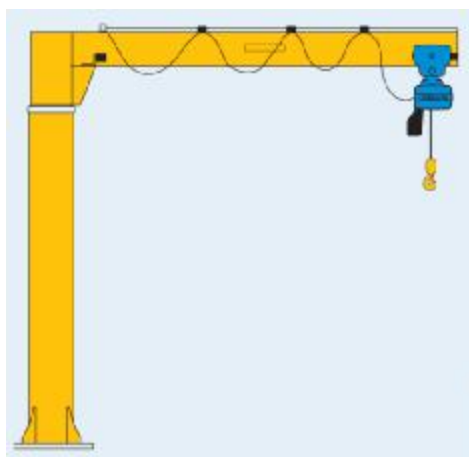
U tohoto typu je podpora umístěna ze spodní strany výložníku, na něž jsou používány převážně plnostěnné ocelové profily (I, IPE). Toto řešení zaručuje navýšení nosnosti, délky vyložení a při stejné celkové výšce i vyšší zdvih oproti předešlému typu. Klade však větší nároky na ukotvení. Rozsah otáčení zůstává 270°, nosnost dosahuje až 2t.



Obrázek 2 Jeřáb s výložníkem s dolní podpěrou v patkách[14]

1.3 VÝLOŽNÍK S DOLNÍ PODPĚROU ULOŽENÝ NA CENTRÁLNÍM ČEPU

Jedná se o nejrobustnější konstrukci, kdy výložník je tvořen výhradně plnostěnnými profily. Na spodní podpěře je umístěna kladnice se dvěma ložisky, které se odvalují po prstenci sloupu. Maximální rozsah otáčení je 360° , proto je při využití celého rozsahu otáčení nutné při elektrickém pohonu kladkostroje použít kroužkový sběrač. Nosnost a délka vyložení samozřejmě závisí na dimenzích užitých profilů. Běžně jsou dodávány jeřáby s nosností 5t a délkou vyložení až 7m.



Obrázek 3 Jeřáb s výložníkem na centrálním čepu[14]



2 ZADÁNÍ A CÍLE PRÁCE

Navrhňte konstrukci sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů

2.1 ZADÁNÍ PRÁCE

Navrhňte konstrukci sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:

Délka vyložení ramene 3 000 mm,

Výška zdvihu: 7 000 mm,

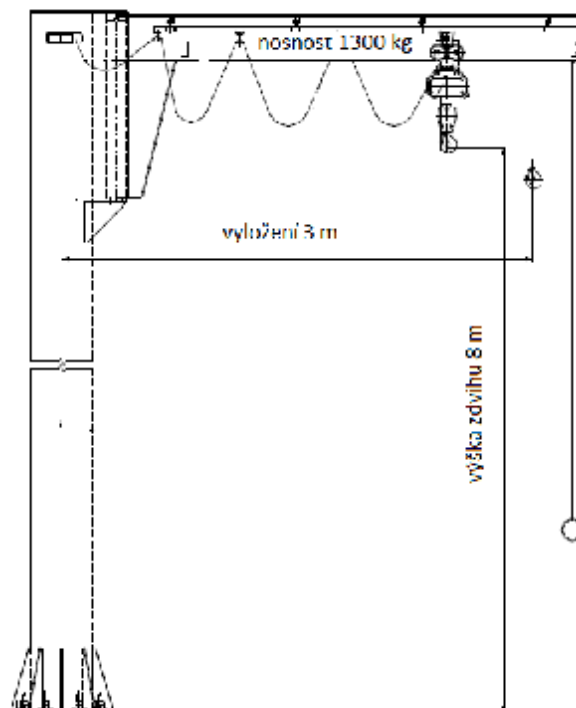
Nosnost: 1300 kg.

Proveďte rozbor výběru vhodného kladkostroje (výrobci parametry, ceny).

2.2 CÍLE PRÁCE

Vypracovat technickou zprávu s rozbohem konstrukce, s výběrem vhodného kladkostroje, s důležitými pevnostními výpočty.

Nakreslit konstrukční výkres sestavy sloupového jeřábu dle zadaných parametrů, detailní výkres ramene.



Obrázek 4 Požadované parametry jeřábu



3 VOLBA TYPU KONSTRUKCE JEŘÁBU

3.1 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ VÝLOŽNÍKU

Zadání práce přesně nedefinuje, jaký rozsah otáčení výložníku má konstrukce jeřábu mít, lze vzhledem k zadané délce vyložení a nosnosti volit mezi typem výložníku s dolní podpěrou uloženého v patkách a výložníkem s dolní podpěrou uloženého na centrálním čepu.

Volím uložení výložníku v patkách. Při tomto řešení bude menší počet konstrukčních prvků, v uložení budu moci kluzné ložiska pro uložení čepu na příčnicku, také odpadá nutnost použití kroužkového sběrače a kladnice. Hlavní část výložníku bude z profilu I.

Otáčení výložníku bude realizováno ručně.

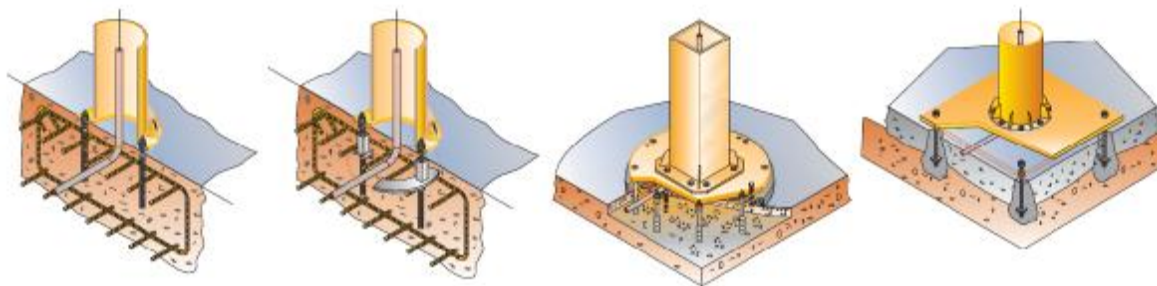
3.2 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ SLOUPU

Sloup bude tvořen kruhovou bezešvou trubkou. Na sloupu budou přivařeny patky s pro uchycení výložníku prostřednictvím čepu a patka sloupu pro vlastní ukotvení jeřábu k podlaze.

3.2.1 KOTVENÍ SLOUPU

Kotvení sloupu je závislé na druhu podlahy, k níž se pata sloupu kotví. Uvažuji používání jeřábu v hale, jejíž podlaha splňuje požadavky na upevnění paty sloupu prostřednictvím chemických kotev, tj. tloušťka podlahy přesahuje 250 mm a je tvořena armovaným betonem C20/25.

V případě, že by toto nebylo splněno, je nutné před vlastní montáží jeřábu buď zabetonovat kotevní rošt včetně kotevních šroubů, případně použít ukotvení na roznášecí desku. Umístění roznášecí desky by mělo být voleno tak, aby nezasahovala do dopravních cest.



Obrázek 5 Možnosti kotvení sloupu jeřábu[19]



4 VOLBA KLADKOSTROJE

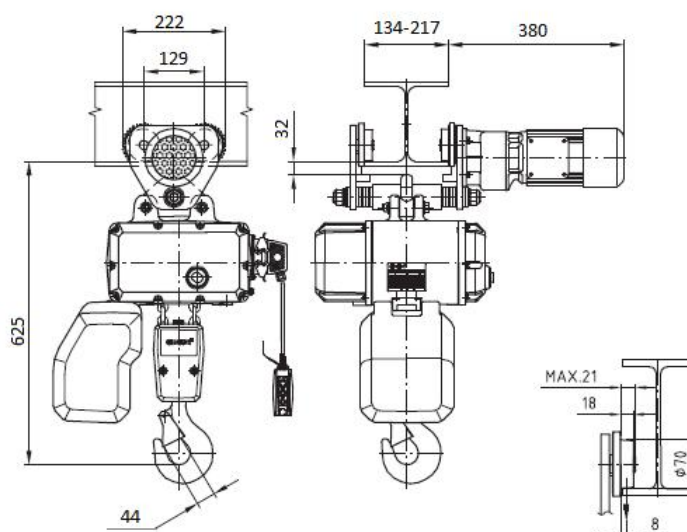
Trh nabízí široké spektrum kladkostrojů. Při výběru jsem se zaměřil na kladkostroje řetězové. Preferoval jsem ty, které mají elektrický zdvih i pojezd a v obou případech umožňují dvě pracovní rychlosti. Důležitým kritériem byla také cena a hmotnost. Při výběru jsem zohlednil také dostupnost servisu.

V tabulce č.1 jsou uvedeny porovnávané kladkostroje.

Tabulka č. 1 Srovnání řetězových kladkostrojů [13][14][15][16][17][18]

Výrobce		Liftket	Abus	Demag	Yale	Giga
Typové označení		Star091-56-S1	GM6 1600.5-2/EF 22	DC-Pro 10- U22	CPVF 20-4- VET2A	CH3 1600.5-JE
Nosnost	(kg)	1600	1600	1600	2000	1600
Rychlost zdvihu	(m/min)	2,5/10	0,8/5	1,5/6	1/4	1,25/5
Rychlost pojezdu	(m/min)	5/20	5/20	6/24	4,5/18	5/20
Provozní skupina	FEM/ISO	2m/M5	3m/M6	2m+	1m/M4	2m/M5
Počet řetězů	-	1	2	1	2	2
Celková hmotnost	(kg)	110	116	75	92	87
Celková cena	(kč)	78 400	79 500		72 800	58300

Na základě porovnání dle Tab. č.1 jsem zvolil kladkostroj dodávaný firmou GIGA, s.r.o., s typovým označením CH3 1600.5-JE. Rozhodující bylo, že z výše uvedených kladkostrojů má nejnižší cenu a nízkou hmotnost. Dodavatel kladkostroje navíc zaručuje nonstop servisní službu.



Obrázek 6 Kladkostroj GIGA 1600.5-JE [13]



5 VOLBA PROFILŮ A MATERIÁLŮ KONSTRUKCE

Základní představu o profilech, které se používají při konstruování sloupových jeřábů, jsem si potvrdil v katalozích zavedených dodavatelů zdvihacích zařízení.

5.1 SLOUP

V této části se budu zabývat volbou profilu a materiálu u sloupu.

5.1.1 VOLBA PROFILU SLOUPU

Jako profil sloupu je volena kruhová bezešvá trubka.

5.1.2 VOLBA MATERIÁLU SLOUPU

Jednotlivé prvky konstrukce se budou spojovat svařováním, z toho tedy musím vycházet při volbě materiálu. Na svařované ocelové konstrukce se nejčastěji používají následující materiály:

S235JRH (1.0039) dle EN 10210-1 (ekvivalentní označení dle ČSN je 11375)

–nelegovaná ocel obvyklých jakostí, svařitelná, vhodná na výrobu dutých profilů bezešvých nebo svařovaných. Použití: Na ocelové konstrukce z dutých profilů[9].

S355J2H (1.0576)dle EN 10219-1; (ekvivalentní označení dle ČSN je 11 523).

– nelegovaná jakostní ocel, pro ocelové konstrukce. Na svařované duté profily tvářené za studena, bez následného tepelného zpracování, z nelegovaných a jemnozrnných konstrukčních ocelí (kruhového, čtvercového, obdélníkového průřezu). Vhodná ke svařování všemi svařovacími postupy. Ocel se zaručenou hodnotou nárazové práce při teplotě do $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ [9].

Dalším významným parametrem, který je nutný brát v úvahu, je minimální mez kluzu materiálu. U materiálu S235 má hodnotu 235 MPa, zatímco u materiálu S355 dosahuje hodnoty 355 MPa [2]. Což je 30% nárůst. Vzhledem k tomu, že cena za 1 kg obou materiálů je téměř shodná, volím materiál s vyšší mezí kluzu a to S355J2H.

