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

PORTÁLOVÝ JEŘÁB

GANTRY CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Boleslav Kriegler

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Boleslav Kriegler**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Přemysl Pokorný, 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 bakalářské práce:

Portálový jeřáb

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte konstrukční návrh nosného rámu portálového jeřábu pro manipulaci s loděmi.

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:
- konstrukční návrh nosného rámu jeřábu
- základní pevnostní výpočty

Vypracujte základní výkresovou dokumentaci rámu.

Seznam literatury:

Feyrer K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978--540-67829-8

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrieverla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8

JURÁŠEK, O.: Teorie nosných konstrukcí, skripta VUT v Brně, 1989

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Termín odevzdání bakalářské 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

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce a konstrukčním řešením portálového jeřábu, který je stanovený pro manipulaci s loděmi v přístavech. V práci jsou popsané výpočty zatížení, jež na něj působí, či kontrola jednotlivých částí. Výstupem je přiložená výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

portálový jeřáb, skříňový nosník, svařovaná konstrukce, nosnost, pevnostní výpočty, loď, prutový model

ABSTRACT

The work is focusing on design and actual construction of gantry crane, which is constructed for manipulation with ships in ports. The work describes calculation of powers that are put on the crane or describes control of its parts. As an output of the work is considered drawing documentation.

KEYWORDS

gantry crane, box beam, welded construction, capacity, strength calculations, ship, beam model

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRIEGLER, B. *Portálový jeřáb*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 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. Přemysl Pokorný, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016 ……..……..…………………………………………..

Boleslav Kriegler

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D za ochotu, čas, trpělivost a cenné rady při zpracování této bakalářské práce. Děkuji také Ing. Ondřeji Krňávkovi za pomoc a cenné informace týkající se programu SCIA Enginner a rodině za podporu během studia.

OBSAH

Úvod ... 10
1 Zadání a cíle práce ... 11
1.1 Zadání práce ... 11
1.2 Cíle práce ... 11
1.3 Popis pracoviště ... 11
2 Portálové a poloportálové jeřáby ... 12
2.1 Portálové jeřáby ... 12
3 Základní části portálového jeřábu ... 16
4 Určení druhu provozu, dynamických účinků a zatížení jeřábu ... 18
4.1 Zjištění druhu provozu jeřábu ... 18
4.1.1 Počet cyklů za rok ... 18
4.1.2 Poměrné zatížení ... 18
4.1.3 Pracovní rychlosti ... 19
4.1.4 Srovnávací čísla ... 19
4.2 Dynamické účinky ... 20
4.2.1 účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu ... 20
4.2.2 Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu ... 21
4.2.3 náhlé uvolnění části břemena zdvihu ... 21
4.2.4 Součinitel zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu ... 22
4.2.5 zatížení způsobená zrychlením pohonů ... 22
4.2.6 součinitel zatížení při zkouškách ... 22
4.2.7 součinitel způsobený silami na nárazníky ... 22
4.2.8 Přehled dynamických součinitelů ... 23
4.3 Výpočet zatížení působících na jeřáb ... 23
4.3.1 Zatížení od hmotnosti jeřábu ... 23
4.3.2 Zatížení od hmotnosti břemene ... 24
4.3.3 Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene ... 24
4.3.4 Zatížení od zrychlení zdvihového pohonu ... 24
4.3.5 Zatížení způsobená větrem za provozu ... 24
4.3.6 Zatížení při zdvihání volně ležícího břemena při použití maximální rychlosti zdvihu ... 25
4.3.7 Zatížení větrem způsobená mimo provoz ... 25
4.3.8 Zatížení sněhem a námrazou ... 26
4.3.9 zatížení při zkouškách ... 27
4.3.10 Zatížení způsobená nouzovým zastavením ... 27

4.4 Přehled zatížení 29
4.5 Kombinace zatížení 30
5 Návrh konstrukce jeřábu 31
5.1 Konstrukční řešení 31
5.1.1 Vložení konstrukce do programu SCIA Enginner 32
5.1.2 Zatížení konstrukce 34
5.2 Výběr materiálu 37
5.3 Rozměry a kontrola jednotlivých nosníků 37
5.3.1 Spodní nosník 2 38
5.3.2 Přední vertikální nosník 3 41
5.3.3 Zadní vertikální nosník 4 43
5.3.4 Hlavní nosník 5 46
5.3.5 L nosník 6 48
5.3.6 Spojovací nosník 7 49
5.3.7 Závěs 8 51
5.4 Koncepční návrh spojů 52
5.4.1 Šroubové spoje 52
5.4.2 Svařování 52
Závěr 53
Seznam použitých zkratek a symbolů 55
Seznam příloh 58

ÚVOD

V dnešní době, která je velmi rychlá a každá minuta hraje svou roli, je třeba využít všechny dostupné prostředky k tomu, aby nedocházelo k časovým ztrátám a vše na sekundu klapalo. Sklady plné materiálů, výrobní haly, přístavy, to vše přispívá k velkému vývoji a rozmachu manipulačních zařízení. Pro neustálý tok materiálu je zapotřebí různých dopravních prostředků k přepravě, jako jsou například automobilní, vlaková, lodní nebo třeba letecká doprava eventuálně logistické stroje či dopravníky ve výrobních halách. Pro krátké časy manipulace s materiálem je důležité mít efektivní pomůcky. Neodmyslitelnou roli při tom hrají jeřáby. Využívání v různých prostředích a k odlišné práci vede k vývoji různých druhů jeřábů určených pro manipulaci. Ve stavitelství, skladech, přístavech atd. můžeme dnes vidět spoustu jeřábů rozličných velikostí a tvarů.

V této bakalářské práci je zpracován návrh konstrukce portálového jeřábu. Jeřábu, jehož primárním cílem je manipulace lodí v přístavech a docích. Svojí konstrukcí umožňuje práci ze širokou škálou plavidel. Podle norem provedeny základní výpočty a vytvořena konstrukce, jejíž návrh probíhal v programu SCIA Enginner.

1 ZADÁNÍ A CÍLE PRÁCE

1.1 ZADÁNÍ PRÁCE

Vypracujte konstrukční návrh nosného ránu portálového jeřábu pro manipulaci s loděmi.

Požadované technické parametry jeřábu:

- Nosnost:	400	t
- Výška jeřábu:	10	m
- Pracovní šířka jeřábu:	10	m
- Pracovní délka jeřábu:	15	m

1.2 CÍLE PRÁCE

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- konstrukční návrh nosného rámu jeřábu
- základní pevnostní výpočty

Vypracujte základní výkresovou dokumentaci rámu.

Výpočet konstrukce jeřábu probíhá v programu SCIA Engineer 15.2.140 a výkresová dokumentace v programech Autodesk Inventor Professional 2016 a AutoCAD Mechanical 2016.

1.3 POPIS PRACOVIŠTĚ

Tento druh portálových jeřábů se používá v přístavech a loděnicích pro vyzvednutí lodí z vody. Toho se využívá například při opravě lodí na suchu.

Pracoviště je v tom případě ve vlhkém prostředí u moře nebo u řek. To znamená, že jeřáb je mimo jiné namáhán nepříznivými vlivy okolí a musí být také odolný proti korozi. Z čehož se usuzuje konečná povrchová úprava materiálu.

2 PORTÁLOVÉ A POLOPORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Jeřáb je stojní zařízení sloužící ke zvedání a přemisťování břemen zpravidla za pomocí kladnice a háku s lanem.

Základní rozdělení jeřábů

- Dle tvaru

Druh jeřábu určuje zejména jeho nosná konstrukce, která udává zpravidla i jeho celkový tvar. Podle toho rozeznáváme:

a) Sloupové a věžové jeřáby
b) Plovoucí jeřáby
c) Mostové jeřáby
d) Portálové a poloportálové jeřáby
e) Konzolové jeřáby
f) Kolejové a silniční jeřáby
g) Lanové jeřáby

- Dle druhu pohonu

Pohon určuje charakter jeřábu. Může být elektrický, se spalovacím motorem, **hydraulický**, pneumatický, ruční.

- Dle druhu pohybu – otočné, **pojízdné**, pojízdné otočné, plovoucí, zvláštní
- Dle druhu práce a místa použití

2.1 PORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Jeřáby tohoto typu jsou schopné pojezdu na kolech po jeřábových dráhách, kolejnicích, ploše dráhy nebo bez kol namontovaný v jedné poloze. Mají minimálně jeden vodorovný nosník podepřený minimálně jednou nohou a jsou vybaveny minimálně jedním zdvihovým mechanismem [1].

Portálový jeřáb pro zvedání a přesouvání lodí v přístavech a docích

Je spousta možností jak tento jeřáb zkonstruovat. Většinou záleží hlavně na nosnosti, kterou má mít. Dalšími nezanedbatelnými parametry jsou ale i velikosti a druh lodí, pro který má být jeřáb stanovený. Určení druhu pojezdu udává, zda se bude jeřáb pohybovat po vymezeném prostoru, což jsou třeba kolejnice, nebo bude mít pryžová kola, a tak bude více mobilní. Následně je důležité přímo určit pracovní plochu.

Na následujících příkladech je ukázáno, jakými druhy konstrukce mohou tyto jeřáby být.

Sloupový jeřáb s vodorovným výložníkem je jedna z možností konstrukce jeřábu pro manipulaci s loděmi. Tyto jeřáby však nemají takové nosnosti jako portálové. Tyto jeřáby nejsou schopny přenášet velká zatížení, jejich pracovní plocha je omezená a celkově nesplňují zadání. Takový sloupový jeřáb je řešen v bakalářské práci pana Jaroslava Jandáčka [2].

Obr. 1 Portálový jeřáb v doku 1 [3]

Další možností jsou velké portálové jeřáby v přístavech. Mají většinou velký výložník, takže jsou schopné takový prostor obsluhovat. Používají se ale převážně k nakládání a vykládání lodí. Konstrukce je zbytečně veliká tudíž se pro tuto práci nehodí.

Obr. 2 Portálový jeřáb v přístavních terminálech [4]

Na obr. 3 je portálový jeřáb se širší škálou pracovních možností. Je určený pro stavbu lodí v doku nebo jejich rozmontování na šrotištích. Tyto jeřáby se pohybují na kolovém podvozku a pojíždějí po kolejnicích. Jsou tak schopny pokrýt celou pracovní plochu. Jejich nosnost je několik set tun, výška a šířka desítky metrů.

Obr. 3 Portálový jeřáb v doku 2 [5]

Na obr. 4 je jeřáb od firmy SHUTTLELIFT. Tento jeřáb už více splňuje parametry jeřábu řešeného v této BP. Je ve tvaru U, takže může nadjet nad břemeno a zvednout ho. Je na pryžových kolech, takže je více mobilní. Má však jiný mechanismus zdvihu a je určený spíše k přepravě dlouhých profilů ve skladištích.

Obr. 4 Portálový jeřáb firmy SHUTTLELIFT [6]

Jednoznačně nejvhodnější konstrukci má jeřáb na obr. 5. Je také velmi mobilní. Tvar konstrukce umožňuje zvedat břemena, pro tento případ převážně lodě různých rozměrů. Náklady mohou být dlouhé nebo vysoké (plachetnice či lodě s vysokými stěžni). Uložení na pryžovém podvozku dovoluje jízdu po nerovném povrchu. Celková koncepce pojezdu umožňuje jeřábu téměř libovolný pohyb (třeba otočení na místě).

Obr. 5 Portálový jeřáb firmy CIMOLAI [7]

3 ZÁKLADNÍ ČÁSTI PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

Konstrukce

Jeřáby tohoto typu mívají většinou dle druhu použití stejnou konstrukci. Podobná konstrukce je volena i v této BP a je řešena v kapitole číslo 5.

Zvedací ústrojí

Tato část portálového jeřábu je řešena v bakalářské práci pana Jana Švédy [1].

Pojezdové ústrojí

Z důvodu flexibility umísťování břemene bývá volen pojezd na pneumatickém podvozku s elektromotory. U větších jeřábů tohoto typu bývá s rámem spojen přes pevný čep a každá jednotlivá část tvoří vahadlo s dvěma páry kol, z nichž je každé samostatně otočné.

ČSN EN 15011 Součástí tohoto ústrojí jsou i brzdící systémy pojezdových pohonů. Všechny pohyby se strojním pohonem musí být stále ovládány brzdicím systémem. Brzdicí systémy musí být takové, aby pohyby mohly být zpomaleny, drženy proti pohybu a aby se zabránilo nežádoucím pohybům. Systém musí být schopny uvést plně zatížený jeřáb do klidu z nejvyšší rychlosti kteréhokoliv pohybu, které se může dosáhnout.

Obr. 6 Konstrukční řešení pojezdu firmy CIMOLAI [7]

Pohony - Elektro generátor, hydrogenerátor

Jelikož přesná dráha jeřábu není blíže specifikována, není možné užít pro přívod elektrické energie pro pohánění motorů zdvihových i pojezdových jakékoliv vedení elektřiny, jako jsou například troleje. Další možností je použití elektrických baterií, ale to v tomto případě postrádá efekt, protože se u jeřábu nepředpokládá každodenní užívání. Pro jeřáby tohoto typu se pro dodávání elektrické energie využívá elektrogenerátor na plynná nebo kapalná paliva. Ten je i s nádrží zavěšen na jednom ze spodních nosníků a pomocí kabelů rozveden k jednotlivým spotřebičům. Všechny pohony musí vyhovovat požadavkům EN 13 135.
Pohony jsou umístěny pod spodním nosníkem na jedné straně jeřábu, uzavřeny ve skříňové konstrukci a přišroubované ke skříňovému nosníku jak je patrné na obr. 1.

Ovládání

Takové portálové jeřáby mají obvykle dálkovou ovládací jednotku, přesněji bezdrátovou ovládací jednotku. Tu má obsluha u sebe, což jí umožňuje ovládat jeřáb z různých pozic. Tím získá větší přehled o prostoru, ve kterém se pohybuje a usnadňuje to manipulaci. Navíc také odpadne potřeba kabiny a přístupových částí.