5.2 VÝLOŽNÍK

5.2.1 VOLBA PROFILU VÝLOŽNÍKU

V praxi se nejvíce užívá výložníků z I profilu. Na výběr je buďto klasický I profil nebo profil IPE. Tento profil má výhodu v nižší hmotnosti v poměru k únosnosti. Proto volím profil IPE.



5.2.2 VOLBA MATERIÁLU VÝLOŽNÍKU

Vzhledem ke skutečnostem uvedeným v části 5.1.3 volím materiál S355J0 (1.0553) dle EN 10025-2 .



6 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

6.1 KLASIFIKACE SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

Pro klasifikaci využijí normu ČSN 27 0103 Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: výpočet podle mezních stavů, konkrétně přílohu č.2 této normy.

jeřáb konzolový sloupový všeobecné využití [5]

- zdvihová třída H2
- druh provozu D2
- spektrum napětí S1
- provozní skupina J3

6.2 URČENÍ SOUČINITELŮ ZATÍŽENÍ

určeno dle [5]

–součinitel zatížení od vlastní hmotnosti	$\gamma_g = 1,1$
– součinitel zatížení od jmenovitého břemena	$\gamma_{lo} = 1,3$
–dynamický součinitel zdvihový	$\delta_h = 1,162$
–dynamický součinitel pojezdový	$\delta_t = 1,1$

6.3 VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍCH SIL

Výpočet ocelových konstrukcí jeřábů se provádí s uvážením všech nepříznivých kombinací účinků zatížení stálých, nahodilých a mimořádných. Kombinace se stanoví s ohledem na skutečnou možnost současného působení jednotlivých zatížení. Podle druhů v kombinaci uvažovaných zatížení se kombinace rozdělují na základní, mimořádné a pro posuzování ocelové konstrukce při únavě

výpočet skutečného zatížení vychází z ČSN 270103, uvažují základní kombinace zatížení [5]

gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



6.3.1 ZATÍŽENÍ OD VLASTNÍ HMOTNOSTI KLADKOSTROJE

[5] Vlastní hmotnost kladkostroje m_{kl} je 87 kg.

$$F_{kl} = m_{kl} g \delta_t \gamma_g \quad (1)$$

$$F_{kl} = 87 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$F_{kl} = 1\,033 \text{ N}$$

6.3.2 ZATÍŽENÍ OD JMENOVITÉHO BŘEMENA

[5] Hmotnost jmenovitého břemena (m_{jb}) je 1300 kg.

$$F_{jb} = m_{jb} g \delta_h \gamma_{lo} \quad (2)$$

$$F_{jb} = 1300 \cdot 9,81 \cdot 1,16 \cdot 1,3$$

$$F_{jb} = 19\,232 \text{ N}$$

6.3.3 ZATÍŽENÍ ZÁTĚŽNOU SILOU

Zátěžná síla (F_{zs}) je dána součtem zatížení od vlastní hmotnosti kladkostroje a zatížením od jmenovitého břemena, neboť předpokládám, že působí na společné nositelce

$$F_{zs} = F_{kl} + F_{jb} \quad (3)$$

$$F_{zs} = 1\,033 + 19\,232$$

$$F_{zs} = 20\,265 \text{ N}$$

6.3.4 ZATÍŽENÍ VLASTNÍ HMOTNOSTÍ VÝLOŽNÍKU

Pro výpočet tohoto zatížení je nutné znát hmotnost 1 délkového metru výložníku, tu jsem však zjistil až po navrhnutí rozměru (velikosti) profilu IPE, v následujících kapitolách. Výpočet jsem posléze zopakoval, aby navrhnutý profil byl vhodně dimenzován. Výpočet dle[5].

Hmotnost 1 metru profilu IPE výložníku (m_{IPE}) je 42,2 kg.

$$F_{qIPE} = m_{IPE} l_{cv} g \delta_t \gamma_g \quad (4)$$

$$F_{qIPE} = 42,2 \cdot 2,9 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$F_{qIPE} = 1\,453 \text{ N}$$

Kde:

l_{cv} [m] je celková délka IPE profilu výložníku; $l_{cv} = 2,9 \text{ m}$



Hmotnost příčnicku výložníku: $m_{př} = 120 \text{ kg}$

$$F_{qpř} = m_{př} g \delta_t \gamma_g \quad (5)$$

$$F_{qpř} = 120 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

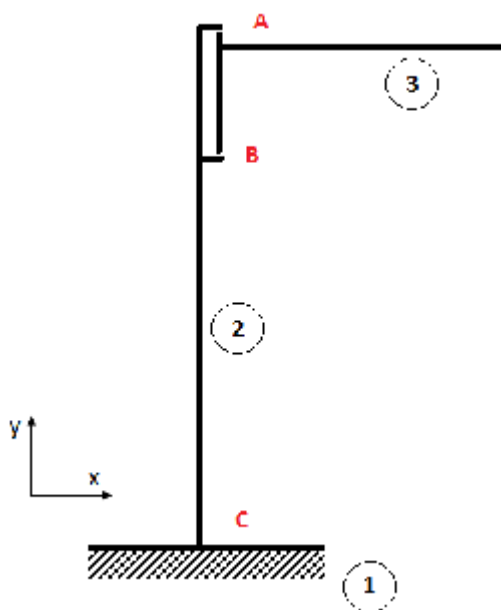
$$F_{qpř} = 1\,425 \text{ N}$$

6.4 VÝPOČET SIL VE VAZBÁCH

V dalších podkapitolách určím vazebné síly.

6.4.1 KINEMATICKÝ ROZBOR

Označím jednotlivá tělesa a vazby, určím jejich typ, uvažuji rovinu XY.



Obrázek 7 Označení těles a vazeb

Vazba A je obecná, odebrává 1 stupeň volnosti ($\zeta_A=1$)

Vazba B je rotační, odebrává 2 stupně volnosti ($\zeta_B=2$)

Vazba C je vetknutí, odebrává 3 stupně volnosti ($\zeta_C=3$)

Kde:

ζ je počet stupňů volnosti odebraných vazbou



6.4.2 URČENÍ POHYBLIVOSTI SOUSTAVY

$$i = (n - 1)i_v - (\zeta_A \zeta_B \zeta_C - \eta) \quad (6)$$

$$i = (3 - 1) \cdot 3 - (1 + 2 + 3 - 0)$$

$$i = 0$$

Kde:

i je počet stupňů volnosti soustavy

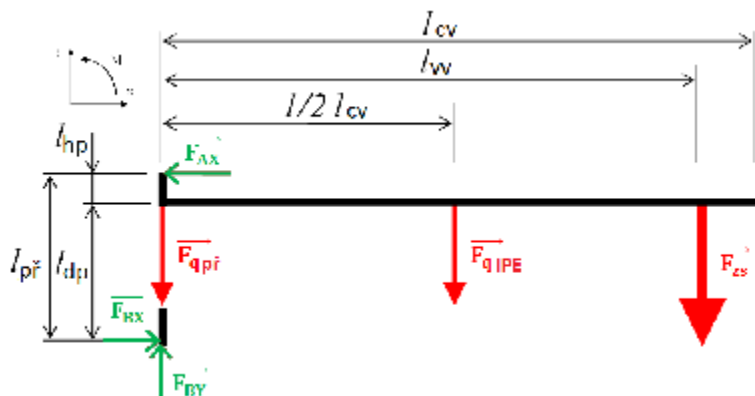
i_v je počet stupňů volnosti tělesa v rovině

η je počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

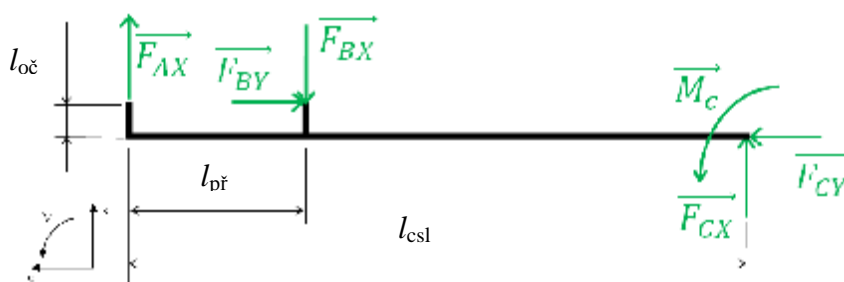
Soustava je rovině XY uložena nepohyblivě, úlohu můžeme staticky řešit.

6.4.3 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY

Při uvolňování těles soustavy je třeba při přechodu z tělesa na těleso dodržet zákon akce a reakce (síly ve vazbách budou stejně velké, ale opačně orientované).



Obrázek 8 Uvolnění výložníku



Obrázek 9 Uvolnění sloupu



6.4.4 STATICKÝ ROZBOR

Níže provedu statický rozbor.

Počet neznámých parametrů

$$NP = \{F_{AX}, F_{BX}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}, M_C\}$$

$$\mu_F = 5; \mu_M = 1; \mu_r = 0$$

Kde:

NP je množina neznámých parametrů

F_{AX} reakční síla působící ve vazbě A v ose x

F_{BX}, F_{BY} reakční síla působící ve vazbě B v ose x a y

F_{CX}, F_{CY} reakční síla působící ve vazbě C v ose x a y

M_C moment působící ve vazbě C

μ_F je počet neznámých parametrů silových

μ_M je počet neznámých parametrů momentových

μ_r je počet neznámých parametrů polohových

Počet neznámých parametrů

$$\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r \quad (7)$$

$$\mu = 5 + 1 + 0$$

$$\mu = 6$$

Počet použitelných podmínek statické rovnováhy

$$v = (n - 1)(v_F + v_M) \quad (8)$$

$$v = (3 - 1) \cdot (2 + 1)$$

$$v = 6$$

Kde:

v je počet použitelných podmínek statické rovnováhy



v_F je počet podmínek statické rovnováhy silových

v_M je počet podmínek statické rovnováhy momentových

Nutné podmínky statické určitosti

$$\mu = v \wedge \mu_M + \mu_r \leq v_M \quad (9)$$

$$6 = 6 \wedge 0 + 1 \leq 2$$

Obě podmínky jsou splněny, úloha je staticky určitá a lze řešit.

6.4.5 VÝPOČET REAKCÍ VE VÝLOŽNÍKU A SLOUPU

Všechny síly a momenty, které působí na výložník, resp. sloup, musí být v rovnováze s reakcemi ve vazbách. Po uvolnění jednotlivých členů soustavy získáme soustavu 6 rovnic o 6 neznámých. Po jejím vyřešení budeme znát velikosti reakcí.