Obr. 7 Příklad bezdrátové ovládací jednotky pro průmyslové jeřáby [8]

4 URČENÍ DRUHU PROVOZU, DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ A ZATÍŽENÍ JEŘÁBU

4.1 ZJIŠTĚNÍ DRUHU PROVOZU JEŘÁBU

Podle provozních podmínek, ve kterých jeřáb pracuje, rozeznáváme 4 druhy provozu:

- Lehké
- Střední
- Těžké
- Velmi těžký

Kritériem pro posouzení druhu provozu jsou tři provozní činitelé:

- Počet cyklů za rok
- Poměrné zatížení
- Dynamické účinky

V následujících čtyřech podkapitolách byly použity výpočty podle [9].

4.1.1 POČET CYKLŮ ZA ROK

Podle druhu jeřábu, jeho velikosti, nosnosti a druhu provozu se bude počet cyklů pouze odhadovat.

Počet pracovních cyklů za jeden rok: $Tr < 20\,000$ (1)

4.1.2 POMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

Poměrné zatížení q je poměr průměrného zatížení mechanismu k celkovému zatížení při jmenovitém břemeni, vyjádřený v procentech.
Vhledem k velikosti a nosnosti jeřábu lze usuzovat, že má možnost zvedat širokou škálu plavidel. Předpokládá se tedy, že poměrné zatížení nebude rovno maximálnímu (maximální hmotnosti břemene).

Poměrné zatížení není součástí zadání, tudíž je voleno zatížení 70 %.

$$q = 70\ \%\qquad (2)$$

4.1.3 PRACOVNÍ RYCHLOSTI

Podle velikosti a složitosti konstrukce, nosnosti, druhu provozu a počtu pracovních cyklů za rok se uvažuje nejmenší třída pracovních rychlostí.

$$v_h \leq 8\ m/min \tag{3}$$

$$v_p \leq 50\ m/min \tag{4}$$

kde je:
v_h [m·min^{-1}] rychlost zdvihu
v_p [m·min^{-1}] rychlost pojezdu

4.1.4 SROVNÁVACÍ ČÍSLA

Každý provozní činitel je hodnocen třemi stupni, jimž přísluší srovnávací čísla 1, 2, 3 podle tab. 1.

Tab. 1 Určení srovnávacích čísel

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

Určení druhu provozu se provádí na základě součtu všech srovnávacích čísel (tab. 1). Zvýrazněná čísla v tab. 1 jsou srovnávací čísla, která vychází pro tento jeřáb.

$$Součet\ s.\ č. = 1 + 3 + 1 = \mathbf{5} \tag{5}$$

Tab. 2 Určení druhu provozu

Součet srovnávacích čísel	Druh provozu
3 nebo 4	lehký
5 nebo 6	**střední**
7 nebo 8	těžký
9 nebo 10	velmi těžký

Ze součtu srovnávacích čísel vyplývá (viz tab. 2), že se jedná o **střední druh provozu**.

4.2 DYNAMICKÉ ÚČINKY

Zatížení působící na jeřáb se dělí do tří kategorií na pravidelná, občasná a výjimečná. Výpočet se volí dle [10].

Pravidelná zatížení

Vyskytují se často za běžného provozu.

a) účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
b) setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
c) zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
d) zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu
e) zatížení způsobená přetvořením / přemístěním

Občasná zatížení

Vyskytují se méně často. Při výpočtu na únavu jsou obvykle zanedbána.

a) zatížení způsobená větrem za provozu
b) zatížení sněhem a námrazou
c) zatížení způsobená změnami teploty
d) zatížení způsobená příčením

Výjimečná zatížení

Vyskytují se rovněž občas a při výpočtu ne únavu jsou také obvykle vyloučena.

a) zatížení způsobená zdviháním ležícího břemena za výjimečných okolností
b) zatížení způsobená větrem mimo provoz
c) zatížení při zkouškách
d) zatížení způsobená silami na nárazníky
e) zatížení způsobená klopícími silami
f) zatížení způsobená nouzovým zastavením
g) zatížení způsobená selháním mechanismů nebo částí
h) zatížení způsobená vnějším dynamickým buzením základů jeřábu
i) zatížení způsobená při montáži a demontáži

4.2.1 ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Při zdvihu břemena ze země, při uvolnění břemena nebo částí se musí zohlednit účinky vybuzení kmitání konstrukce jeřábu. Hmotnost jeřábu nebo časti jeřábu třídy MDC1 se vynásobí součinitelem

U jeřábu nebo jeho částí třídy MDC1, u kterých se ve všech kritických bodech vybraných pro prokázání výpočtem, všechna zatížení způsobená gravitačním účinkem na hmotnosti různých částí jeřábu zvyšují (nepříznivě) výsledné účinky zatížení a které nejsou ovlivněny úmyslným přetvořením (předepnutím), jsou považovány za jeřáby nebo části jeřábů s třídou rozložení hmotnosti MDC1.

$\Phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0{,}05 = 1{,}05$ (6)

kde je:
δ [1] hodnota δ ($0 \leq \delta \leq 0{,}1$) závisí na konstrukci jeřábu a musí být určena

4.2.2 SETRVAČNÉ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ SVISLE NA BŘEMENO ZDVIHU

Při zdvihání volně ležícího břemene musí být zohledněny účinky kmitání, které při tom vznikají tím, že se vynásobí gravitační síly působící na hmotnost břemena zdvihu, součinitelem ϕ_2.

$\Phi_2 = \Phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h$ (7)

Tab. 3 Hodnoty β_2 a Φ_{2min} [10]

Zdvihová třída zařízení	β_2	Φ_{2min}
HC4	0,68	1,20

Tab. 4 Hodnoty v_h pro určení Φ_2 [10]

Kombinace zatížení	Typ pohonu zdvihu a způsobu jeho činnosti
	HD1
A1, B1	$V_{h,max}$
C1	-

Pro kombinaci zatížení A1, B1:

$\Phi_2 = \Phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h = \Phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_{h,max} = 1{,}20 + 0{,}68 \cdot 0{,}6 = 1{,}608$ (8)

4.2.3 NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

K náhlému uvolnění může dojít při přetržení lana či nějaké mechanické závadě. Pravděpodobnost tohoto je malá, avšak musí se s ní počítat.

$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} (1 + \beta_3) = 1 - \frac{140}{280} (1 + 0{,}5) = 0{,}25$ (9)

kde je:
Δm_H [t] uvolněná část břemena zdvihu
m_H [t] hmotnost břemena zdvihu
β_3 [1] součinitel pro jeřáby s drapákem nebo s podobným prostředkem s pomalým uvolňováním

4.2.4 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Při výpočtu dynamických účinků od pojezdu jeřábu se vyvolaná zrychlení zohlední vynásobením gravitačních sil hmotností jeřábu a břemena zdvihu součinitelem ϕ_4.

Předpokládá se, že v místě pracoviště jeřábu (pravděpodobně přístav) bude hladký povrch s maximálními nerovnostmi o velikosti cca 4 cm.

$$\Phi_4 = 1{,}01 \qquad (10)$$

4.2.5 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Zatížení, která jsou způsobená působením hnacích sil při brždění nebo zrychlení.

Pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo pro případy, kde rázy při zpětném chodu nevyvolávají dynamické síly a kde jsou pozvolné změny sil. Součinitel Φ_5 leží v intervalu 1-1,5.

Zvoleno: $\Phi_5 = 1{,}3$ (11)

4.2.6 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Zatížení při zkouškách se použijí pro jeřáb v jeho provozním uspořádání. Systém jeřábu nesmí být změněn (například použitím zvětšeného protizávaží).

a) Dynamické zkušební zatížení

Zkušební břemeno je přemisťováno klasickým použitím jeřábu a má minimálně 110 % maximální nosnosti jeřábu.

$$\Phi_{6dyn} = 0{,}5\,(1 + \Phi_2) = 0{,}5\,(1 + 1{,}608) = 1{,}304 \qquad (12)$$

b) Statické zkušební zatížení

Zkušební břemeno není přemisťováno, pouze visí a musí mít minimálně 125 % maximální nosnosti jeřábu.

$$\Phi_{6stat} = 1 \qquad (13)$$

4.2.7 SOUČINITEL ZPŮSOBENÝ SILAMI NA NÁRAZNÍKY

U tohoto portálového jeřábu se nárazníky nepoužívají, protože jeřáb nemá přesně vymezenou pracovní dráhu. Ta může být pokaždé jiná a většinou je v prostoru, ve kterém nejsou nárazníky zapotřebí. Proto je součinitel ϕ_7 zanedbán.

4.2.8 PŘEHLED DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ

Tab. 5 Přehled dyn. souč.

Součinitel	Název	Hodnota
Φ_1	Dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků působících na hmotnost jeřábu	1,05
Φ_2	Dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemena	1,608
Φ_3	Dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemena zdvihu	0,25
Φ_4	Dynamický součinitel zatížení způsobených pojezdem po nerovném povrchu	1,01
Φ_5	Dynamický součinitel zatížení způsobených zrychlením pohonů	1,3
Φ_6	Dynamický součinitel zatížení při zkouškách	Φ_{6dyn}=1,304 Φ_{6stat}=1

4.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍCH NA JEŘÁB

Různé druhy zatížení, která mohou a budou působit na jeřáb při jeho užívání. Následující podkapitoly probíhají dle [10].

4.3.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU

Přesná hmotnost jeřábu není možné určit, proto se tato hmotnost pouze odhaduje určením toho, co známe a přičtením odhadu.

$$m_j = m_k + m_{zu} + m_o = 160\,000 + 50\,000 + 2\,000 = 212\,000 \text{ kg} \tag{14}$$

$$i_1 = m_j \cdot g = 212\,000 \cdot 9{,}81 = 2\,079\,720 \text{ N} \tag{15}$$

kde je:

m_j	[kg]	hmotnost jeřábu
m_k	[kg]	hmotnost konstrukce jeřábu
m_{zu}	[kg]	hmotnost zdvihového ústrojí jeřábu
m_o	[kg]	hmotnost ostatních součástí jeřábu
g	[m s^{-2}]	tíhové zrychlení (g = 9,81)

4.3.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENE

Hmotnost břemene je známá ze zadání BP.

$i_2 = m_b \cdot g = 400\,000 \cdot 9{,}81 = 3\,924\,000\ N$ (16)

kde je:
m_b [kg] maximální hmotnost břemene

4.3.3 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A BŘEMENE

Je to součet hmotnosti jeřábu a břemene působící na jeřáb ve stejný okamžik. To je při zvedání či pohybu s břemenem.

$i_3 = (m_b + m_j) \cdot g = (400\,000 + 212\,000) \cdot 9{,}81 = 6\,003\,720\ N$ (17)

4.3.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ ZDVIHOVÉHO POHONU

Zrychlení od zdvihu uvažujeme 0,05 $m \cdot s^{-2}$.

$i_4 = ((m_b + m_{kl}) \cdot g) \cdot a = ((400\,000 + 16\,500) \cdot 9{,}81) \cdot 0{,}05 = 204\,293\ N$ (18)

kde je:
m_{kl} [kg] hmotnost kladnic a uchopovacích přípravků (v tomto případě popruhů)
a [$m \cdot s^{-2}$] zrychlení zdvihu

4.3.5 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM ZA PROVOZU

Tímto uvažujeme zatížení od větru na jeřáb působící kolmo v podélné ose uvažovaného prvku. Je zvolen „obvyklý“ stupeň větru za provozu.

$v(3) = 1{,}5 \cdot v = 1{,}5 \cdot 13{,}3 = 20\ m \cdot s^{-1}$ (19)

$q(3) = 0{,}5 \cdot \rho \cdot v(3)^2 = 0{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 20^2 = 250\ N \cdot m^{-2}$ (20)

$i_5 = \Sigma(q(3) \cdot c \cdot A_p) = 135\,950\ N$ (21)

Tab. 6 Uvažované plochy jeřábu pro zatížení větrem za provozu

Uvažovaná plocha	c [1]	A_p [m^2]	F [N]
Plocha jeřábu	2	26,9	13 450
Plocha břemene	2,4	200	120 000
Ostatní plochy	1	10	2 500
Součet sil			135 950

Plocha břemene není možné přesně určit, protože jeřáb má širší škálu velikosti břemen. Proto budeme uvažovat 2/3 pracovní plochy jeřábu z čelního pohledu.
Ostatní plochy jsou plochy zdvihového ústrojí, plochy pojezdu a dalších, které mohou na jeřábu být.

kde je:

v(3)	[m·s^{-1}]	rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 sekund
v	[m·s^{-1}]	střední rychlost větru dle Beaufortovi stupnice
q(3)	[N·m^{-2}]	tlak větru při v(3)
ρ	[kg·m^3]	hustota vzduchu (ρ = 1,25 kg·m^3)
c	[1]	aerodynamický součinitel
A_p	[m^2]	uvažovaná charakteristická plocha jeřábu

4.3.6 ZATÍŽENÍ PŘI ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA PŘI POUŽITÍ MAXIMÁLNÍ RYCHLOSTI ZDVIHU

Při zvedání volně ležícího břemena se musí zohlednit účinky kmitání. V kombinaci C1 vynásobením součinitel Φ_2.

$$i_6 = (m_b + m_{kl}) \cdot g = (400\,000 + 16\,500) \cdot 9{,}81 = 4\,085\,865\ N \qquad (22)$$

4.3.7 ZATÍŽENÍ VĚTREM ZPŮSOBENÁ MIMO PROVOZ

Tímto uvažujeme zatížení od větru na jeřáb bez zavěšeného břemene.

Z důvodu druhu jeřábu a jeho pracovní působnosti je zvolen dle mapy Evropy znázorňující regiony, kde jsou používané referenční hodnoty rychlosti větru region C.

Tab. 7 Rychlost ref. bouřlivého větru v závislosti na regionu [10]

Region	C
v_{ref}	28

$$v(3) = f_{rec} \cdot [(z / 10)^{0,14} + 0,4] \cdot v_{ref}$$
$$= 0,873\,3 \cdot [(12 / 10)^{0,14} + 0,4] \cdot 28 = 34,9\ m \cdot s^{-1} \quad (23)$$

$$q(z) = 0,5 \cdot q \cdot v(3)^2 = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 34,9^2 = 761,3\ N \cdot m^{-2} \quad (24)$$

$$i_7 = \Sigma(q(z) \cdot c \cdot A) = 48\,571\ N \quad (25)$$

Tab. 8 Uvažované plochy jeřábu pro zatížení větrem mimo provoz

	c [1]	A [m^2]	F [N]
Plocha jeřábu	2	26,9	40 958
Ostatní plochy	1	10	7 613
Součet sil			48 571

kde je:

v(3)	[m·s^{-1}]	rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 sekund
f_{rec}	[1]	součinitel závislý na době návratu R f_{rec} = 0,873 3 pro R = 10
v_{ref}	[m·s^{-1}]	referenční rychlost větru, v závislostech na geografickém regionu Evropy.
q(z)	[N·m^{-2}]	ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz

4.3.8 ZATÍŽENÍ SNĚHEM A NÁMRAZOU

Při zatížení sněhem a námrazou se počítá se zvětšením plochy, vystavené větru mimo provoz. Předpokládá se zvětšení ploch o 15 %.

$$i_8 = \Sigma(q(z) \cdot c \cdot A_p) = 55\,803\ N \quad (26)$$

Tab. 9 Uvažované plochy jeřábu pro zatížení větrem mimo provoz a zatížení sněhem a námrazou

	c [1]	A_p [m^2]	F [N]
Plocha jeřábu	2	30,9	47 048
Ostatní plochy	1	11,5	8 755
Součet sil			55 803

4.3.9 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Zkušební zatížení hmotnosti břemene se vynásobí součinitelem Φ_6 příslušným danému druhu zkoušky.

a) Dynamické zkušební zatížení

Zkušební břemeno je přemisťované pomocí pohonů způsobem jakým se jeřáb klasicky používá. Musí mít minimálně 110% maximální hotnosti břemene.

$$m_{dyn} = m_b \cdot 1{,}1 = 440\,000\ kg \tag{27}$$

$$i_{9dyn} = \Phi_{6dyn} \cdot m_{dyn} \cdot g = 5\,628\,586\ N \tag{28}$$

kde je:

m_{dyn}	[kg]	zkušební hmotnost břemene při dynamické zkoušce

b) Statické zkušební zatížení

Zkušební břemeno zvedané jeřábem bez použití pohonů. Musí mít minimálně 125 % maximální hmotnosti břemene.

$$m_{stat} = m_b \cdot 1{,}25 = 500\,000\ kg \tag{29}$$

$$i_{9stat} = \Phi_{6stat} \cdot m_{stat} \cdot g = 4\,905\,000\ N \tag{30}$$

kde je:

m_{stat}	[kg]	zkušební hmotnost břemene při statické zkoušce

4.3.10 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ NOUZOVÝM ZASTAVENÍM

Zatížen způsobené okamžitým zrychlením z maximální rychlosti při zatížení na nulovou rychlost. Dojde tedy k okamžitému zastavení.

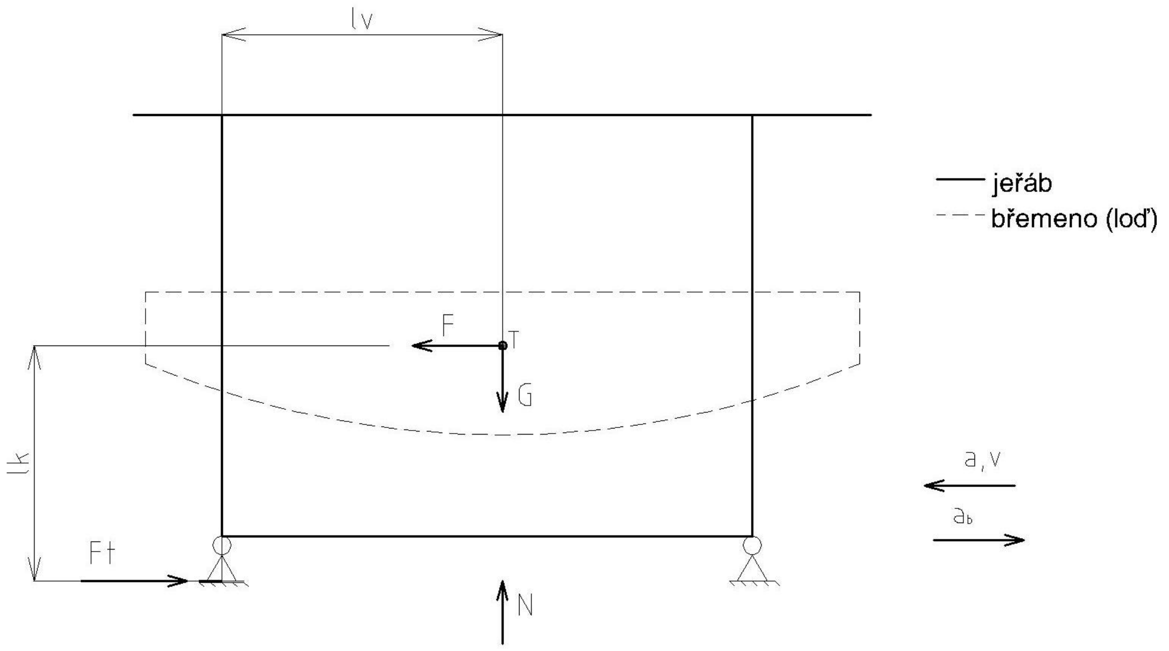
$$m_{jb} = m_j + m_b = 132\,000 + 400\,000 = 532\,000\ kg \tag{31}$$

$$i_{10} = m_{jb} \cdot a_b = 532\,000 \cdot 7{,}4 = 3\,936\,800\ N \tag{32}$$

kde je:

m_{jb}	[kg]	celková hmotnost jeřábu a břemene
a_b	[$m \cdot s^{-2}$]	zrychlení při brzdění

Výpočet zrychlení a_b



Obr. 8 Schéma působení sil při nouzovém brzdění

$F_t = f \cdot N$ (33)
$N = G = m_{jb} \cdot g$ (34)
$F = m_{jb} \cdot a_b$ (35)
$F_t = F$ (36)

$F = F_t$
$m_{jb} \cdot a_b = f \cdot m_{jb} \cdot g$
$535\,000 \cdot a_b = 0{,}75 \cdot 532\,000 \cdot 9{,}81$
$a_b = (0{,}75 \cdot 532\,000 \cdot 9{,}81) : 532\,000$
$a_b = 7{,}3575 = 7{,}4\ m \cdot s^{-2}$

kde je:

F_t	[N]	třecí síla
f	[1]	součinitel tření - mezi pryží a betonem [11] - f = 0,75
N	[N]	normálová síla (reakce podložky)
G	[N]	tíhová síla

Při brzdění může dojít k překlopení jeřábu. Tato situace může nastat tehdy, pokud klopící moment bude větší než moment vyrovnávací. Což je samozřejmě nežádoucí a taková situace nesmí nastat, proto je důležité, aby moment vyrovnávací byl vždy větší než moment klopící.

Vzdálenost těžiště od klopné hrany je pro každý moment jiná. Pro klopný moment je vzdálenost l_k zvolena 7 metrů a vyrovnávací moment volena vzdálenost l_v = 5,575 m.

$Mk = F \cdot l_k$ (37)
$Mv = G \cdot l_v$ (38)

musí tedy platit:

$$M_k < M_v \quad (39)$$

$$F \cdot l_k < G \cdot l_v$$

$$(m_{jb} \cdot a_b) \cdot l_k < (m_{jb} \cdot g) \cdot l_v$$

$$(532\,000 \cdot 7{,}4) \cdot 7 < (532\,000 \cdot 9{,}81) \cdot 5{,}575$$

$$27\,557\,600\ Nm < 29\,095\,479\ Nm$$

Klopný moment vyšel menší, než vyrovnávací z čehož se usuzuje, že k překlopení při nouzovém zastavení nedojde.

kde je:

l_k	[m]	vertikální vzdálenost těžiště od klopné hrany
l_v	[m]	horizontální vzdálenost těžiště od klopné hrany
M_k	[Nm]	moment klopný
M_v	[Nm]	moment vyrovnávací

4.4 PŘEHLED ZATÍŽENÍ

Souhrn uvažovaných zatížení působících na jeřáb.

Tab. 10 Přehled zatížení

Zatížení	Název	Hodnota [N]	
i_1	Zatížení od hmotnosti jeřábu	1 294 920	
i_2	Zatížení od hmotnosti břemene zdvihu	3 924 000	
i_3	Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene	5 787 900	
i_4	Zatížení od zrychlení zdvihového pohonu	204 293	
i_5	Zatížení způsobená větrem za provozu	135 950	
i_6	Zatížení od zdvihání volně ležícího břemene	6 570 071	
i_7	Zatížení způsobená větrem mimo provoz	48 571	
i_8	Zatížení sněhem a námrazou	55 803	
i_9	Zatížení při zkouškách	*dyn*	5 628 586
		stat	4 905 000
i_{10}	Zatížení způsobená nouzovým zastavením	3 936 800	

4.5 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Výpočet kombinací zatížení je dle [10] Tabulka 10. Tabulka kombinací zatížení je v příloze A.

Při výpočtu největší kombinace bylo třeba rozložit síly od břemene a zatížení od zrychlení zdvihového pohonu kvůli tomu, že působí pod úhlem. Proto jsou rozloženy do svislých „y“ a vodorovných „x“ sil. Síla působí pod úhlem 5-10 ° => je zvolena střední hodnota 7,5 °.

Vyhodnocení kombinací:

Z výsledků součtu sil vodorovných a svislých v tabulce kombinací vychází jako nejhorší kombinace A1 pro svislé síly a C3 pro vodorovné síly při dynamické zkoušce. Při zatěžovací zkoušce v programu SCIA Enginner byla tudíž použita kombinace zatížení A1 + zatížení od větru a sněhu za provozu.

Kombinace, které nepůsobí na jeřáb, a tudíž nejsou brány v potaz:

C4 Jeřáb s břemenem v kombinaci se zatížením silami na nárazníky.

- Součástí jeřábu nejsou nárazníky.

C5 Jeřáb s břemenem v kombinaci se zatížením klopícími silami.

- Nepočítá se s klopícími silami.

C8 Jeřáb s břemenem v kombinaci se zatížením silami od vnějšího dynamického buzení základů jeřábu.

- Neuvažuje se seismická činnost.

C9 Jeřáb při montáži, demontáži a dopravě.

- Neuvažuje se častá montáž, demontáž a s nimi spojená přeprava jeřábu.

5 NÁVRH KONSTRUKCE JEŘÁBU

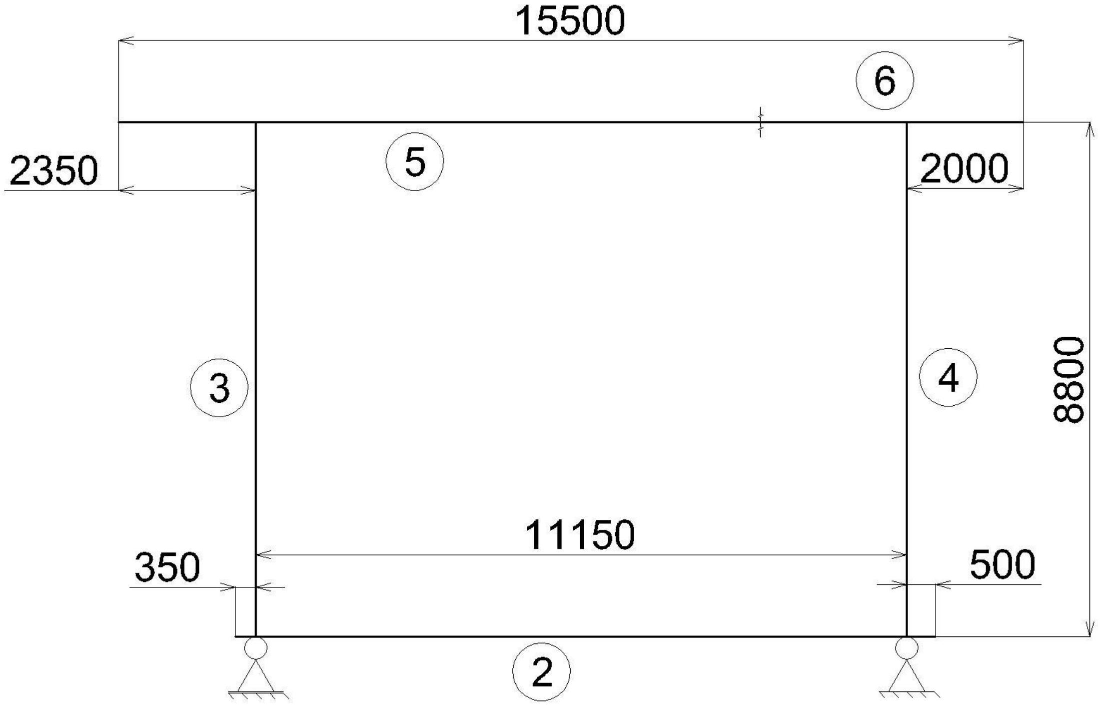
Jelikož se jedná o velký jeřáb s nemalou nosností, konstrukce bude velká a robustní. Pro tento jeřáb je nejlepší řešení použití svařovaných skříňových nosníků zpevněných pomocí žeber zevnitř. Tyto nosníky se poté sešroubují dohromady a tvoří konstrukci jeřábu. Žádná norma pro žebra však není. Je o nich pouze zmínka v ČSN EN ISO 12215-5, což je norma pro Malá plavidla - Konstrukce trupu a rozměry - Část 5: Výpočtové tlaky pro jednotrupá plavidla, výpočtová napětí, stanovení rozměrů. Žebra se používají pro zvýšení tuhosti nosníků. Takže se používají dle zkušeností konstruktérů.