Výložník

$$\Sigma F_X = 0$$

$$F_{BX} - F_{AX} = 0 \quad (10)$$

$$F_{BX} = F_{AX} = 45\,664 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$F_{BY} - F_{zs} - F_{q\text{IPE}} - F_{qpř} = 0 \quad (11)$$

$$F_{BY} = F_{zs} + F_{q\text{IPE}} + F_{qpř}$$

$$F_{BY} = 20\,265 + 1453 + 1425$$

$$F_{BY} = 23\,143 \text{ N}$$



$$\Sigma M_{oB} = 0$$

$$F_{AX}l_{př} - F_{ZS}l_{vv} - F_{qIPE} \frac{l_{cv}}{2} = 0 \quad (12)$$

$$F_{AX} = \frac{F_{ZS}l_{vv} + F_{qv} \frac{l_{cv}}{2}}{l_{př}}$$

$$F_{AX} = \frac{20\,265 \cdot 2,6 + 1453 \cdot \frac{2,9}{2}}{1,2}$$

$$F_{AX} = 45\,664 \text{ N}$$

Kde:

M_{oB} je moment k bodu B

Sloup

$$\Sigma F_X = 0$$

$$F_{AX} - F_{BX} + F_{CX} = 0 \quad (13)$$

$$F_{CX} = F_{BX} - F_{AX} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-F_{BY} + F_{CY} = 0 \quad (14)$$

$$F_{BY} = F_{CY}$$

$$F_{CY} = 23\,143 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{oC} = 0$$

$$-F_{AX}l_{csl} + F_{BX}(l_{csl} - l_{př}) - F_{BY}l_{oč} + M_C = 0 \quad (15)$$

$$M_C = F_{AX}l_{csl} - F_{BX}(l_{csl} - l_{př}) + F_{BY}l_{oč}$$

$$M_C = 45\,664 \cdot 8 - 45\,664(8 - 1,2) + 23\,143 \cdot 0,35$$

$$M_C = 62\,897 \text{ Nm}$$



Výsledné reakce ve vazbách

$$F_{AX} = 45\,664 \text{ N},$$

$$F_{BX} = 45\,664 \text{ N},$$

$$F_{BY} = 23\,143 \text{ N},$$

$$F_{CX} = 0 \text{ N},$$

$$F_{CY} = 23\,143 \text{ N},$$

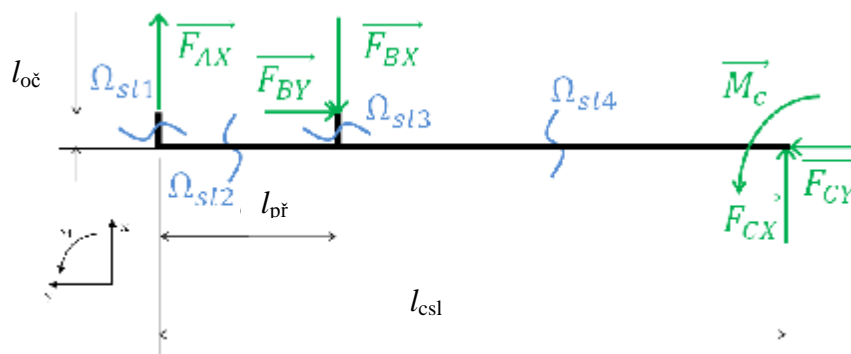
$$M_C = 62\,897 \text{ Nm}.$$

6.5 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Sloup a výložník rozdělím na části, ve kterých budu určovat průběh jednotlivých složek napětí. Na základě velikosti napětí určím nebezpečné místa, ze kterých budu vycházet při dimenzování hlavních částí jeřábu.

6.5.1 VÝPOČET VVÚ SLOUPU

Při výpočtu zanedbávám vlastní hmotnost sloupu.



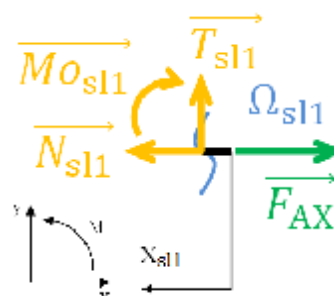
Obrázek 10 Vyznačení intervalů na sloupu

$$\Omega_{sl1} \cdot x_{sl1} \in \langle 0; l_{oc} \rangle$$

$$N_{sl1} = F_{AX} = 45\,664 \text{ N} \quad (16)$$

$$T_{sl1} = 0 \text{ N}$$

$$M_{osl1} = 0 \text{ N}$$



Obrázek 11 VVÚ sloupu v intervalu I



$$\Omega_{sl2}: y_{sl1} \in \langle 0; l_{př} \rangle$$

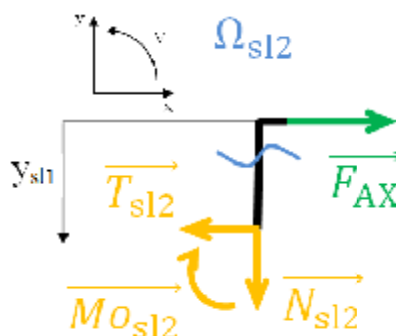
$$N_{sl2} = 0 \text{ N}$$

$$T_{sl2} = F_{AX} = 45\,664 \text{ N} \quad (17)$$

$$M_{osl2} = -F_{AX}y_{sl1} \quad (18)$$

$$M_{osl2} = -45\,664 \cdot \langle 0; 1,2 \rangle$$

$$M_{osl2} = \langle 0; -54\,797 \rangle \text{ Nm}$$



Obrázek 12 VVÚ sloupu v intervalu II

$$\Omega_{sl3}: x_{sl2} \in \langle 0; l_{oc} \rangle$$

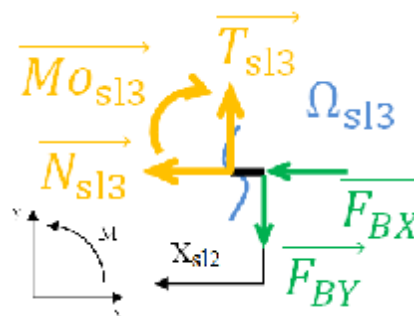
$$N_{sl3} = -F_{BX} = -45\,664 \text{ N} \quad (19)$$

$$T_{sl3} = F_{BY} = 23\,143 \text{ N} \quad (20)$$

$$M_{osl3} = -F_{BY}x_{sl2} \quad (21)$$

$$M_{osl3} = -23\,143 \cdot \langle 0; 0,35 \rangle$$

$$M_{osl3} = \langle 0; -8100 \rangle \text{ Nm}$$



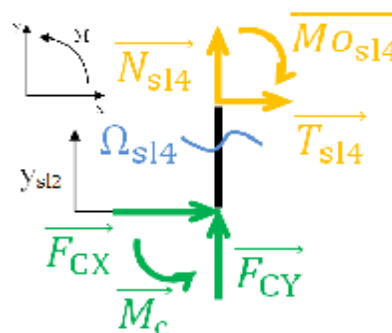
Obrázek 13 VVÚ sloupu v intervalu III

$$\Omega_{sl4}: y_{sl2} \in \langle 0; l_{csl} - l_{př} \rangle$$

$$N_{sl4} = -F_{CY} = -23\,143 \text{ N} \quad (22)$$

$$T_{sl4} = -F_{CX} = 0 \text{ N} \quad (23)$$

$$M_{osl4} = -M_C = -62\,897 \text{ Nm} \quad (24)$$



Obrázek 14 VVÚ sloupu v intervalu IV

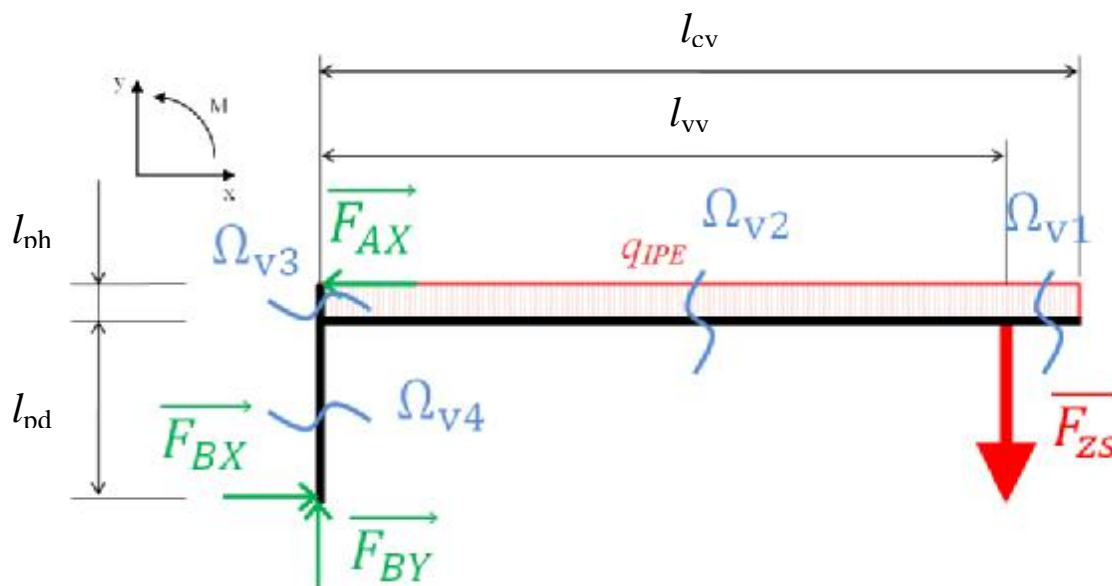
6.5.2 VÝPOČET VVÚ VÝLOŽNÍKU

Při výpočtu zohledňuji vlastní hmotnost profilu IPE.

$$q_{IPE} = m_{IPE}g\delta_t\gamma_g \quad (25)$$

$$q_{IPE} = 42,2 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$q_{IPE} = 501 \text{ Nm}^{-1}$$



Obrázek 15 Vyznačení intervalů na výložníku

$$\Omega_{v1}: x_{v1} \in \langle 0; l_C - l_V \rangle$$

$$N_{v1} = 0 \text{ N}$$

$$T_{v1} = q_{IPE} x_{v1} \quad (26)$$

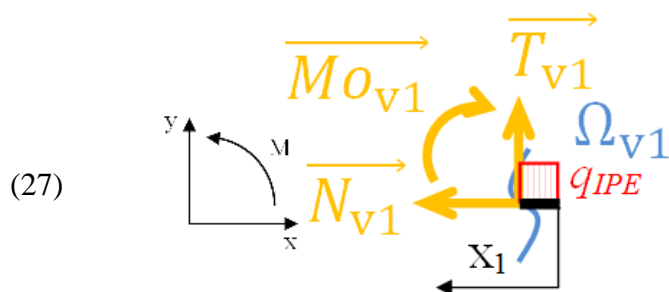
$$T_{v1} = 501 \cdot \langle 0; 0,3 \rangle$$

$$T_{v1} = \langle 0; 150 \rangle \text{ N}$$

$$M_{ov1} = -q_{IPE} \frac{x_{v1}^2}{2}$$

$$M_{ov1} = -501 \cdot \frac{\langle 0^2; 0,3^2 \rangle}{2}$$

$$M_{ov1} = \langle 0; -23 \rangle \text{ Nm}$$



$$(27)$$

Obrázek 16 VVÚ výložníku v intervalu I



$$\Omega_{v2}: \mathbf{x}_{v2} \in \langle 0; l_{vp} \rangle$$

$$N_{v2} = 0 \text{ N}$$

$$T_{v2} = q_{IPE} x_{v2} + F_{ZS}$$

$$T_{v2} = 501 \cdot \langle 0; 2,6 \rangle + 20\,265$$

$$T_{v2} = \langle 20\,265; 21\,577 \rangle \text{ N}$$

$$M_{ov2} = -q_{IPE} \frac{(x_{v2} + 0,3)^2}{2} - F_{ZS} \cdot x_{v2}$$

$$M_{ov2} = -501 \cdot \frac{\langle 0,3^2; 2,9^2 \rangle}{2} - 20\,265 \cdot \langle 0; 2,6 \rangle$$

$$M_{ov2} = \langle -23; -54796 \rangle \text{ Nm}$$

$$\Omega_{v3}: \mathbf{y}_{v1} \in \langle 0; l_{hp} \rangle$$

$$N_{v3} = 0 \text{ N}$$

$$T_{v3} = -F_{AX} = -45\,664 \text{ N}$$

$$M_{ov3} = F_{AX} y_{v1}$$

$$M_{ov3} = 45\,664 \cdot \langle 0; 0,15 \rangle$$

$$M_{ov3} = \langle 0; 6850 \rangle \text{ Nm}$$

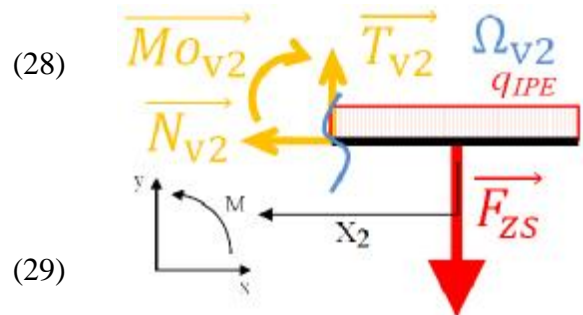
$$\Omega_{v4}: \mathbf{y}_{v2} \in \langle 0; l_{dp} \rangle$$