Výpočet konstrukce probíhal v programu SCIA Engineer 15.2 (studentská verze).

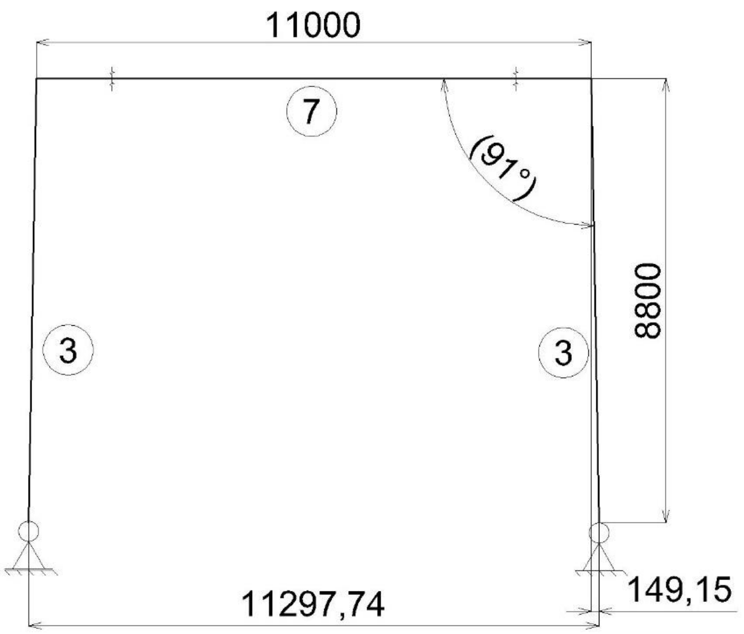
5.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Návrh rozměrů konstrukce

Prvotní návrh osových rozměrů konstrukce je sestrojen tak, aby splňoval zadané parametry. Délka jeřábu – 15 m. Pracovní šířka 10 m byla dosažena, 10m rozvor v horší části jeřábu se směrem dolu pomalu rozšiřuje díky proměnným průřezům sloupů jeřábu. Při předpokladu, že kyvadlový pojezd bude mít min. 2 m na výšku (cca 2-3 dle konstrukčního řešení) se může uvažovat, že pracovní výška jeřábu bude alespoň zadaných 10 m. Uvedené rozměry jsou v milimetrech.



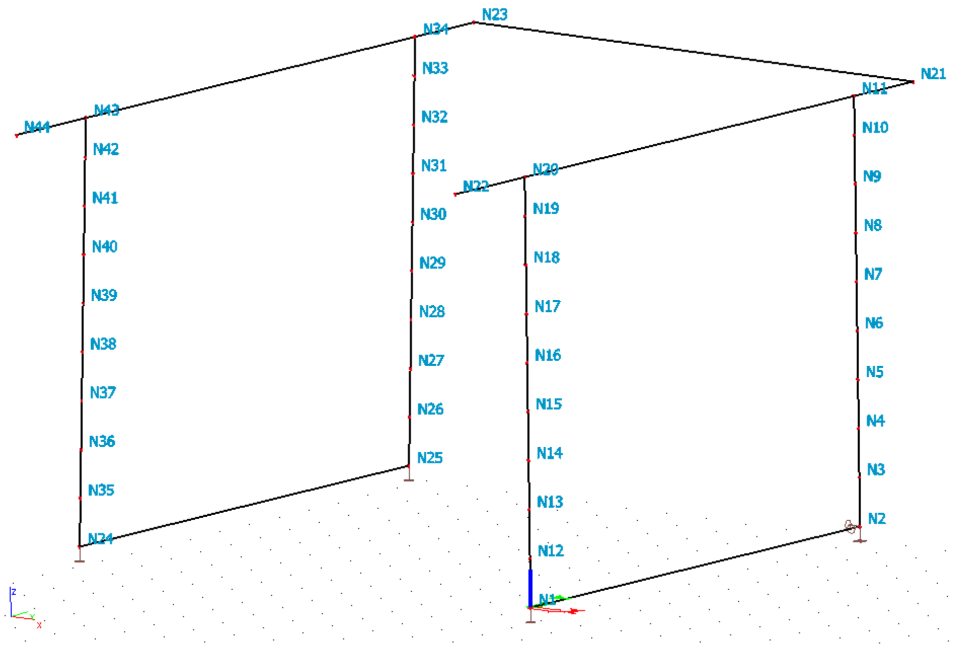
Obr. 9 Boční pohled na jeřáb



Obr. 10 Čelní pohled na jeřáb

Popis obr. 5 a 6:
2 - spodní nosník
3 - přední vertikální nosník (přední noha)
4 - zadní vertikální nosník (zadní noha)
5 - hlavní nosník
6 - L nosník
7 - spojovací nosník
Dělicí čáry naznačují místa horizontálních šroubových spojů pomocí pásů.

5.1.1 VLOŽENÍ KONSTRUKCE DO PROGRAMU SCIA ENGINNER

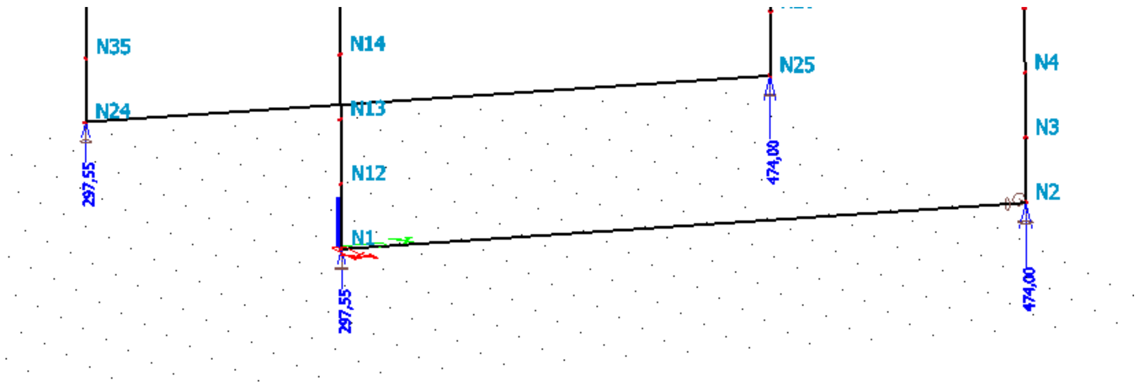


Obr. 11 Model konstrukce v programu SCIA Enginner

Tab. 11 souřadnice uzlů na obr. 11

UZEL	SOUŘADNICE [mm]			UZEL	SOUŘADNICE [mm]		
	X	Y	Z		X	Y	Z
N1	150	0	0	N23	11 000	13 150	8 800
N2	150	11 150	0	N24	-11 000	0	0
N3	133	11 150	1 000	N25	-11 000	11 150	0
N4	116	11 150	2 000	N26	-11 133	11 150	1 000
N5	99	11 150	3 000	N27	-11 116	11 150	2 000
N6	85	11 150	4 000	N28	-11 099	11 150	3 000
N7	65	11 150	5 000	N29	-11 085	11 150	4 000
N8	48	11 150	6 000	N30	-11 065	11 150	5 000
N9	31	11 150	7 000	N31	-11 048	11 150	6 000
N10	14	11 150	8 000	N32	-11 031	11 150	7 000
N11	0	11 150	8 800	N33	-11 014	11 150	8 000
N12	133	0	1 000	N34	-11 000	11 150	8 800
N13	116	0	2 000	N35	-11 133	0	1 000
N14	99	0	3 000	N36	-11 116	0	2 000
N15	85	0	4 000	N37	-11 099	0	3 000
N16	65	0	5 000	N38	-11 085	0	4 000
N17	48	0	6 000	N39	-11 065	0	5 000
N18	31	0	7 000	N40	-11 048	0	6 000
N19	14	0	8 000	N41	-11 031	0	7 000
N20	0	0	8 800	N42	-11 014	0	8 000
N21	0	13 150	8 800	N43	-11 000	0	8 800
N22	0	-2 350	8 800	N44	-11 000	-2 350	8 800

Podpory jsou umístěny do míst, kde jsou závěsy pro pojezd. Jedna podpora (N2) je nastavena tak, aby zachytávala síly ve všech směrech. Ostatní jsou nastaveny jen pro síly v jedné ose, aby byl možný pohyb v osách x a y.



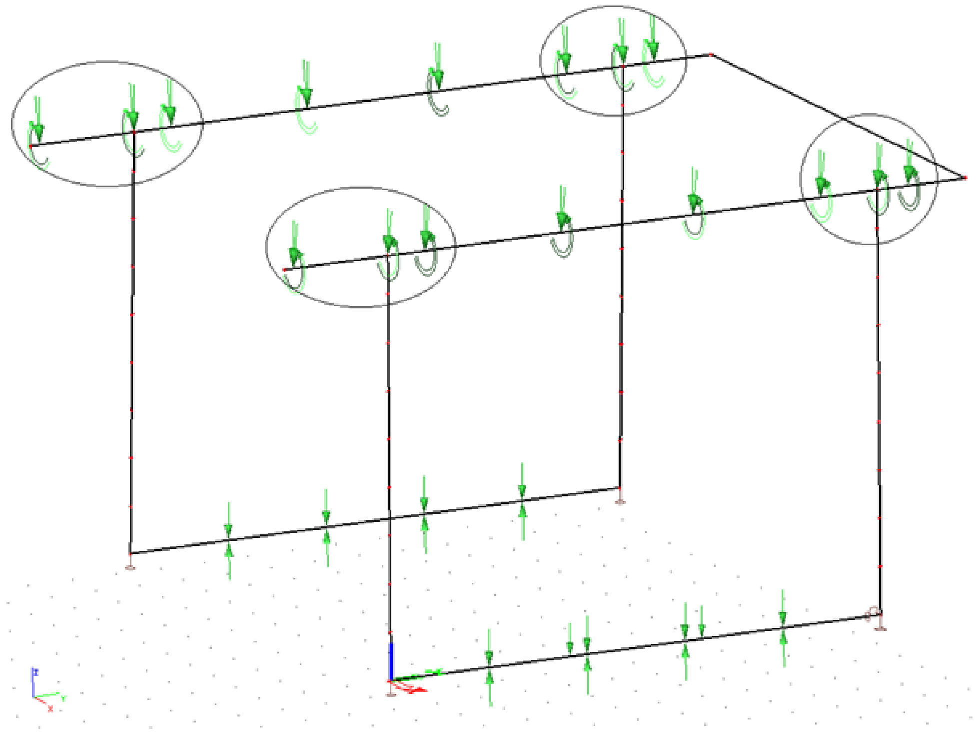
Obr. 12 Reakce v podporách

Tab. 12 Reakce v podporách z obr. 12

UZEL	Síla v ose Z [kN]
N1	297,55
N2	474
N24	297,55
N25	474

5.1.2 ZATÍŽENÍ KONSTRUKCE

Na obrázku je drátový model jeřábu, použitý při výpočtu v programu SCIA Engineer. Všechny šipky představují veškeré uvažované síly působící na jeřáb, se kterými se počítalo. Síly ve vyznačené oblasti určují prostor pojezdu zdvihu. Krajní určuji maximální hranici a střední hranice určuje místo nad vertikálními nosníky.



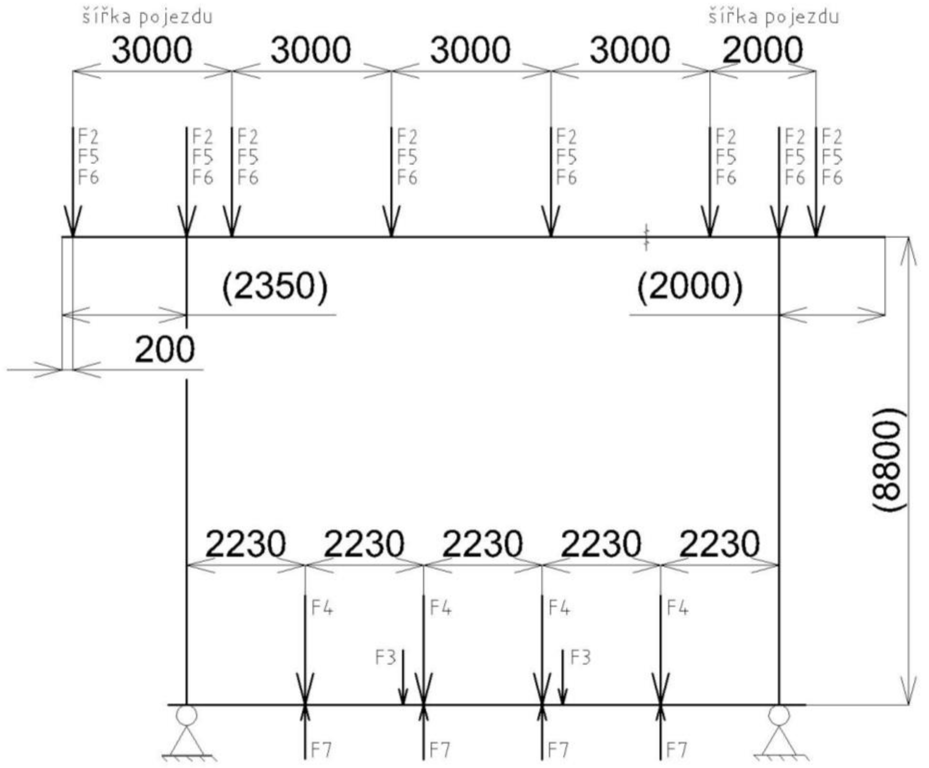
Obr. 13 Zatížení jeřábu v programu SCIA

Zatěžující síly:

1) *Vlastní hmotnost jeřábu* – F1 – program počítá automaticky s vlastní hmotností
2) *Zatížení od břemene* – F2 – na jednu kladnici se počítá se zatížením osminou hmotnosti břemene což je 50 t = 498 066,7531 N. Toto zatížení vytváří na nosníku moment o velikosti 490 441,3511 Nm. V [1] se počítá na jednu kladnici se sílou čtvrtiny nosnosti což je 100 t. Jelikož, se ale v kombinacích tato síla násobí součiniteli bezpečnosti, není třeba zadávat takovéto zatížení.
3) *Skříň* – F3 – zavěšená na spodní nosníku, jejímž obsahem jsou elektronické ovládací agregáty, nadrž na palivo, elektrogenerátor, hydrogenerátor a ostatní věci. Nesmí se také opomenout samotná hmotnost skříně, která nebude díky rozměrům malá.