$$N_{v4} = -F_{BY} = -23\,143 \text{ N}$$

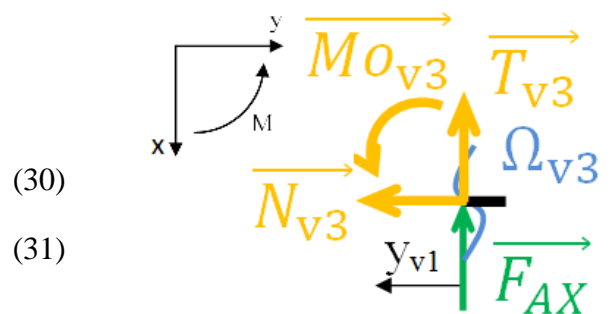
$$T_{v4} = -F_{BX} = -45\,664 \text{ N}$$

$$M_{ov4} = -F_{BX} y_{v1} = -45\,664 \cdot \langle 0; 1,05 \rangle$$

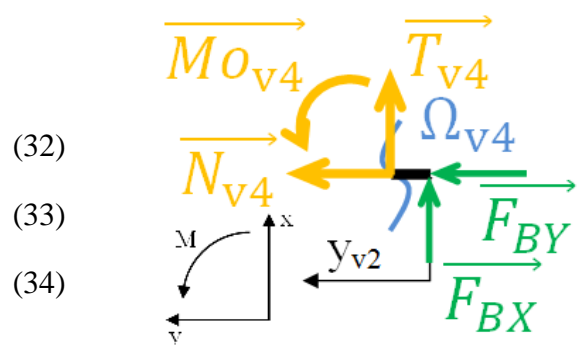
$$M_{ov4} = \langle 0; -47\,947 \rangle \text{ Nm}$$



Obrázek 17 VVÚ výložníku v intervalu II



Obrázek 18 VVÚ výložníku v intervalu III

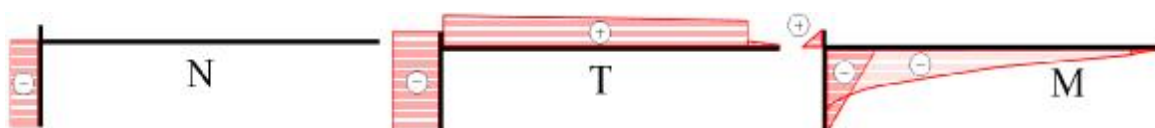


Obrázek 19 VVÚ výložníku v intervalu IV

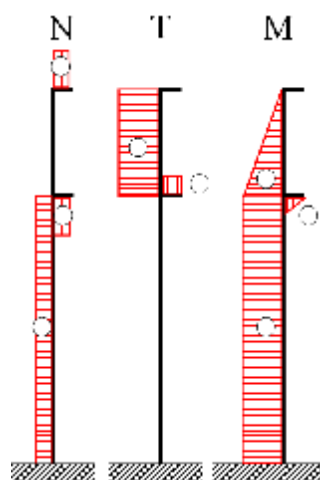


6.5.3 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VVÚ

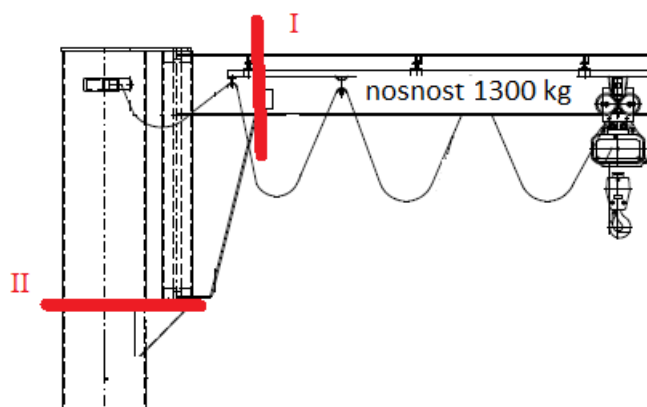
Z grafické znázornění VVÚ na obrázku č. 19 a obrázku č.20 je patrné, že příčník je namáhán kombinací tlaku a ohybu. Výložník a sloup jsou namáháni ohybem. V horní patka sloupu je působením sil od uložení výložníku namáhána tahem, dolní patka pak kombinací ohybu a tlaku.



Obrázek 20 Celkové VVÚ výložníku



Obrázek 21 Celkové VVÚ sloupu



Obrázek 22 Volba nebezpečných průřezů



7 VÝPOČET DLE MEZNÍHO STAVU PRUŽNOSTI

7.1 VÝPOČET VÝLOŽNÍKU A SLOUPU DLE MEZNÍHO STAVU

V této části práce budu na základě prošetřování mezního stavu pružnosti ve vhodně zvolených kritických průřezích určovat minimální průřezový modul v ohybu a z něj pak dimenze profilů hlavních konstrukčních částí. Dle ČSN 73 1401 je $f_y = 355$ MPa ($=R_e$) a $f_u = 510$ MPa ($=R_m$). Dále se dle této normy výpočtové pevnosti určí výrazu [6]

$$f_{yd} = \frac{f_y}{\gamma_M}; f_{ud} = \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (35)$$

$$f_{yd} = \frac{355}{1,2} = 296 \text{ MPa}; f_{ud} = \frac{510}{1,25} = 408 \text{ MPa}$$

Kde:

f_{yd} [MPa] je výpočtová pevnost odvozená od meze kluzu oceli

f_{ud} [MPa] je výpočtová pevnost odvozená od pevnosti v tahu

γ_M, γ_{M2} jsou parciální součinitelé materiálu

7.1.1 VÝLOŽNÍK DLE MEZNÍHO STAVU

Výpočet minimálního průřezového modulu v ohybu průřezu I

$$M_{OI} = F_{zs}(l_V - l_{pod}) + q_{IPE}(l_C - l_{pod}) \quad (36)$$

$$M_{OI} = 20\,265 \cdot (3 - 0,7) + 501 \cdot (3,3 - 0,7)$$

$$M_{OI} = 47\,912 \text{ Nm}$$

$$W_{OImin} = \frac{M_{OI}}{f_{yd}} \quad (37)$$

$$W_{OImin} = \frac{47912}{296} = 162 \text{ cm}^3$$

Kde:

M_{OI} [Nm] je ohybový moment v průřezu I

W_{OImin} [cm³] minimální modul průřezu v ohybu průřezu I

l_{pod} [m] vzdálenost pravého konce podpory od osy sloupu



Volím IPE 300, v této volbě je zohledněno i to, že konstrukce jeřábu by měla být odolná proti průhybu. Výrobce jeřábů ABUS z důvodu funkčnosti garantuje maximální míru průhybu, která je rovna maximálně 1/250 délky vyložení při normovém zatížení. Volbou IPE 300 tuto podmínku splním.

Výpočet skutečného ohybového napětí průřezu I:

$$\sigma_{OI} = \frac{M_{OI}}{W_{OIPE}} \quad (38)$$

$$\sigma_{OI} = \frac{47912}{557} = 86 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{OI} [MPa] skutečné ohybové napětí v průřezu I

W_{OIPE} [cm³] průřezový modul v ohybu IPE 300; $W_{OIPE} = 557 \text{ cm}^3$ [12]

$$\sigma_{OI} < f_{yd} \quad (39)$$

$$75 < 296$$

Navržený profil vyhovuje!

7.1.2 SLOUP DLE MEZNÍHO STAVU

Výpočet minimálního průřezového modulu v ohybu průřezu II

$$M_{OII} = M_{osl4} = M_C$$

$$M_{OII} = 62\,897 \text{ Nm} \quad (40)$$

$$W_{OII\min} = \frac{M_{OI}}{f_{yd}} \quad (41)$$

$$W_{OII\min} = \frac{62\,897}{296} = 213 \text{ cm}^3$$

Kde:

M_{OII} [Nm] ohybový moment v průřezu II

$W_{OII\min}$ [cm³] minimální průřezový modul v ohybu průřezu II

Volím silnostěnnou ocelovou bezešvou trubku 406,4 x 12,5 s vyšším minimálním ohybovým modulem průřezu. V této volbě je opět zohledněna podmínka průhybu na konci sloupu jeřábu o velikosti maximálně 1/250 jeho výšky.

**Výpočet skutečného ohybového napětí průřezu II**

$$\sigma_{OII} = \frac{M_{OII}}{W_{Osl}} \quad (42)$$

$$\sigma_{OII} = \frac{62\,897}{1478} = 43 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{OII} [MPa] skutečné ohybové napětí v průřezu II

W_{Osl} [cm³] průřezový modul v ohybu; $W_{Osl} = 1478 \text{ cm}^3$ [12]

$$\sigma_{OII} < \sigma_{OD} \quad (43)$$

$$43 < 296$$

Navržený profil vyhovuje!

7.1.3 VÝPOČET ÚNOSNOSTI PŘI ÚNAVĚ

Výpočet únosnosti při únavě je řešen dle ČSN 27 0103.

Zatížení vlastní hmotností výložníku

$$q_{IPE\ U} = m_{IPE} g \delta_t \quad (44)$$

$$q_{IPE\ U} = 42,2 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$q_{IPE\ U} = 456 \text{ Nm}^{-1}$$

Zatížení vlastní hmotností příčnicku

Hmotnost příčnicku $m_{př}$ je 120 kg.

$$F_{qpř\ U} = m_{př} g \delta_t \quad (45)$$

$$F_{qpř\ U} = 120 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$F_{qpř\ U} = 1\,295 \text{ N}$$

**Zatížení vlastní hmotností kladkostroje**

$$F_{kl\ U} = m_{kl} g \delta_t \quad (46)$$

$$F_{kl\ U} = 87 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$F_{kl\ U} = 939\ \text{N}$$

Zatížení jmenovitým břemenem

$$F_{jb\ U} = m_{jb} g \delta_h \quad (47)$$

$$F_{jb\ U} = 1300 \cdot 9,81 \cdot 1,16$$

$$F_{jb\ U} = 14\ 825\ \text{N}$$

Zátěžná síla kladkostroje a břemene

$$F_{zs\ U} = F_{kl\ U} + F_{jb\ U} \quad (48)$$

$$F_{zs\ U} = 939 + 14\ 825$$

$$F_{zs\ U} = 15\ 764\ \text{N}$$

Únavové namáhání výložníku -průřez I:

- nosník namáhán ohybem, v horní části je tahové a v dolní části je tlakové napětí, maximální hodnoty napětí jsou nejdále od osy ohybu, která je totožná s osou symetrie nosníku
- základní výpočtová pevnost při únavě závisí na provozní skupině jeřábu a na vrubové skupině posuzovaného místa dle [5].

Zařazení do skupin[5]:

- provozní skupina J3
- vrubová skupina:
 - o horní pásnice W0 => $R_{fat(-1)lh} = 252,2\ \text{MPa}$
 - o dolní pásnice K2 => $R_{fat(-1)ld} = 178,2\ \text{MPa}$

kde:

$R_{fat(-1)lh}$ [MPa] základní výpočtová pevnost horní pásnice při únavě

$R_{fat(-1)ld}$ [MPa] základní výpočtová pevnost horní pásnice při únavě

- $R_m = 510\ \text{MPa}$



Maximální ohybový moment v průřezu I při unavě:

$$M_{OmaxI U} = F_{zs U}(l_V - l_{pod}) + q_{IPE U} \frac{(l_C - l_{pod})^2}{2} \quad (49)$$

$$M_{OmaxI U} = 15\,764 \cdot (3 - 0,7) + 456 \cdot \frac{(3,3 - 0,7)^2}{2}$$

$$M_{OmaxI U} = 37\,799 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{OmaxI U}$ [Nm] je maximální ohybový moment při unavě v průřezu I

Minimální ohybový moment v průřezu I při unavě:

$$M_{OminI U} = F_{kl U}(l_{pod} + l_{kl}) + q_{IPE U} \frac{(l_{cv} - l_{pod} - l_{kl})^2}{2} \quad (50)$$

$$M_{OminI U} = 939 \cdot (0,7 + 0,2) + 456 \cdot \frac{(2,6 - 0,2)^2}{2}$$

$$M_{OminI U} = 2\,158 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{OminI U}$ [Nm] je minimální ohybový moment při unavě v průřezu I

l_{kl} [m] je vzdálenost působíště $F_{zs U}$ od levého konce kladkostroje

Poměr mezních napětí [5]:

$$\kappa_I = \frac{\sigma_{OminI U}}{\sigma_{OmaxI U}} = \frac{\frac{M_{OminI U}}{W_{OIPE}}}{\frac{M_{OmaxI U}}{W_{OIPE}}} = \frac{M_{OminI U}}{M_{OmaxI U}} \quad (51)$$

$$\kappa_I = \frac{2\,158}{37\,799} = 0,057$$

Kde:

$\sigma_{OminI U}$, $\sigma_{OmaxI U}$ jsou mezní ohybové napětí (3,9 MPa; 67,9 MPa)

κ_I je poměr mezních ohybových napětí



Výpočtová pevnost pro $\kappa=0$ v tahu [5]:

$$R_{fat,tI(0)} = \frac{5}{3} R_{fat(-1)Ih} \quad (52)$$

$$R_{fat,tI(0)} = \frac{5}{3} \cdot 252,2 = 420,3 \text{ MPa}$$

Výpočtová pevnost pro $\kappa=0$ v tlaku [5]:

$$R_{fat,pI(0)} = 2R_{fat(-1)Id} \quad (53)$$

$$R_{fat,pI(0)} = 2 \cdot 178,2 = 356,4 \text{ MPa}$$

Výpočtová pevnost při únavě v tahu při opětovném namáhání [5]:

$$R_{fat,tI(\kappa I)} = \frac{R_{fat,tI(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,tI(0)}}{0,75R_m}\right) \kappa_I} \quad (54)$$

$$R_{fat,tI(\kappa I)} = \frac{420,3}{1 - \left(1 - \frac{420,3}{0,75 \cdot 510}\right) \cdot 0,057} = 418 \text{ MPa}$$

$$R_{fat,tI(\kappa I)} > \sigma_{OmaxI U} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje!}}$$

Výpočtová pevnost při únavě v tlaku při opětovném namáhání [5]:

$$R_{fat,pI(\kappa I)} = \frac{R_{fat,pI(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,pI(0)}}{0,90R_m}\right) \kappa_I} \quad (55)$$

$$R_{fat,pI(\kappa I)} = \frac{356,4}{1 - \left(1 - \frac{356,4}{0,90 \cdot 510}\right) \cdot 0,057} = 372,9 \text{ MPa}$$

$$R_{fat,pI(\kappa I)} > \sigma_{OmaxI U} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje!}}$$



Únavové namáhání sloupu -průřez II:

- uvažováno je namáhání sloupu ohybem, způsobené od sil působících ve vazbách, maximální hodnoty napětí jsou nejdále od osy ohybu, která je totožná s osou symetrie příčnicku
- základní výpočtová pevnost při únavě závisí na provozní skupině jeřábu a na vrubové skupině posuzovaného místa dle [5].
- střídaté namáhání

Zařazení do skupin[5]:

- provozní skupina J3
- vrubová skupina:
 - o K3 => $R_{fat(-1)II} = 127,3 \text{ MPa}$

kde:

$R_{fat(-1)II}$ [MPa] je základní výpočtová pevnost sloupu při únavě

- $R_m = 510 \text{ MPa}$

$$F_{BY \text{ U maxII}} = F_{zs \text{ U}} + q_{IPE \text{ U}} l_{cv} + F_{qpř \text{ U}} \quad (56)$$

$$F_{BY \text{ U maxII}} = 15\,764 + 456 \cdot 2,9 + 1295 = 18381 \text{ N}$$

$$F_{BY \text{ U minII}} = F_{kl \text{ U}} + q_{IPE \text{ U}} l_{cv} + F_{qpř \text{ U}} \quad (57)$$

$$F_{BY \text{ U minII}} = 939 + 456 \cdot 2,9 + 1295 = 3\,556 \text{ N}$$

$$F_{AX \text{ U maxII}} = \frac{F_{zs \text{ U}} (l_v - l_{oč}) + q_{IPE \text{ U}} \frac{l_{cv}^2}{2}}{l_{př}} \quad (58)$$

$$F_{AX \text{ U maxII}} = \frac{15764 \cdot (3 - 0,35) + 456 \cdot \frac{2,9^2}{2}}{1,2} = 36\,410 \text{ N}$$

$$F_{AX \text{ U minII}} = \frac{F_{kl \text{ U}} \cdot (l_{pod} + l_{kl}) + q_{IPE \text{ U}} \cdot \frac{l_{cv}^2}{2}}{l_{př}} \quad (59)$$

$$F_{AX \text{ U minII}} = \frac{939 \cdot (0,7 + 0,2) + 456 \cdot \frac{2,9^2}{2}}{1,2} = 2302 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment v průřezu II při únavě:

-plně zatížený kladkostroj je na maximálním vyložení



$$M_{OmaxII U} = F_{AX U maxII} l_{př} + F_{BY U maxII} l_{oč} \quad (60)$$

$$M_{OmaxII U} = 36\,410 \cdot 1,2 + 18\,381 \cdot 0,35$$

$$M_{OmaxII U} = 50\,125 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{O maxII U}$ [Nm] je maximální ohybový moment při únavě v průřezu II

Minimální ohybový moment v průřezu II při únavě:

-nezatížený kladkostroj je na minimálním vyložení

$$M_{OminII U} = F_{AX U minII} l_{př} + F_{BY U minII} l_{oč} \quad (61)$$

$$M_{OminII U} = 2\,302 \cdot 1,2 + 3\,556 \cdot 0,35$$

$$M_{OminII U} = 4\,007 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{OminII U}$ [Nm] je minimální ohybový moment při únavě v průřezu II

Poměr mezních napětí [5]: :

$$\kappa_{II} = \frac{\sigma_{OminII U}}{\sigma_{OmaxII U}} = \frac{\frac{M_{OminII U}}{W_{Osl}}}{\frac{M_{OmaxII U}}{W_{Osl}}} = \frac{M_{OminII U}}{M_{OmaxII U}} \quad (62)$$

$$\kappa_{II} = \frac{4\,007}{50\,125} = 0,08$$

Kde:

$\sigma_{OminII U}, \sigma_{OmaxII U}$ jsou mezní ohybové napětí (2,7 MPa; 33,9 MPa) průřezu II

κ_{II} je poměr mezních ohybových napětí průřezu II

Výpočtová pevnost pro κ_{II} v tahu [5]:

$$R_{fat,tII}(\kappa_{II}) = \frac{5}{3 - 2\kappa_{II}} R_{fat(-1)II} \quad (63)$$

$$R_{fat,tII}(\kappa_{II}) = \frac{5}{3 - 2 \cdot 0,08} \cdot 127,3 = 224 \text{ MPa}$$



$$R_{fat,tII}(\kappa_{II}) > \sigma_{OmaxII U} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje!}}$$

Výpočtová pevnost pro κ_{II} v tlaku [5]:

$$R_{fat,pII}(\kappa_{II}) = \frac{2}{1 - \kappa_{II}} \cdot R_{fat(-1)II} \quad (64)$$

$$R_{fat,pII}(\kappa_{II}) = \frac{2}{1 - \kappa_{II}} \cdot 127,3 = 277 \text{ MPa}$$

$$R_{fat,pII}(\kappa_{II}) > \sigma_{OmaxII U} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje!}}$$



8 KONTROLNÍ VÝPOČTY

8.1 KONTROLA ČEPU NA STŘIH

Dovolené smykové napětí určím na základě výrazu uvedeného v ČSN 73 1401 pro výpočtovou smykovou sílu únosnosti.

$$\tau_d = \frac{V_{pl,Rd}}{A_v} = \frac{f_y}{\gamma_{M0} \cdot \sqrt{3}} = \frac{355}{1,2 \cdot \sqrt{3}} = 170 \text{ MPa} \quad (65)$$

Kde:

$V_{pl,Rd}$ [N] je výpočtová smyková síla únosnosti

A_v [mm²] je plocha účinná na smyk

τ_d [MPa] je dovolené napětí ve smyku

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F}{S_{\check{c}}} = \frac{F_{AX}}{\frac{\pi D_{\check{c}}^2}{4}} \quad (66)$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{45\,664}{\frac{\pi \cdot 50^2}{4}} = 23 \text{ MPa}$$

Kde:

$\tau_{\check{c}}$ [MPa] je napětí čepu ve smyku

$D_{\check{c}}$ [mm] je průměr čepu

$S_{\check{c}}$ [mm²] je plocha čepu účinná na smyk

$$\tau_{\check{c}} < \tau_d \quad (67)$$

Čep vyhovuje.

8.2 NÁVRH A VÝPOČET POUZDER ULOŽENÍ VÝLOŽNÍKU

V uložení výložníku budou použita kluzná ložiska. Toto řešení bude oproti použití valivých ložisek podstatně levnější. Výhodou je i vyšší odpor proti samovolnému sklápění ramene vlastní hmotností vlivem nedokonalého ustavení jeřábu při jeho montáži.



8.2.1 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU V POUZDŘE LOŽISKA V MÍSTĚ A

Pro zachycení radiálních sil je navrženo bronzové pouzdro průměru 50 mm a výšky 60 mm.

výpočet zatížení

$$F_{rA} = F_{AX} = 45\,664 \text{ N} \quad (68)$$

$$p'_{\max} = \frac{4F}{\pi dl} \quad [4] \quad (69)$$

$$p'_{\max} = \frac{4 \cdot 45\,664}{\pi \cdot 50 \cdot 60} = 19,4 \text{ MPa}$$

Kde:

F_{rA} [N] je radiální síla působící na ložisko v místě A

p'_{\max} [MPa] je maximální kontaktní tlak [2]

Dle [5] str.704 , Tab. 12-7] je dovolené měrné zatížení pro bronz 30 MPa.

$$19,6 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa}$$

Navržené pouzdro v místě A vyhovuje.

8.2.2 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU V POUZDŘE LOŽISKA V MÍSTĚ B

Pouzdro pro zachycení radiální síly bude průměrem a délkou totožné jako v místě A. Navíc bude doplněno o přírubu pro zachycení axiálního zatížení. Navržena je příruba s vnějším průměrem 80 mm.

$$F_{aB} = F_{BY} = 23\,143 \text{ N} \quad (70)$$

$$p_a = \frac{F_{aB}}{S_p} \quad (71)$$

$$p_a = \frac{23\,143}{\frac{\pi}{4} \cdot (80^2 - 50^2)} = 7,5 \text{ MPa}$$

Kde:

F_{aB} [N] axiální síla působící na ložisko v místě B

p_a [MPa] kontaktní tlak na čelo příruby bronzového pouzdra od axiální síly



7,5 MPa < 30 MPa

Navržená příruba pouzdra vyhovuje.

8.3 KONTROLA HORNÍ PATKY

8.3.1 KONTROLA TAHOVÉHO NAPĚTÍ

V patce je otvor pro čep výložníku, při výpočtu proto uijeme součinitele vrubu[2].

$$\sigma_{\text{hpT}} = \frac{F}{S_{\text{hp}}} \beta = \frac{F_{AX}}{(w_{\text{hp}} - d_{\xi})t_{\text{hp}}} \quad (72)$$

Kde:

σ_{hpT} [MPa] je tahové napětí v horní patce

S_{hp} [mm²] je účinná plocha horní patky

β je součinitel vrubu[2]

t_{hp} [mm] je tloušťka horní patky

Následující výpočty jsou dle [2].