Tato hmotnost je kvůli tomu, že neznáme přesný obsah a rozměry pouze odhadovaná na 4 t = 39 240 N.

4) *Zdvihové ústrojí* – F4 – nachází se na horní straně spodního nosníku. A je složeno z motoru (15 kg), převodovky (1050 kg), bubnu (2000 kg). Každé zavěšení má svoje ústrojí, čili na každé straně 4x což je celkem 24 520 kg. K tomu musíme přičíst váhu uchycovacích komponentů, a to může dát dohromady 24 600 kg. Zatížení na jeřáb je rozděleno na každém nosníku dle předpokládaného umístěni. Každé zatížení je 1/8 celkového, a to je 3075 kg = 30 165,75 N [5].
5) *Úchyt kladek na hlavním nosníku* – F5 – celkově je osm těchto úchytů a to 4 posuvné a 4 neposuvné. Krajní se vždy mohou pohybovat a měnit svoji polohu dle potřeby v určitém rozsahu. Hmotnost každého tohoto úchytu je 2 000 kg [1], to vyvine sílu 19 620 N. Jelikož, je úchyt z konstrukčních důvodů neexcentrický, počítá se i s momentem, který od něj bude vznikat. Ten byl určen na velikost čtvrtinové hmotnosti úchytu, tj. 500 kg pak je moment o velikosti 4 170 Nm.
6) *Kladnice – F6* – visí na úchytu a její hmotnost se předpokládá 2 000 kg = 19 620 N. Do této síly se přičtou ještě hmotnosti uchytávacích popruhů. Tato hmotnost byla stanovena 30 kg k jedné kladnice. Po součtu vychází zatížení 19 915 N. Kladnice také nevisí v ose prutu, ale ve vzdálenosti 850 mm, tudíž vytváří moment o velikosti 16 928 Nm.
7) *Reakce od bubnu* – F7 – pokud je zavěšeno břemeno, nebo stačí i kladnice, tak je vytvářena zpětná síla na buben. Tato síla působí v místech F4, ale opačným směrem a pod úhlem 5 ° směrem do konstrukce (úhel, kterým jde k úchytům na horním nosníku). Má velikost 1/6 od síly břemene. Pokud navíjí jen kladnice tak je tato síla 3 270 N, pokud břemeno pak 83 7227,5 N.



Obr. 14 Zatížení jeřábu v programu SCIA

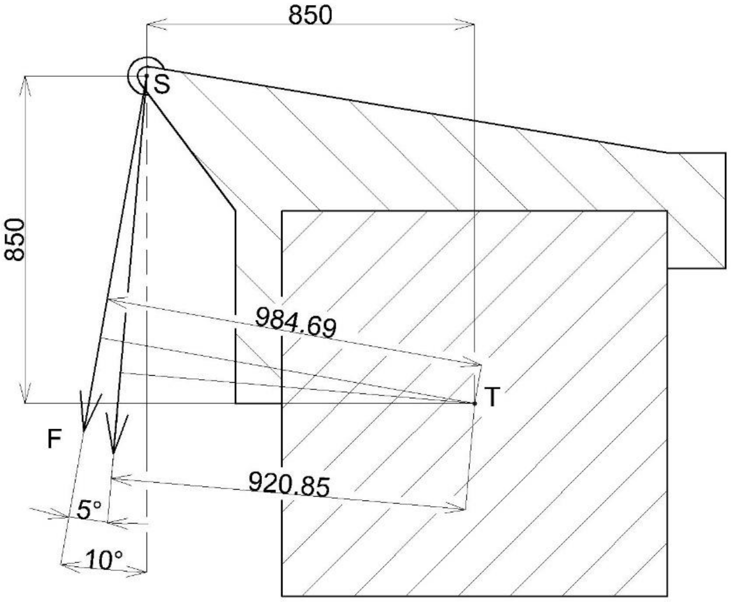
Pro výpočty momentů byl použit vzorec:

$$M_n = F_n \cdot l \tag{40}$$

kde je:

M_n	[Nm]	moment myšlené síly
F_n	[N]	myšlená síla
l	[mm]	vzdálenost osy nosníku a osy čepu

Na následujícím obrázku je schematicky zakreslena vzdálenost čepu úchytu na horním nosníku. Je zde zakreslena síla F, která se může pohybovat v intervalu 5 ° [1]. Pro určování momentu všech sil, jejichž nositelky procházejí osou čepu S, se počítá s větší vzdáleností od osy horního nosníku. Ta má po zaokrouhlení velikost l = 985 mm. To platí, pouze pokud se jedná o zatížený stav. Jestliže se jedná o nezatížený stav, pak bude vzdálenost l = 850 mm.



Obr. 15 Průřez úchytu a horního nosníku se znázorněním zatěžujících sil (rozměry v mm)

5.2 VÝBĚR MATERIÁLU

Jelikož se jedná o velkou konstrukci, musí být vyrobena ze skříňových svařovaných nosníků. To znamená, že použitá ocel musí mít dobré mechanické vlastnosti a musí být dobře svařitelná. Obvykle se pro ocelové konstrukce používají oceli tříd S 235, S 275 a S 355.

Tab. 13 Jmenovité hodnoty pevnostních veličin konstrukčních ocelí [12]

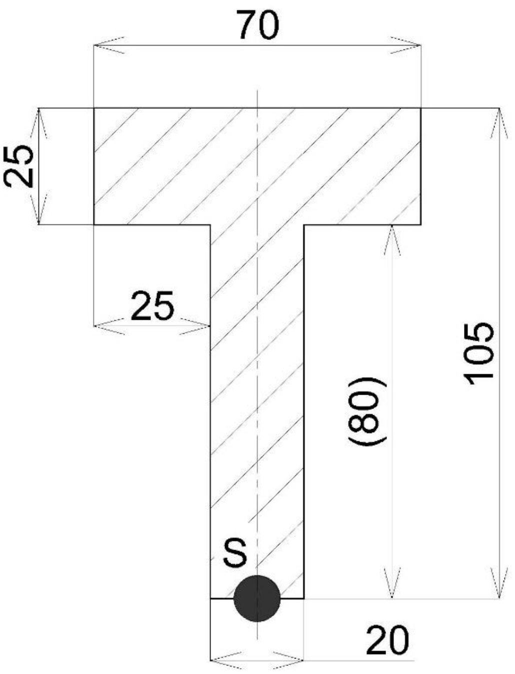
Pevnostní třída oceli podle ČSN EN 10025	t ≤ 40 (mm)	
	f_y (MPa)	f_u (MPa)
S 235	235	360
S 275	275	430
S 355	**355**	**510**

Z důvodu velikosti konstrukce je lepší použít materiál s lepšími hodnotami meze kluzu f_y a pevnosti v tahu f_u. Tyto hodnoty má materiál S 355, proto byl vybrán a počítalo se s jeho hodnotami.

5.3 ROZMĚRY A KONTROLA JEDNOTLIVÝCH NOSNÍKŮ

V programu SCIA Engineer jde pomocí skořepiny namodelovat nosník s podélnými žebry. Nosníky byly proto takto namodelovány a počítalo se s nimi.

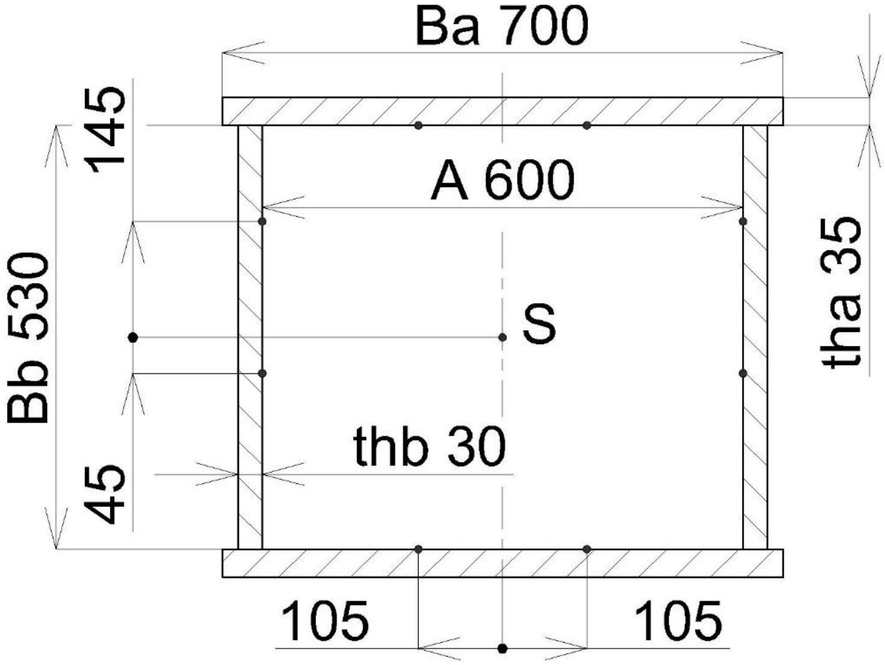
Následující rozměry na průřezech jsou v milimetrech.



Obr. 16 Průřez podélného žebra

Pro lepší orientaci jsou v následujících podkapitolách v průřezech nosníků zadány jen rozměry ke středu žebra S. Tato místa jsou naznačena černými tečkami ve schématech průřezu nosníků.

5.3.1 SPODNÍ NOSNÍK 2

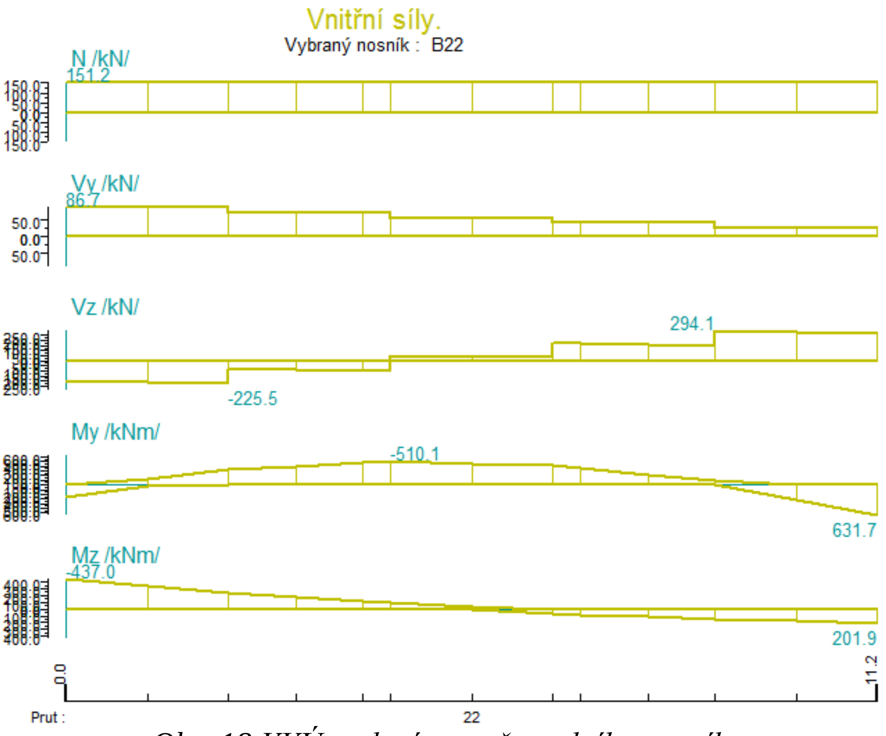


Obr. 17 Průřez spodním nosníkem

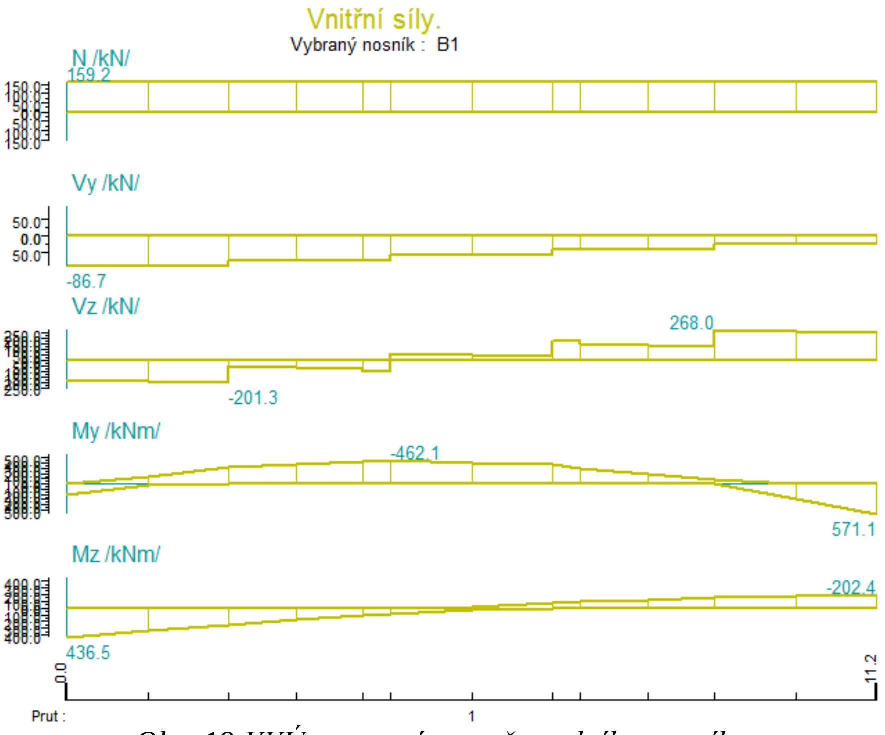
Hodnoty:

Šířka pásnice	– Ba	=	700	mm
Šířka stojny	– Bb	=	530	mm
Tloušťka pásnice	– tha	=	35	mm
Tloušťka stojny	– thb	=	30	mm
Vnitřní vzdálenost stojen	– A	=	600	mm
Délka nosníku	– l_n	=	12 000	mm
Plocha průřezu	– S	=	$9{,}9 \times 10^{-2}$	m^2
Hmotnost (1 m)	– m_2	=	$97{,}119 \times 10^{-2}$	kg
Kvadratický moment	– I	=	$5{,}1647 \times 10^{-3}$	m^4
Modul průřezu v ohybu	– W_o	=	$1{,}6956 \times 10^{-2}$	m^3

VVÚ jsou pro délku nosníku 11 200 mm, protože se počítalo s osovými vzdálenostmi svislých nosníků. Poloha žeber na stojnách není symetrická, protože tlaková část tohoto profilu má větší sklony k vyboulování.



Obr. 18 VVÚ na levé straně spodního nosníku



Obr. 19 VVÚ na pravé straně spodního nosníku

Ohybový moment: nejhorší průřez na ohyb je konec nosníku 11,2 m
$M_{oy} = 631\ 700$ Nm
$M_{oz} = 201\ 900$ Nm

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{oy}}{W_o} = \frac{631\ 700}{1{,}6956 \cdot 10^{-2}} = 37{,}3\ MPa \tag{41}$$

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_o} = \frac{201\ 900}{1{,}6956 \cdot 10^{-2}} = 11{,}9\ MPa \tag{42}$$

$$\sigma_{o2} = \sigma_{oy} + \sigma_{oy} = 37{,}3 + 11{,}9 = 49{,}2\ MPa \tag{43}$$

Tlakové napětí: tlakové napětí je v celém průřezu stejné, vyšší je na pravém nosníku
$N_t = 159\ 200$ N

$$\sigma_{n2} = \frac{N_t}{S} = \frac{159\ 200}{9{,}9 \cdot 10^{-2}} = 1{,}6\ MPa \tag{44}$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_2 = \sigma_{o2} + \sigma_{n2} = 49{,}2 + 1{,}6 = 50{,}8\ MPa \tag{45}$$

Posouvající síla: největší posouvající síly jsou na levém nosníku ve vzdálenosti???
$T_y = 39\ 400$ N
$T_z = 294\ 100$ N

Smykové napětí:

$$\tau_y = \frac{T_y}{S} = \frac{39\ 400}{9{,}9 \cdot 10^{-2}} = 0{,}4\ MPa$$

$$\tau_z = \frac{T_z}{S} = \frac{294\ 100}{9{,}9 \cdot 10^{-2}} = 3\ MPa$$

$$\tau_2 = \tau_y + \tau_z = 0{,}4 + 3 = 3{,}4\ MPa \tag{46}$$

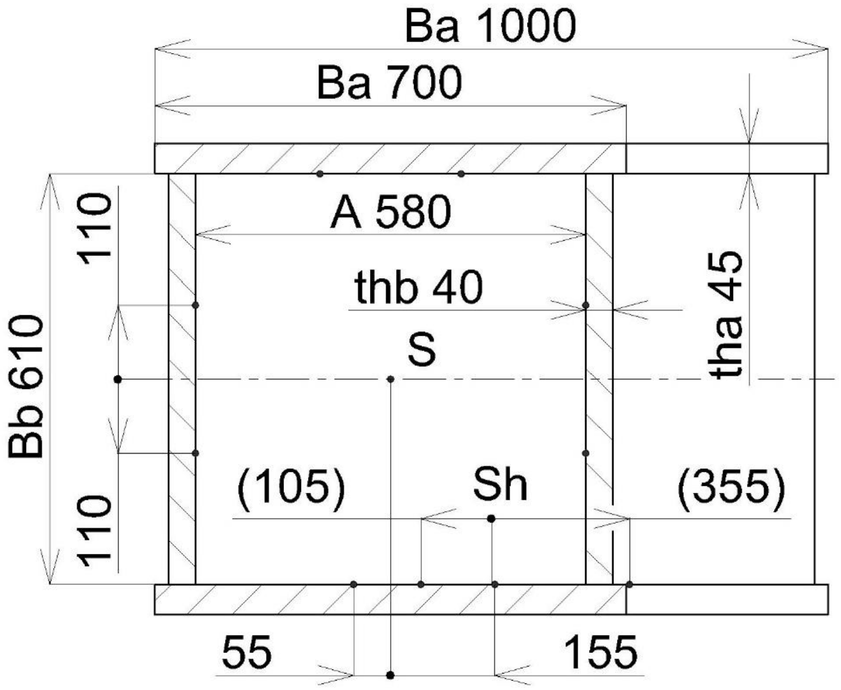
Protože smykové napětí působí v jiném místě než normálové a je menší bude se bezpečnost počítat na průřezu největšího normálového napětí.

Bezpečnost:

$$k_2 = \frac{f_y}{\sigma_2} = \frac{355}{46{,}9} = 7 \tag{47}$$

Součinitel bezpečnosti je dostatečně velký, proto nosník vyhovuje.

5.3.2 PŘEDNÍ VERTIKÁLNÍ NOSNÍK 3



Obr. 20 Průřez předním vertikálním nosníkem

Hodnoty:

Šířka pásnice	– Ba	=	700 - 1 000	mm
Šířka stojny	– Bb	=	610	mm
Tloušťka pásnice	– tha	=	45	mm
Tloušťka stojny	– thb	=	40	mm
Vnitřní vzdálenost stojen	– A	=	580 - 880	mm
Délka	– l_n	=	7 800	mm

Protože je průřez nosníku proměnný a do programu SCIA Enginner se musel zadávat v několika částech, bylo potřeba si zjistit VVÚ každého průřezu. Poté tyto průřezy porovnat a vybrat ten s největším namáháním.

Jelikož je průřez nosníku proměnný, žebra na pásnici budou navařeny šikmo. Jejich poloha není symetrická, protože vlákna bližší vnitřní části jeřábu jsou namáhána na tlak. Tím pádem mají větší sklony k vyboulení. Proto jsou posunuta blíže k vnitřnímu okraji jeřábu. Jejich poloha je zakótována na obr. 20 a je vždy ke středu daného průřezu. Polohu středu horního průřezu nám udává značka Sh.

Ohybový moment: nejhorší průřez na ohyb je v největším průřezu na pravém nosníku

$M_{ox} = 434\ 780$ Nm

$M_{oy} = 1\ 461\ 590$ Nm

$W_o = 3{,}3855 \times 10^{-2}$ m^3

Napětí v ohybu: $\sigma_{ox} = \frac{M_{ox}}{W_o} = \frac{434\,780}{3{,}3855 \cdot 10^{-2}} = 12{,}8\ MPa$ (48)

$\sigma_{oy} = \frac{M_{oy}}{W_o} = \frac{1\,461\,590}{3{,}3855 \cdot 10^{-2}} = 43{,}2\ MPa$ (49)

$\sigma_{o3} = \sigma_{ox} + \sigma_{oy} = 12{,}8 + 43{,}2 = 56\ MPa$ (50)

Tlakové napětí: největší je v nejmenším průřezu pravého nosníku
$N_t = 2\,880\,500\ N$
$S = 13 \times 10^{-2}\ m^2$

$\sigma_{n3} = \frac{N_t}{S} = \frac{2\,880\,500}{13 \cdot 10^{-2}} = 22{,}2\ MPa$ (51)

Posouvající síla: největší posouvající síly jsou v největším průřezu levého nosníku
$T_y = 42\,740\ N$
$S = 15{,}698 \times 10^{-2}\ m^2$

Smykové napětí: $\tau_3 = \frac{T_y}{S} = \frac{42\,740}{15{,}698 \cdot 10^{-2}} = 0{,}3\ MPa$ (52)

Nejhorší namáhání je na ohyb a je v největším průřezu pravého nosníku. Proto se bezpečnost počítá s tomto napětím.

Bezpečnost: $k_3 = \frac{f_y}{\sigma_{o3}} = \frac{355}{56} = 6{,}3$ (54)

Součinitel bezpečnosti je dostatečně velký, proto nosník *vyhovuje*.

Protože je nosník namáhán tlakem, je potřeba provést kontrolu vzpěrné stability. Jelikož se jedná o nosník s proměnným profilem, bude se počítat se středním průřezem.

Plocha průřezu: $S = 14{,}407 \times 10^{-2}\ m^2$

Kvadratický moment: $I = 1{,}3151 \times 10^{-2}\ m^4$

Redukovaná délka nosníku: $l_{red} = \alpha \cdot l = 2 \cdot 7{,}92 = 15{,}6\ m$ (55)

Kontrola na vzpěr

Štíhlost prutu: $\lambda_3 = \frac{l_{red}}{i} = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{I}{S}}} = \frac{15{,}6}{\sqrt{\frac{1{,}3151 \cdot 10^{-2}}{14{,}407 \cdot 10^{-2}}}} = 51{,}6$ (56)

40-60 < λ_3 < 100 → oblast nepružného vzpěru → výpočet bude probíhat podle Tetmajerovy-Jasinského rovnice:

Kritické napětí: $\sigma_{kr3} = f_y - 0{,}62 \cdot \lambda = 355 - 0{,}62 \cdot 51{,}6 = 323{,}008\ MPa$ (58)

Výpočet kritické síly: $F_{kr3} = \sigma_{kr3} \cdot S = 323{,}008 \cdot 10^6 \cdot 14{,}407 \cdot 10^{-2} = 46\,535\,762{,}6\ N$ (59)

Suma svislých sil působících na jeřáb při kombinaci A1: $F_{A1} = 10\,041\,579\ N$

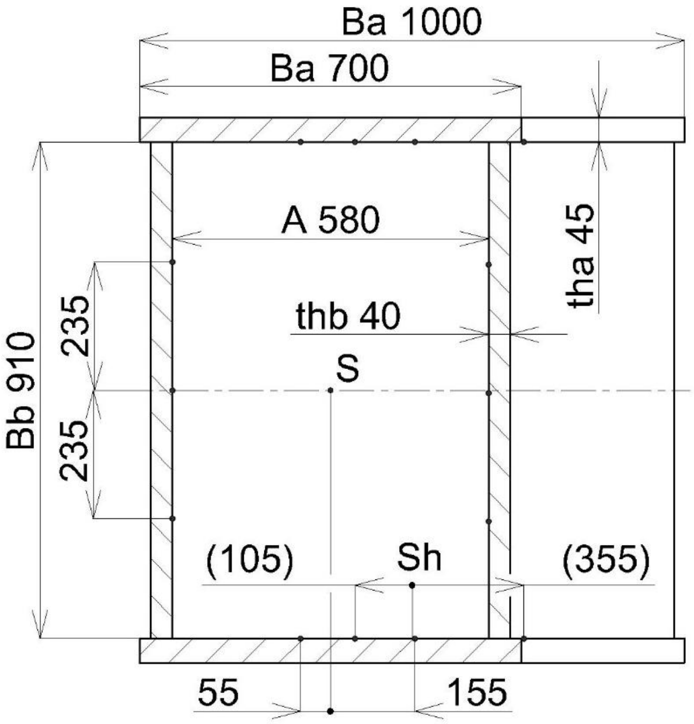
Kritická síla je daleko větší než svislé síly, které dohromady působí na jeřáb. Proto ke vzpěru nedojde.

$\sigma_{kr3} > \sigma \rightarrow$ podmínka vzpěrné stability

Bezpečnost nosníku na vzpěr: $k_{3v} = \frac{\sigma_{kr3}}{\sigma_{o3}} = \frac{323{,}008}{56} = 5{,}8$ (60)

kde je:
i [mm] poloměr setrvačnosti průřezu

5.3.3 ZADNÍ VERTIKÁLNÍ NOSNÍK 4



Obr. 21 Průřez zadním vertikálním nosníkem

Hodnoty:

Šířka pásnice	– Ba	=	700 - 1 000	mm
Šířka stojny	– Bb	=	910	mm
Tloušťka pásnice	– tha	=	45	mm
Tloušťka stojny	– thb	=	40	mm
Vnitřní vzdálenost stojen	– A	=	680 - 880	mm
Délka	– l_n	=	7 800	mm

Pro tento nosník platí s žebry na pásnici to co u předního vertikálního nosníku.

Protože je průřez nosníku proměnný a do programu SCIA Enginner se musel zadávat v několika částech, bylo potřeba si zjistit VVÚ každého průřezu. Poté tyto průřezy porovnat a vybrat ten s největším namáháním.

Nejvíce zatíženy nosník je levý.

Ohybový moment: nejvyšší ohybový moment vzniká na pravém nosníku v největším průřezu.

$M_{ox} = 211\ 340$ Nm
$M_{oy} = 1\ 912\ 090$ Nm
$W_o = 5{,}5006 \times 10^{-2}$ m^3

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{ox}}{W_o} = \frac{211\ 340}{5{,}5006 \cdot 10^{-2}} = 3{,}8\ MPa \tag{61}$$

$$\sigma_{oy} = \frac{M_{oy}}{W_o} = \frac{1\ 912\ 090}{5{,}5006 \cdot 10^{-2}} = 34{,}8\ MPa \tag{62}$$

$$\sigma_{o4} = \sigma_{ox} + \sigma_{oy} = 3{,}8 + 34{,}8 = 38{,}6\ MPa \tag{63}$$

Tlakové napětí: největší je v nejmenším průřezu levého nosníku. Moc se neliší od toho na pravém nosníku, kde je 2 929 670 N. V nejvyšší části tohoto nosníku je tato síla 2 794 700 N. Protože se bude počítat bezpečnost k tomuto místu, použijeme sílu v tomto místě.