Výpočet součinitele tvaru:

$$\frac{d}{w} = \frac{d_{\xi}}{w_{\text{hp}}} = \frac{50}{200} = 0,25 \quad (73)$$

Z [1, str. 113] pak $\alpha = 2,45$.

Kde:

d_{ξ} [mm] je průměr díry pro čep

w_{hp} [mm] je šířka horní patky

Výpočet součinitele vrubu:

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2(\alpha - 1)\sqrt{a}}{\alpha\sqrt{r}}} = \frac{2,45}{1 + \frac{2 \cdot (2,45 - 1) \cdot \sqrt{0,584}}{2,45 \cdot \sqrt{25}}} = 2,07 \quad (74)$$

Kde:

\sqrt{a} [mm] Heywoodův parametr



$$\sqrt{a} = \sqrt{\frac{174}{R_{mp}}} = \sqrt{\frac{174}{510}} = 0,584 \quad (75)$$

\sqrt{r} [mm^{1/2}] poloměr vrubu

$$\sqrt{r} = \sqrt{\frac{d_{\zeta}}{2}} = \sqrt{25} = 5 \quad (76)$$

Výpočet skutečného tahového napětí v patce

$$\sigma_{hpT} = \frac{F_{AX}}{(w_{hp} - d_{\zeta})t_{hp}} \beta = \frac{45\,664}{(200 - 50) \cdot 16} \cdot 2,07 = 39 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\sigma_{hpT} < f_{yd} \quad (78)$$

Navržená patka vyhovuje požadavkům na zatížení tlakem.

8.3.2 KONTROLA OTLAČENÍ

V odborné literatuře se nejčastěji uvádí hodnota dovoleného napětí pro otláčení σ_{dot} 90MPa.

$$\sigma_{hpot} = \frac{F}{S_{hpot}} = \frac{F_{AX}}{d_{\zeta}t_{hp}} = \frac{45\,664}{50 \cdot 16} = 57 \text{ MPa} \quad (79)$$

S_{hpot} [mm²] je účinná plocha horní patky pro otláčení

$$\sigma_{hpot} < \sigma_{dot} \quad (80)$$

Navržená patka vyhovuje proti otláčení.

8.4 KONTROLA DOLNÍ PATKY

Dolní patka je reakčními silami zatěžována na tlak a ohyb. Oproti horní patce je doplněna o dvě svislá výztužná žebra. Vzhledem k velikosti žebor, výsledkům kontrolního výpočtu horní patky a k tomu, že napětí způsobované ohybem, je nepřímo úměrné druhé mocnině výšky výztuhy, usuzují, že patka vyhoví a nebudou kontrolní výpočty provádět.



8.5 VÝPOČET UPEVNĚNÍ JEŘÁBU KOTEVNÍMI ŠROUBY

Kotvení sloupu uvažují prostřednictvím chemických kotev (chemická ampule RM + kotevní šrouby RG M pevnosti 5.8[7]) do betonového základu. Pro bezpečné ukotvení musí být šrouby schopny přenést klopící moment $M_{klop} = M_C = 62\,897$ Nm. Dle údajů z[10] je $R_{eš5.8} = 400$ MPa.

Únosnost šroubů v tahu dle [6] se určí z výrazu

$$F_{b,RI} = \frac{0,9f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (81)$$

$$\sigma_{DŠR} = \frac{0,9f_{ub}}{\gamma_{Mb}} = \frac{0,9 \cdot 400}{1,45} = 248,3 \text{ MPa}$$

Kde:

$F_{b,Rd}$ [MPa] je dovolená tahová síla ve šroubu

f_{ub} [MPa] je mez pevnosti šroubu (= $R_{eš5.8}$)

γ_{Mb} je součinitel spolehlivosti šroubového spoje (= 1,45)

A_s [mm] je plocha jádra šroubu

$\sigma_{DŠR}$ [MPa] je tahové dovolené napětí šroubu

Výpočet síly ve šroubu

Při určování síly ve šroubu předpokládám, že jejich velikost od klopící hrany lineárně roste. Tento růst je dán směrnici k_{ξ} .

$$F_{\xi i} = k_{\xi} l_{\xi i} \quad (82)$$

$$F_{\xi 1} = k_{\xi} l_{\xi 1}; F_{\xi 2} = k_{\xi} l_{\xi 2}; F_{\xi 3} = k_{\xi} l_{\xi 3}; F_{\xi 4} = k_{\xi} l_{\xi 4}; F_{\xi 5} = k_{\xi} l_{\xi 5}; F_{\xi 6} = k_{\xi} l_{\xi 6}$$

$$l_{\xi 1} = 50 \text{ mm} ; l_{\xi 2} = 107 \text{ mm} ; l_{\xi 3} = 257 \text{ mm}; l_{\xi 4} = 443 \text{ mm}; l_{\xi 5} = 593 \text{ mm}; \\ l_{\xi 6} = 650 \text{ mm}$$

Kde:

$l_{\xi 1}$ až $l_{\xi 6}$ [mm] je vzdálenost šroubů od klopící hrany

k_{ξ} [N.m⁻¹] je směrnice zatížení



Výpočet směrnice zatížení

$$M_{klop} = M_C = k_{\check{s}} l_{\check{s}1}^2 + 2k_{\check{s}} l_{\check{s}2}^2 + 2k_{\check{s}} l_{\check{s}3}^2 + 2k_{\check{s}} l_{\check{s}4}^2 + 2k_{\check{s}} l_{\check{s}5}^2 + k_{\check{s}} l_{\check{s}6}^2 \quad (83)$$

$$k_{\check{s}} = \frac{M_C}{l_{\check{s}1}^2 + 2l_{\check{s}2}^2 + 2l_{\check{s}3}^2 + 2l_{\check{s}4}^2 + 2l_{\check{s}5}^2 + l_{\check{s}6}^2}$$

$$k_{\check{s}} = \frac{62\,897}{0,05^2 + 2 \cdot 0,107^2 + 2 \cdot 0,257^2 + 2 \cdot 0,443^2 + 2 \cdot 0,593^2 + 0,650^2}$$

$$k_{\check{s}} = 37533 \text{ Nm}^{-1}$$

Výpočet největší síly ve šroubu

$$F_{\check{s}max} = k_{\check{s}} l_{\check{s}6} \quad (84)$$

$$F_{\check{s}max} = 37533 \cdot 0,65$$

$$F_{\check{s}max} = 24\,397 \text{ N}$$

Výpočet minimální potřebné plochy průřezu šroubu

$$A_{\check{s}min} = \frac{F_{\check{s}max}}{\sigma_{D\check{S}R}} \quad (85)$$

$$A_{\check{s}min} = \frac{24\,397}{248,3}$$

$$A_{\check{s}min} = 98 \text{ mm}^2$$

Na základě vypočtené hodnoty $F_{\check{s}max}$ a údajů od prodejce chemických kotev[7] volím šroub RG M30/380 mm ($A_{\check{s}}=561 \text{ mm}^2$)[2], který má únosnost v tahu 45,8 kN[7].

Skutečné napětí ve šroubu

$$\sigma_{\check{S}R} = \frac{F_{\check{s}max}}{A_{\check{s}}} \quad (73)$$

$$\sigma_{\check{S}R} = \frac{24\,397}{561}$$

$$\sigma_{\check{S}R} = 43 \text{ MPa}$$

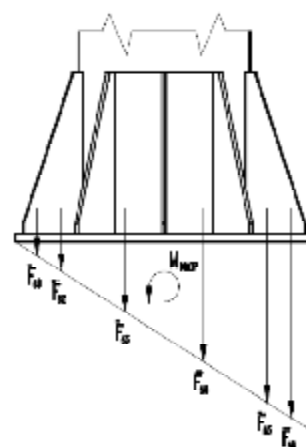
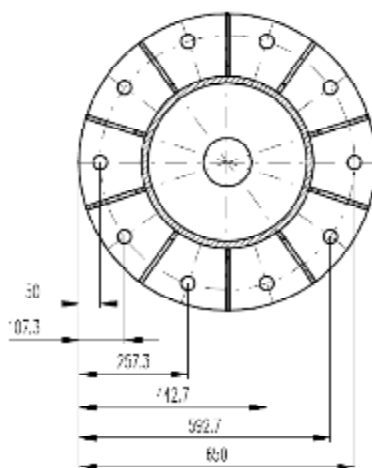


Kde:

$\sigma_{\text{šR}}$ [MPa] je skutečné napětí ve šroubu

$$\sigma_{\text{šR}} < \sigma_{\text{DšR}} \quad (86)$$

Zvolený šroub vyhovuje!



Obrázek 23 Šroub a ampule kotvy RG-M Eurobond

Obrázek 24 Směrnice a kotvení šroubů

8.6 KONTROLA PŘETVOŘENÍ KONSTRUKCE

Při výpočtu bude užito zatížení bez uvažování součinitelů, také nebude zahrnuta vlastní hmotnost. Celkový svislý průhyb jeřábu na konci výložníku bude určen pomocí superpozice sloupu a výložníku. Vazba B je pro zjednodušení uvažována jako vetknutí.

Zatěžující síla a moment:

$$F_{\text{zp}} = (m_{\text{kl}} + m_{\text{jb}})g \quad (87)$$

$$F_{\text{zp}} = (87 + 1\,300)9,81$$

$$F_{\text{zp}} = 13\,607 \text{ N}$$

$$M_{\text{zp}} = F_{\text{zp}}l_V \quad (88)$$

$$M_{\text{zp}} = 13\,607 \cdot 3$$



$$M_{zp} = 40\,821 \text{ Nm}$$

Kde:

F_{zp} [N] zatěžující síla bez součinitelů

M_{zp} [Nm] zatěžující moment bez součinitelů

8.6.1 PŘETVOŘENÍ VÝLOŽNÍKU

Průhyb výložníku určím z výrazu [1]:

$$u_{\max v} = \frac{F_{zp} l_v^3}{3EI_{IPE}} \quad (89)$$

$$u_{\max v} = \frac{13\,607 \cdot 3\,000^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8360 \cdot 10^4}$$

$$u_{\max v} = 7 \text{ mm}$$

Kde:

$u_{\max v}$ [mm] je průhyb konce výložníku

Natočení určím z výrazu [1]:

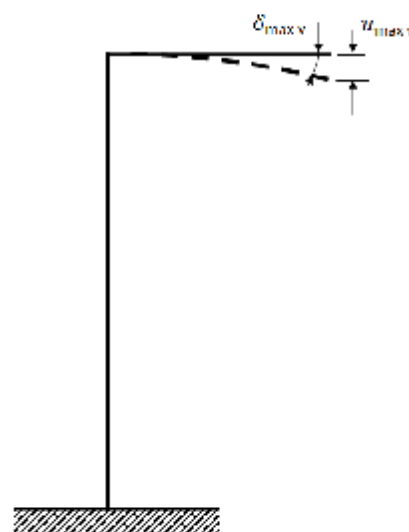
$$\tan \delta_{\max v} \doteq \delta_{\max v} = \frac{F_{zp} l_v^2}{2EI_{IPE}} \quad (90)$$

$$\delta_{\max v} = \frac{13\,607 \cdot 3\,000^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8360 \cdot 10^4}$$

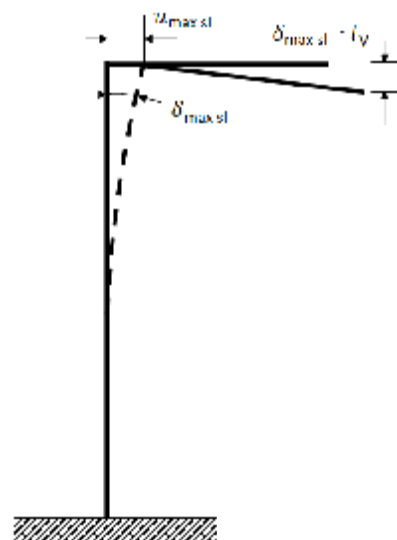
$$\delta_{\max v} = 0,0035$$

Kde:

$\delta_{\max v}$ [rad] natočení konce výložníku



Obrázek 25 Přetvoření výložníku



Obrázek 26 Přetvoření sloupu



8.6.2 PŘETVOŘENÍ SLOUPU

Průhyb sloupu určím z výrazu [1]:

$$u_{\max \text{ sl}} = \frac{M_{\text{zp}} l_{\text{csl}}^2}{2EI_{\text{sl}}} \quad (91)$$

$$u_{\max \text{ sl}} = \frac{40\,821 \cdot 10^3 \cdot 8\,000^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 374\,488\,209}$$

$$u_{\max \text{ sl}} = 16,6 \text{ mm}$$

Kde:

$u_{\max \text{ sl}}$ [mm] je průhyb konce sloupu

I_{sl} [mm⁴] je kvadratický moment plochy průřezu sloupu

$$I_{\text{sl}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \quad (92)$$

$$I_{\text{sl}} = \frac{\pi \cdot (406,4^4 - 374,4^4)}{64} = 374\,488\,209 \text{ mm}^4$$

Pro určení natočení sloupu použiji výraz [1]:

$$\tan \delta_{\max \text{ sl}} \doteq \delta_{\max \text{ sl}} = \frac{M_{\text{zp}} l_{\text{csl}}}{EI_{\text{sl}}} \quad (93)$$

$$\delta_{\max \text{ sl}} = \frac{40\,821 \cdot 10^3 \cdot 8\,000}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 374\,488\,209}$$

$$\delta_{\max \text{ sl}} = 0,004$$

Kde:

$\delta_{\max \text{ sl}}$ [rad] je natočení konce sloupu

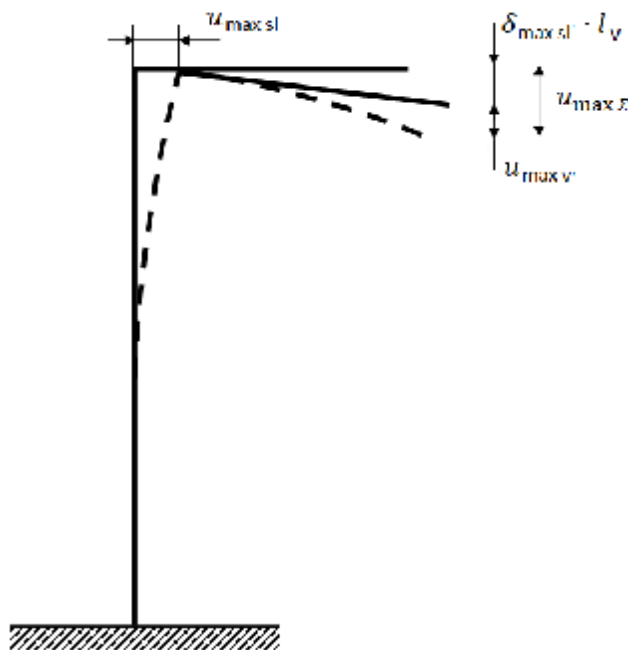
8.6.3 CELKOVÉ PŘETVOŘENÍ

Celkový průhyb jeřábu bude:

$$u_{\max \Sigma} = u_{\max v} + \delta_{\max \text{ sl}} l_V \quad (94)$$

$$u_{\max \Sigma} = 7 + 0,004 \cdot 3\,000$$

$$u_{\max \Sigma} = 19 \text{ mm}$$



Obrázek 27 Celkové přetvoření



Kde:

$u_{\max \Sigma}$ [mm] celkový průhyb konce výložníku

Celkové natočení bude:

$$\delta_{\max \Sigma} = \delta_{\max v} + \delta_{\max sl} \quad (95)$$

$$\delta_{\max \Sigma} = 0,0035 + 0,004$$

$$\delta_{\max \Sigma} = 0,0075$$

Kde:

$\delta_{\max \Sigma}$ [rad] celkové natočení konce výložníku

Maximální doporučený celkový svislý průhyb výložníku:

$$u_{\max DOP} = \frac{(l_{csl} + l_v)}{250} \quad (96)$$

$$u_{\max DOP} = \frac{(8000 + 3000)}{250} = 44 \text{ mm}$$

Kde:

$u_{\max DOP}$ [mm] doporučený celkový svislý průhyb výložníku dle výrobce ABUS

$$u_{\max DOP} > u_{\max \Sigma} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje}}. \quad (97)$$



ZÁVĚR

Cílem práce bylo vypracovat technickou zprávu s rozбором konstrukce, s výběrem vhodného kladkostroje, s důležitými pevnostními výpočty a nakreslit konstrukční výkres sestavy sloupového jeřábu dle zadaných parametrů, detailní výkres ramene. Parametry jsou nosnost 1,3t, délka vyložení 3m, výška zdvihu 7 m.

Na základě rozboru možností konstrukcí sloupových jeřábů dle katalogů předních výrobců byla zvolena koncepce sloupového jeřábu s výložníkem se spodní podporou, který je uložený v patkách. Pojezd a zdvih je volen elektrický (kladkostroj GIGA CH3 1600.5 - JE), otáčení ramene je realizováno ručně.

Výložník byl navržen z profilu IPE 300, sloup ze silnostěnné trubky rozměru 406,4 x 16. Kotvení je řešeno prostřednictvím 10 šroubů M30. Návrhový výpočet jeřábu byl proveden dle ČSN 27 0103. Hlavní části konstrukce byly ve vybraných nebezpečných průřezích kontrolovány na únavu.

Dále byly provedeny kontrolní výpočty navrženého ložiska, patky na ohyb a otláčení, a kontrola čepu na stříh, únosnosti kotevních šroubů a přetvoření konstrukce.

Ve všech případech bylo prokázáno, že navržené součásti vyhovují.

V příloze přikládám konstrukční výkres sestavy a detailní výkres ramene.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan. 1999. *Strojnické tabulky*. 2. uprav. a dopl.vyd. Praha: Scientia, 911 s. ISBN 80-718-3164-6.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. 2010. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUUM, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F., a kol.: *Jeřáby*. 1. Díl. Druhé vydání. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974. 645 s.
- [4] FLORIAN, Z., ONDRÁČEK, E., PŘIKRYL, K.: *Mechanika těles statika*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. 182s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů* Praha: Vydavatelství norem, 1989. 68s. MDT 621.873:624.042
- [6] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 1995. 136s. MDT 624.014.2:624.04
- [7] *Metalfix, s.r.o.: katalog Kotvy a hmoždinky* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.metalfix.cz/chemicka-kotva-ampule-rm-m30-280-otvor-35mm-eta7/d-2710/>
- [8] *Metalfix, s.r.o.: katalog Kotvy a hmoždinky* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.metalfix.cz/chemicka-kotva-kotevni-sroub-rg-m30-380mm-bez-sestihranu/d-4767/>
- [9] *Ferona: Sortimentní katalog* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/mat_normy.php
- [10] *Oborový informační server Šroub a matka.CZ* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>
- [11] *Ocelář.cz: ocelářské tabulky* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.steelcalc.com/cs/materchar.aspx>
- [12] *Ocelář.cz: ocelářské tabulky* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.steelcalc.com/cs/prurezchar.aspx>
- [13] *GIGA: Katalog řetězových kladkostrojů GIGA* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.gigasro.cz/files/katalogy/giga_chain_hoists_catalogue_-_2010.pdf
- [14] *DEMAG: prospekt- sloupové výkyvné, sloupové otočné a nástěnné výkyvné jeřáby* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.demag-doku.de/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=20023345>
- [15] *LIFTKET: Kladkostroje - katalog* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.kladkostroje.cz/prilohy/soubory/katalog-kladkostroju-liftket-power-3.pdf>



- [16] *DEMAG: prospekt- Řetězový kladkostroj DC-Pro - průmyslový standard* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.demagcranes.cz/files/content/sites/cz/files/PDF/Prospekte/21360444_111031.pdf
- [17] *ALTO SYSTEMS: Elektrický kladkostroj - Yale CPV* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.altosystems.cz/116-elektricky_kladkostroj_-_yale_cpv_-_do_2.000_kg
- [18] *ITECO: Řetězové kladkostroje-popis sériových provedení* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/kladkostroje/retezove-kladkostroje/>
- [19] *ITECO: Katalog: Kompletní program sloupových a nástěnných otočných jeřábů do 6,3t* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy_2015/Schwenkkran-CZ.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Jeřáb s výložníkem s horní podpěrou v patkách[14]	11
Obrázek 2 Jeřáb s výložníkem s dolní podpěrou v patkách[14].....	12
Obrázek 3 Jeřáb s výložníkem na centrálním čepu[14].....	12
Obrázek 4 Požadované parametry jeřábu	13
Obrázek 5 Možnosti kotvení sloupu jeřábu[19]	14
Obrázek 6 Kladkostroj GIGA 1600.5-JE [13].....	15
Obrázek 7 Označení těles a vazeb	20
Obrázek 8 Uvolnění výložníku.....	21
Obrázek 9 Uvolnění sloupu	21
Obrázek 10 Vyznačení intervalů na sloupu	25
Obrázek 11 VVÚ sloupu v intervalu I.....	25
Obrázek 12 VVÚ sloupu v intervalu II	26
Obrázek 13 VVÚ sloupu v intervalu III	26
Obrázek 14 VVÚ sloupu v intervalu IV	26
Obrázek 15 Vyznačení intervalů na výložníku.....	27
Obrázek 16 VVÚ výložníku v intervalu I	27
Obrázek 17 VVÚ výložníku v intervalu II	28
Obrázek 18 VVÚ výložníku v intervalu III.....	28
Obrázek 19 VVÚ výložníku v intervalu IV	28
Obrázek 20 Celkové VVÚ výložníku.....	29
Obrázek 21 Celkové VVÚ sloupu	29
Obrázek 22 Volba nebezpečných průřezů	29
Obrázek 23 Šroub a ampule kotvy RG-M Eurobond	45
Obrázek 24 Směrnice a kotvení šroubů.....	45
Obrázek 25 Přetvoření výložníku	46
Obrázek 26 Přetvoření sloupu	46
Obrázek 27 Celkové přetvoření.....	47



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_s	[mm ²]	plocha jádra šroubu
$A_{\check{s}}$	[mm ²]	plocha jádra kotvícího šroubu
$A_{\check{s}min}$	[mm ²]	minimální potřebná plocha kotvícího šroubu
A_v	[mm ²]	plocha účinná na smyk
$D_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr díry pro čep
F_{AX}	[N]	reakční síla působící ve vazbě A ve směru osy x
$F_{AX U max II}$	[N]	maximální hodnota síly F_{AX} v průřezu II při únavě
$F_{AX U min II}$	[N]	minimální hodnota síly F_{AX} v průřezu II při únavě
$F_{b,RI}$	[N]	dovolená tahová síla ve šroubu
$F_{BX,}$	[N]	reakční síla působící ve vazbě B ve směru osy x
F_{BY}	[N]	reakční síla působící ve vazbě B ve směru osy y
$F_{BY U max II}$	[N]	maximální hodnota síly F_{BY} v průřezu II při únavě
$F_{BY U min II}$	[N]	minimální hodnota síly F_{BY} v průřezu II při únavě
$F_{CX,}$	[N]	reakční síla působící ve vazbě C ve směru osy x
F_{CY}	[N]	reakční síla působící ve vazbě C ve směru osy y
F_{jb}	[N]	zatížení od jmenovitého břemene
$F_{jb U}$	[N]	zatížení od kladkostroje při únavě
F_{kl}	[N]	zatížení od kladkostroje
$F_{kl U}$	[N]	zatížení od kladkostroje při únavě
F_{qIPE}	[N]	zatížení tíhou profilu IPE
$F_{qpř}$	[N]	zatížení tíhou profilu příčnicku
$F_{qpř U}$	[N]	zatížení tíhou profilu příčnicku při únavě
F_{rA}	[N]	radiální síla působící na ložisko v místě A
F_{rB}	[N]	radiální síla působící na ložisko v místě B
$F_{\check{s}i}$	[N]	síla ve šroubu i
$F_{\check{s}max}$	[N]	síla ve šroubu i
f_u	[MPa]	pevnost oceli v tahu dle ČSN 73 1401
f_{ub}	[MPa]	mez pevnosti šroubu
f_{ud}	[MPa]	výpočtová pevnost odvozená od pevnosti v tahu
f_y	[MPa]	mez kluzu oceli dle ČSN 73 1401
f_{yd}	[MPa]	výpočtová pevnost odvozená od meze kluzu oceli
F_{zp}	[N]	zatěžující síla při kontrole přetvoření (normová)
F_{zs}	[N]	souhrnné zatížení od kladkostroje a jmenovitého břemene
$F_{zS U}$	[N]	zatížení od kladkostroje a jmenovitého břemene při únavě
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
i	[-]	počet o stupňů volnosti soustavy
I_{sl}	[mm ⁴]	kvadratický moment plochy průřezu sloupu
i_v	[-]	počet o stupňů volnosti tělesa v rovině



$k_{sš}$	[Nm ⁻¹]	směrnice zatížení šroubu
l_C	[m]	vzdálenost od podélné osy sloupu po konec výložníku
l_{csI}	[m]	celková délka sloupu
l_{cv}	[m]	celková délka IPE profilu
l_{dp}	[m]	vzdálenost horizontální osy dolní patky od podélné osy IPE profilu výložníku
l_{hp}	[m]	vzdálenost horizontální osy horní patky od podélné osy IPE profilu výložníku
l_{kl}	[m]	vzdálenost působíště F_{zs} U od levého konce kladkostroje
$l_{oč}$	[m]	vzdálenost podélné osy čepu od podélné osy sloupu
l_{pod}	[m]	vzdálenost pravého konce podpory od osy sloupu
$l_{ši}$	[mm]	vzdálenost šroubu i od klopící hrany
l_V	[m]	celkové vyložení
l_{vv}	[m]	délka IPE profilu v nejvzdálenější poloze kladkostroje od příčnicku
M_B	[N.m]	ohybový moment působící v bodě B
M_C	[N.m]	moment působící ve vazbě C
m_{IPE}	[kg.m ⁻¹]	hmotnost 1 metru profilu IPE
m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
m_{kl}	[kg]	vlastní hmotnost kladkostroje
M_{klop}	[Nm]	klopící moment působící na kotevní šrouby
M_{OI}	[Nm]	ohybový moment v průřezu I
M_{OII}	[Nm]	ohybový moment v průřezu II
$M_{OmaxI U}$	[Nm]	maximální ohybový moment při únavě v průřezu I
$M_{OmaxII U}$	[Nm]	maximální ohybový moment při únavě v průřezu II
$M_{OminI U}$	[Nm]	minimální ohybový moment při únavě v průřezu I
$M_{OminII U}$	[Nm]	minimální ohybový moment při únavě v průřezu II
M_{osI1}	[Nm]	ohybový v1. intervalu sloupu
M_{osI2}	[Nm]	ohybový v2. intervalu sloupu
M_{osI3}	[Nm]	ohybový v3. intervalu sloupu
M_{osI4}	[Nm]	ohybový v4. intervalu sloupu
M_{ov1}	[Nm]	ohybový v1. intervalu výložníku
M_{ov2}	[Nm]	ohybový v2. intervalu výložníku
M_{ov3}	[Nm]	ohybový v3. intervalu výložníku
M_{ov3}	[Nm]	ohybový v3. intervalu výložníku
M_{ov4}	[Nm]	ohybový v4. intervalu výložníku
$m_{př}$	[kg]	hmotnost příčnicku výložníku
M_{zp}	[Nm]	zatěžující moment při kontrole přetvoření (normový)
NP	[1]	množina neznámých nezávislých parametrů
N_{sI1}	[N]	normálová síla v 1. intervalu sloupu
N_{sI2}	[N]	normálová síla v 2. intervalu sloupu
N_{sI3}	[N]	normálová síla v 3. intervalu sloupu
N_{sI4}	[N]	normálová síla v 4. intervalu sloupu



N_{v1}	[N]	normálová síla v 1. intervalu výložníku
N_{v2}	[N]	normálová síla v 2. intervalu výložníku
N_{v3}	[N]	normálová síla v 3. intervalu výložníku
N_{v4}	[N]	normálová síla v 4. intervalu výložníku
p'_{max}	[MPa]	maximální kontaktní tlak
p_a	[MPa]	kontaktní tlak na čelo příruby bronzového pouzdra od axiální síly
q_{IPE}	[Nm ⁻¹]	spojité zatížení vlivem hmotnosti profilu IPE
$q_{IPE U}$	[Nm ⁻¹]	spojité zatížení vlivem hmotnosti profilu IPE při únavě
R_e	[MPa]	mez pevnosti oceli v kluzu
$R_{eš5.8}$	[MPa]	mez pevnosti šroubu 5.8
$R_{fat(-1)ld}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost dolní pásnice při únavě
$R_{fat(-1)lh}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost horní pásnice při únavě
$R_{fat, (-1)II}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost sloupu při únavě
$R_{fat,pI(0)}$	[MPa]	výpočtová pevnost v tlaku pro $\kappa=0$ při únavě
$R_{fat,pI(\kappa I)}$	[MPa]	výpočtová pevnost v tlaku pro κ_I při únavě
$R_{fat,pI(\kappa II)}$	[MPa]	výpočtová pevnost v tlaku pro κ_{II} při únavě
$R_{fat,tI(0)}$	[MPa]	výpočtová pevnost v tahu pro $\kappa=0$ při únavě
$R_{fat,tI(\kappa I)}$	[MPa]	výpočtová pevnost v tahu pro κ_I při únavě
$R_{fat,tI(\kappa II)}$	[MPa]	výpočtová pevnost v tahu pro κ_{II} při únavě
R_m	[MPa]	mez pevnosti oceli v tahu
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	plocha čepu účinná na smyk
S_{hp}	[mm ²]	účinná plocha horní patky
S_{hpot}	[mm ²]	účinná plocha horní patky pro otláčení
t_{hp}	[mm]	tloušťka horní patky
T_{sl1}	[N]	posouvající síla v 1. intervalu sloupu
T_{sl2}	[N]	posouvající síla v 2. intervalu sloupu
T_{sl3}	[N]	posouvající síla v 3. intervalu sloupu
T_{sl4}	[N]	posouvající síla v 4. intervalu sloupu
T_{v1}	[N]	posouvající síla v 1. intervalu výložníku
T_{v2}	[N]	posouvající síla v 2. intervalu výložníku
T_{v3}	[N]	posouvající síla v 3. intervalu výložníku
T_{v4}	[N]	posouvající síla v 4. intervalu výložníku
$u_{max dop}$	[mm]	doporučený celkový svislý průhyb konce výložníku
$u_{max sl}$	[mm]	průhyb konce sloupu
$u_{max v}$	[mm]	průhyb konce výložníku
$u_{max \Sigma}$	[mm]	celkový průhyb konce výložníku
v	[-]	počet použitelných podmínek statické rovnováhy
v_F	[-]	počet podmínek statické rovnováhy silových
v_M	[-]	počet podmínek statické rovnováhy momentových
$V_{pl,Rd}$	[N]	výpočtová smyková síla únosnosti



W_{hp}	[mm]	šířka horní patky
W_{OImin}	[cm ³]	minimální modul průřezu v ohybu průřezu II
W_{Omin}	[cm ³]	minimální modul průřezu v ohybu průřezu I
W_{OIPE}	[cm ³]	modul průřezu v ohybu profilu IPE 300
W_{Osl}	[cm ³]	modul průřezu v ohybu sloupu
x_{sl1}	[m]	rozsah 1. intervalu sloupu
x_{sl2}	[m]	rozsah 3. intervalu sloupu
x_{v1}	[m]	rozsah 1. intervalu výložníku
x_{v2}	[m]	rozsah 2. intervalu výložníku
y_{sl1}	[m]	rozsah 2. intervalu sloupu
y_{sl2}	[m]	rozsah 4. intervalu sloupu
y_{v1}	[m]	rozsah 3. intervalu výložníku
y_{v2}	[m]	rozsah 4. intervalu výložníku
β	[-]	součinitel vrubu
γ_g	[-]	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti
γ_{to}	[-]	součinitel zatížení od jmenovitého břemena
γ_M	[-]	parciální součinitelé materiálu dle ČSN 73 1401
γ_{M2}	[-]	parciální součinitelé materiálu dle ČSN 73 1401
γ_{Mb}	[-]	součinitel spolehlivosti šroubového spoje dle ČSN 73 1401
δ_h	[-]	dynamický součinitel zdvihový
$\delta_{max\ sl}$	[rad]	natočení konce sloupu
$\delta_{max\ v}$	[rad]	natočení konce výložníku
$\delta_{max\ \Sigma}$	[rad]	celkové natočení konce výložníku
δ_t	[-]	dynamický součinitel zdvihový
ζ_A	[-]	počet odebraných stupňů volnosti vazbou A
ζ_B	[-]	počet odebraných stupňů volnosti vazbou B
ζ_C	[-]	počet odebraných stupňů volnosti vazbou C
η	[-]	počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami
κ_I	[-]	poměr mezních ohybových napětí průřezu I při únavě
κ_{II}	[-]	poměr mezních ohybových napětí průřezu II při únavě
μ	[-]	celkový počet neznámých parametrů
μ_F	[-]	je počet neznámých parametrů silových
μ_M	[-]	je počet neznámých parametrů momentových
μ_r	[-]	je počet neznámých parametrů polohových
$\sigma_{DŠR}$	[MPa]	dovolené napětí šroubu v tahu
ΣF_X	[N]	součet sil působících v ose x
ΣF_Y	[N]	součet sil působících v ose y
σ_{hpot}	[MPa]	napětí v horní patce při kontrole na otláčení
σ_{hpT}	[MPa]	tahové napětí v horní patce
ΣM_{oB}	[N.m]	součet momentů k bodu B



ΣM_{oC}	[N.m]	součet momentů k bodu B
σ_{OD}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{OI}	[MPa]	skutečné ohybové napětí průřezu I
σ_{OII}	[MPa]	skutečné ohybové napětí průřezu I
$\sigma_{OmaxI U}$	[MPa]	maximální ohybové napětí v ohybu průřezu I při únavě
$\sigma_{OmaxII U}$	[MPa]	maximální ohybové napětí v ohybu průřezu II při únavě
$\sigma_{OminI U}$	[MPa]	minimální ohybové napětí v ohybu průřezu I při únavě
$\sigma_{OminII U}$	[MPa]	minimální ohybové napětí v ohybu průřezu II při únavě
$\sigma_{šR}$	[MPa]	skutečné napětí kotevního šroubu v tahu
τ_{ε}	[MPa]	napětí čepu ve smyku
τ_d	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
Ω_{s11}	[-]	1. interval sloupu
Ω_{s12}	[-]	2. interval sloupu
Ω_{s13}	[-]	3. interval sloupu
Ω_{s14}	[-]	4. interval sloupu
Ω_{v1}	[-]	1. interval výložníku
Ω_{v2}	[-]	2. interval výložníku
Ω_{v3}	[-]	3. interval výložníku
Ω_{v4}	[-]	4. interval výložníku



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy J-13-7/ S1 B1

Výkres ramene J-13-7/ 11 C1.

Dne 20. 5. 2015 zpracoval Ing. Pavel Manda.