$N_t = 2\ 794\ 700$ N
$S = 18{,}555 \times 10^{-2}$ m^2

$$\sigma_{n4} = \frac{N_t}{S} = \frac{2\ 794\ 700}{18{,}555 \cdot 10^{-2}} = 15{,}1\ MPa \tag{64}$$

Posouvající síla: největší posouvající síly jsou v nejmenším průřezu pravého nosníku

$T_y = 68\ 290$ N
$S = 15{,}8 \times 10^{-2}$ m^2

Smykové napětí:

$$\tau_4 = \frac{T_y}{S} = \frac{68\ 290}{15{,}8 \cdot 10^{-2}} = 0{,}43\ MPa \tag{65}$$

Nejhorší namáhání je v pravém nosníku na největším průřezu. Proto se bezpečnost počítá k tomuto místu.

Součet napětí:

$$\sigma_4 = \sigma_{o4} + \sigma_{n4} = 38{,}6 + 15{,}1 = 53{,}7\ MPa \tag{66}$$

Bezpečnost:

$$k_4 = \frac{f_y}{\sigma_4} = \frac{355}{53{,}7} = 6{,}6 \tag{67}$$

Součinitel bezpečnosti je dostatečně velký, proto nosník vyhovuje.

Protože je nosník namáhán tlakem, je potřeba provést kontrolu vzpěrné stability. Jelikož se jedná o nosník s proměnným průřezem, bude se počítat se středním průřezem.

Plocha průřezu: $S = 17,205 \times 10^{-2}$ m^2

Kvadratický moment: $I = 1,6895 \times 10^{-2}$ m^4

Redukovaná délka nosníku: $l_{red} = \alpha \cdot l = 2 \cdot 7,8 = 15,6\ m$ (68)

Kontrola na vzpěr

Štíhlost prutu: $\lambda_4 = \frac{l_{red}}{i} = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{I}{S}}} = \frac{15,6}{\sqrt{\frac{1,6895 \cdot 10^{-2}}{17,205 \cdot 10^{-2}}}} = 49,8$ (69)

40-60 < λ_4 < 100 → leží ve spodní hranici, proto se bude počítat prut na prostý tlak

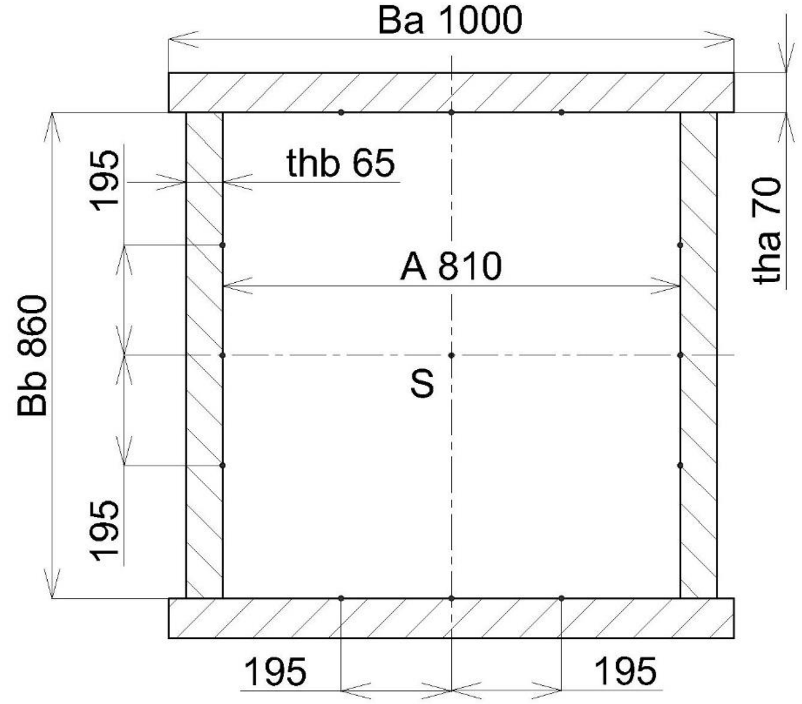
Prostý tlak: $F = \frac{F_{A1}}{4} = \frac{10\ 041\ 579}{4} = 2,5\ MPa$ (70)

$\sigma_{v4} = \frac{F}{S} = \frac{2\ 510\ 395}{11,1 \cdot 10^{-2}} = 14,6\ MPa$ (71)

Bezpečnost: $k_{v4} = \frac{f_y}{\sigma_{v4}} = \frac{355}{14,6} = 24,3$ (72)

Následující tři nosníky byly v programu SCIA Enginner rozděleny na dva. Protože jsou navzájem propojeny šroubovými spoji a ty se nepočítají jako vazby.
L nosník byl v rohu rozdělen na dva, z důvodu aby se daly zjistit VVÚ v délce celého prutu. Jelikož jsou průřezy stejné, nemá to žádný vliv na výpočet.

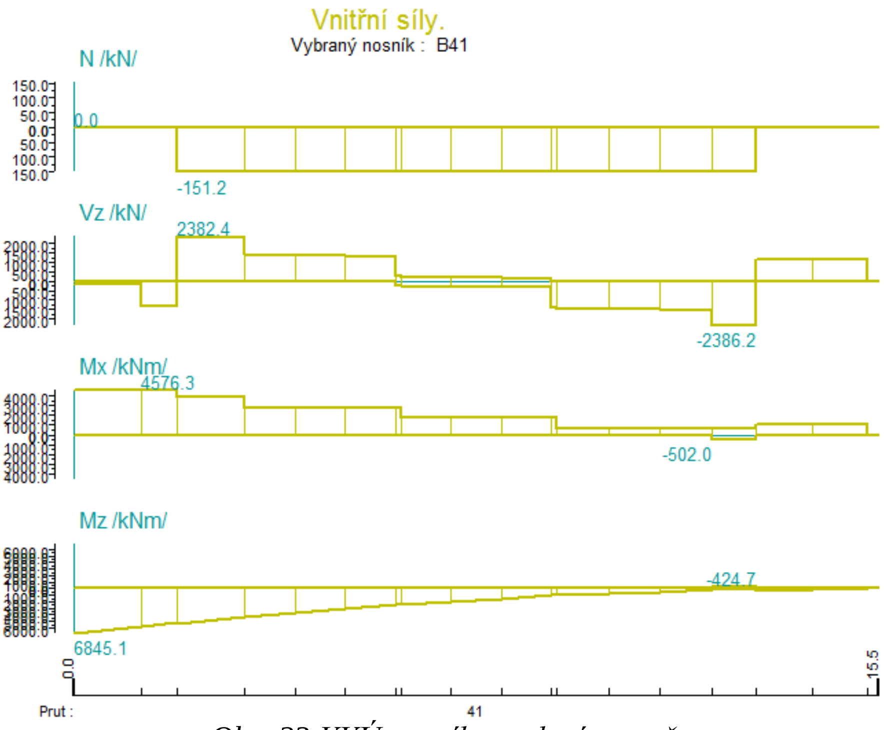
5.3.4 HLAVNÍ NOSNÍK 5



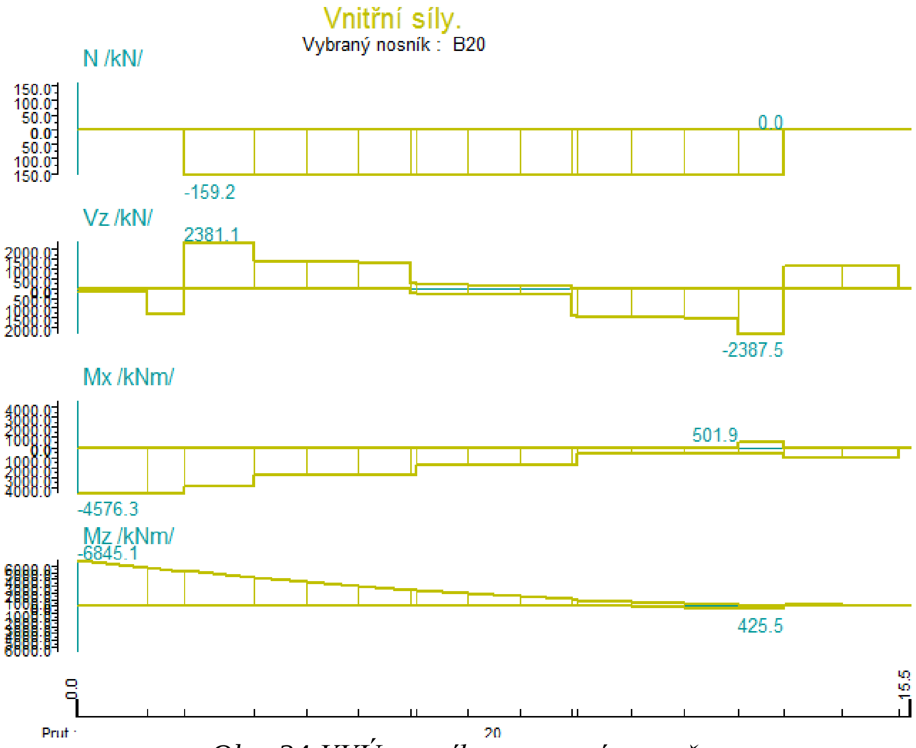
Obr. 22 Průřez hlavním nosníkem

Hodnoty:

Šířka pásnice	– Ba	=	1 000	mm
Šířka stojny	– Bb	=	860	mm
Tloušťka pásnice	– tha	=	70	mm
Tloušťka stojny	– thb	=	65	mm
Vnitřní vzdálenost stojen	– A	=	810	mm
Délka	– l_n	=	15 500	mm
Plocha průřezu	– S	=	29,2 x 10^{-2}	m^2
Hmotnost (1 m)	– m_2	=	2 292,2	kg
Kvadratický moment	– I	=	4,0395 x 10^{-2}	m^4
Modul průřezu v ohybu	– W_o	=	8,0791 x 10^{-2}	m^3



Obr. 23 *VVÚ nosníku na levé straně*



Obr. 24 *VVÚ nosníku na pravé straně*

Ohybový moment: největší vzniká v rohu L nosníku

$M_{ox} = 4\ 576\ 300$ Nm

$M_{oz} = 6\ 845\ 100$ Nm

Napětí v ohybu: $\sigma_{ox} = \frac{M_{ox}}{W_o} = \frac{4\,576\,300}{8{,}0791 \cdot 10^{-2}} = 56{,}6\ MPa$ (73)

$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_o} = \frac{6\,845\,100}{8{,}0791 \cdot 10^{-2}} = 84{,}7\ MPa$ (74)

$\sigma_{o5} = \sigma_{ox} + \sigma_{oz} = 56{,}6 + 84{,}7 = 141{,}3\ MPa$ (75)

Tlakové napětí: větší tlakové napětí je na pravém nosníku
$N_t = 159\,200\ N$

$\sigma_{n5} = \frac{N_t}{S} = \frac{159\,200}{29{,}2 \cdot 10^{-2}} = 0{,}55\ MPa$ (76)

Posouvající síla: největší síla vzniká na pravém nosníku v místě osového styku se zadním vertikálním nosníkem
$T_z = 2\,387\,500\ N$

Smykové napětí: $\tau_5 = \frac{T_z}{S} = \frac{2\,387\,500}{29{,}2 \cdot 10^{-2}} = 8{,}2\ MPa$ (78)

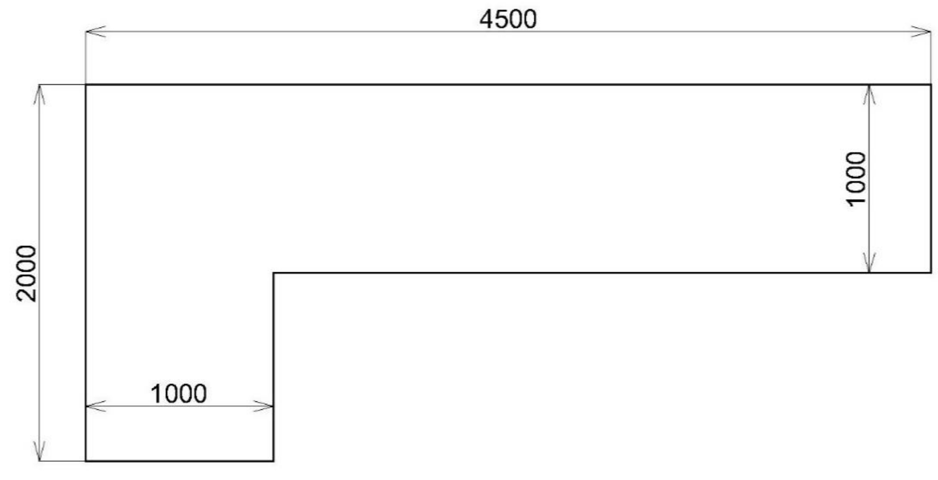
Největší napětí je ohybové a vzniká na konci nosníku. Proto se bude počítat bezpečnost k tomuto průřezu s tímto napětím.

Bezpečnost: $k_5 = \frac{f_y}{\sigma_{o5}} = \frac{355}{141{,}3} = 2{,}5$ (79)

Součinitel bezpečnosti je dostatečně velký, proto nosník vyhovuje.

5.3.5 L NOSNÍK 6

Má stejný průřez jako hlavní nosník.



Obr. 25 Horní pohled na L nosník

Hodnoty:

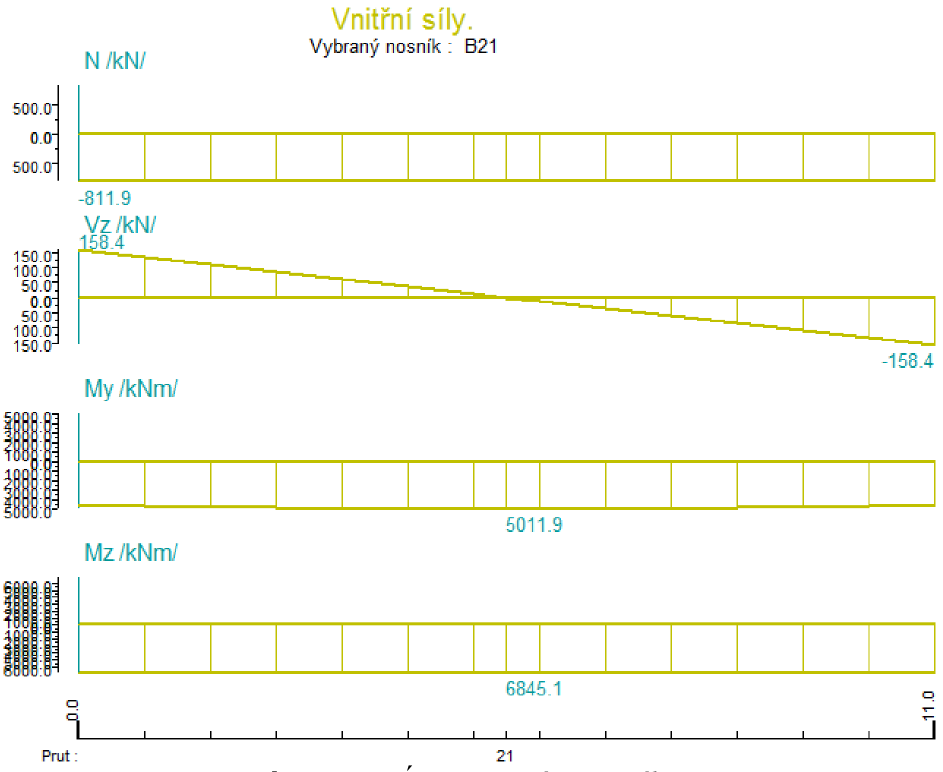
Šířka pásnice	– Ba	=	1 000	mm
Šířka stojny	– Bb	=	920	mm
Tloušťka pásnice	– tha	=	40	mm
Tloušťka stojny	– thb	=	35-40	mm
Vnitřní vzdálenost stojen	– A	=	880-890	mm
Délka	– l	=	4 500	mm
Šířka nosníku	– b	=	2 000	mm

5.3.6 SPOJOVACÍ NOSNÍK 7

Průřez spojovacím nosníkem a jeho charakteristické hodnoty jsou stejné jako u hlavního na obr. 22.

Hodnoty:

Šířka pásnice	– Ba	=	1 000	mm
Šířka stojny	– Bb	=	860	mm
Tloušťka pásnice	– tha	=	70	mm
Tloušťka stojny	– thb	=	65	mm
Vnitřní vzdálenost stojen	– A	=	810	mm
Délka	– l_n	=	15 500	mm
Plocha průřezu	– S	=	$29{,}2 \times 10^{-2}$	m^2
Hmotnost (1 m)	– m_2	=	2 292,2	kg
Kvadratický moment	– I	=	$4{,}0395 \times 10^{-2}$	m^4
Modul průřezu v ohybu	– W_o	=	$8{,}0791 \times 10^{-2}$	m^3



Obr. 26 VVÚ spojovacím nosníkem

Ohybový moment: nebezpečný průřez na ohyb je v polovině nosníku
$M_{oy} = 5\ 011\ 900\ Nm$
$M_{oz} = 6\ 845\ 100\ Nm$

Napětí v ohybu:
$$\sigma_{oy} = \frac{M_{oy}}{W_o} = \frac{5\ 011\ 900}{8{,}0791 \cdot 10^{-2}} = 62\ MPa \qquad (80)$$
$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz}}{W_o} = \frac{6\ 845\ 100}{8{,}0791 \cdot 10^{-2}} = 84{,}7\ MPa \qquad (81)$$

$$\sigma_{o7} = \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = 62 + 84{,}7 = 146{,}7\ MPa \qquad (82)$$

Tlakové napětí: tlakové napětí je v celém průřezu stejné

$N_t = 811\ 900\ N$

$$\sigma_{n7} = \frac{N_t}{S} = \frac{811\ 900}{29{,}2 \cdot 10^{-2}} = 2{,}8\ MPa \qquad (83)$$

Výsledné napětí:
$$\sigma_7 = \sigma_{o7} + \sigma_{n7} = 146{,}7 + 2{,}8 = 149{,}5\ MPa \qquad (84)$$

Posouvající síla: hodnota je největší na obou koncích nosníku
$T_z = 158\ 400\ N$

Smykové napětí:
$$\tau_7 = \frac{T_z}{S} = \frac{158\ 400}{29{,}2 \cdot 10^{-2}} = 0{,}54\ MPa \qquad (85)$$

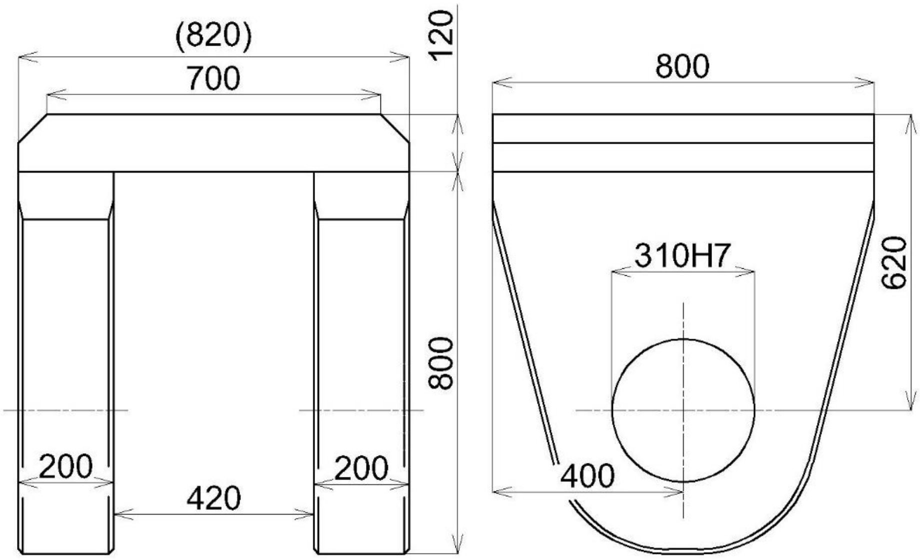
Bezpečnost:
$$k_7 = \frac{f_y}{\sigma_7} = \frac{355}{149{,}5} = 2{,}4 \qquad (86)$$

Součinitel bezpečnosti je dostatečně velký, proto nosník vyhovuje.

5.3.7 ZÁVĚS 8

Závěs není součástí zadání. Je to samostatná část, která je přišroubovaná k dolnímu nosníku. Má válcové otvory na čep, přes který bude spojena s vahadlovým pojezdem.

Koncepční návrh rozměrů závěsu. Při výpočtu čepu se počítalo s plochou na otlačení o délce 400 mm, v obr. 28 je však přidána vůle 20 mm. Celý závěs je se 3 dílů, které jsou k sobě přivařeny. Rozměry svárů jsou dle [13].



Obr. 27 Návrh rozměrů závěsu

Výpočet průměru čepu probíhal na otlačení. Jako síla působící na čep se brala polovina síly způsobené hmotností jeřábu a maximálním zatížením od břemene. Dovolené napětí na otlačení bylo zadáno vedoucím bakalářské práce. S čepem se počítá jako s nepohyblivým. Pojezd se na něm bude moci naklápět, avšak úhel pootočení vahadla je minimálně a to podle nerovnosti povrchu.

Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene: $i_3 = 6\,003\,720\ N$

$b_č = 400\ mm$

$\tau_d = 24\ MPa$

$$F_č = \frac{i_3}{2} = \frac{6\,003\,720}{2} = 3\,001\,860\ N$$

$$\tau_d = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot d} => d = \frac{F_č}{b_č \cdot \tau_D} = \frac{2\,893\,950}{400 \cdot 24} = 321{,}7\ mm => voleno\ 320\ mm$$

5.4 KONCEPČNÍ NÁVRH SPOJŮ

Celá konstrukce se skládá z několika částí, které je potřeba sestavit dohromady. Jednotlivé díly jsou svařené a tvoří části. Na vzájemné připojení jednotlivých dílů je užito šroubových spojů.

5.4.1 ŠROUBOVÉ SPOJE

Jednotlivé části jsou spojeny pomocí šroubových spojů. Vertikální jsou pomocí přírub a horizontální pomocí pásů. Spojovací pásy mají tloušťku dle plechu, se kterým jsou spojeny.

Dle ČSN EN 1993-1-8 by měly být použity předepjaté šrouby 8.8 nebo 10.9 s kontrolovaným utahováním.

Průměr šroubu by měl být alespoň o polovinu menší než součet mocnosti plechů.

5.4.2 SVAŘOVÁNÍ

Každá část se skládá z jednotlivých dílů, které jsou spojeny pomocí svárů. To dává dohromady každý jeden skříňový nosník. Jelikož se jedná o velkou konstrukci, musí být zaručeno, aby byl provařen celý svárový spoj.

Svařování nosníků je pomocí ½W jednostranného ½ W oboustranného sváru a koutových svárů.

Délky jednotlivých svárů:	½W jednostranný	– 494 m
	Koutový	– 796 m

Hodnoty jsou pouze orientační a jsou v nich zahrnuty pouze sváry skříňových nosníků bez svárů žeber. Jsou měřeny podle rozměrů prutů z prutového schématu, který byl použit pro výpočet v programu SCIA Engineer.

Jednou z možností jak svařit velké skříňové konstrukce je, že se kvůli dostupnosti nejdříve navaří žebra jak podélná tak příčná na stojny a pásnice. Poté se stojny navaří na spodní pásnici. Na horní se mezi tím přivaří patky, z důvodu vymezení rozměru, ale hlavně aby se zaručilo provaření celého svárového spoje. A celá skříň se svaří dohromady.

Rozměry svárů a technologie a postupy svažování jsou popsány v [13].

ZÁVĚR

V této bakalářské práci je proveden návrh konstrukce portálového jeřábu pro zvedání lodí v přístavech. Nosnost jeřábu je maximálně 400 t. Návrh probíhal dle normy ČSN EN 13001. Pracovní prostor je převážně v přímořských přístavech a je vyráběn několika zahraničními firmami z nich za zmínku stojí CIMOLAI Technology spa nebo ASCOM S.p.A.

V úvodu je naznačena problematika manipulace s materiálem a poté v krátké rešerši, ukázány možnosti řešení této problematiky.

V dalších kapitolách je určen druh provozu, který byl stanoven jako střední. Dále jsou vypočítáni dynamičtí součinitelé dle [3] a spočítány zatěžující síly. Z vypočítaných kombinací zatížení (příloha A) vyšlo, že nejhorším stavem je A1. Proto se také s ohledem na její velikost podle ní navrhovaly průřezy jednotlivých nosníků. Navržené rozměry profilů byly vloženy do programu SCIA Enginner 15.2 a proběhla jejich kontrola. Poté se určily průběhy VVÚ a proběhla kontrola na mezní stav pružnosti.

Rám jeřábu splňuje vstupní podmínky a konstrukce umožňuje manipulaci s loděmi různých tvarů. Kostra je vyrobena ze svařovaných skříňových nosníků, které jsou sešroubovány v jeden celek a tvoří celistvou konstrukci. Při volbě materiálu byl kladen důraz na co největší hodnoty meze kluzu a pevnosti v tahu. Tyto vlastnosti splňoval materiál S355.

Nejhůř zatíženým nosníkem je spojovací, u kterého vyšla bezpečnost 2,4. Naopak jako nejbezpečnější se ukázal dolní s k = 7. Tento nosník je také namáhán na tlak. Jeho tlaková spolehlivost je 24,3. Bezpečnost předního vertikálního nosníku na vzpěr vyšla 5,8.

Při zatěžování jeřábu dochází k určitým posunům a deformacím. U zatěžování vlastní vahou (pouze váha konstrukce bez ostatních komponent) dojde v uzlu N24 k posunutí -5,3 mm v ose x (poloha os je patrná z obr. 11). Maximální přetvoření při kombinaci A1, kterou je jeřáb zatěžován, nastane v uzlu N44 a to 177,7 mm v ose x a v ose y k posunu -66,3mm. Vzhledem k rozměrům jeřábu a jeho nosnosti se dala taková přetvoření očekávat. Můžeme však předpokládat, že se deformace o něco sníží. Nosníky jeřábu budou dále vyztuženy příčnými žebry, které zvyšují tuhost nosníků a pak i celé konstrukce. Podvozek na pryžových kolech přenáší síly mezi jeřábem a pracovním povrchem. Pokud bude mechanismus kol dobře seřízen lze předpokládat, že se deformace opět o něco sníží. Navíc předpoklad, že jeřáb bude takto zatížen, je celkem malý. Při výpočtu kombinací zatížení (příloha A) se počítá se součiniteli bezpečnosti, kteří sílu od břemene zvednou o 2,15 násobek a hmotnost jeřábu o 1,28 násobek takže jeřáb je více jak 2,5x přetěžován.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] ŠVÉDA, JAN. Zdvihové ústrojí portálového jeřábu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

[2] JANDÁČEK, J. Sloupový jeřáb pro manipulaci s loděmi. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

[3] Trademark hoist [online]. 2008 [201-05-17]. Dostupné z: http://www.trademark-hoist.com

[4]http://www.emersonindustrial.com/enEN/controltechniques/newsandevents/news/Pages/controltechniquesdriveswinagainforitaliancranerefurbishment.a

[5] 船 厂 图 片 | *eworldship.com* [online]. [2016-05-24]. Dostupné z: http://www.eworldship.com/app/factory/photo_107#p=7DOBC5MA00AO0001

[6] *MOBILE GANTRY CRANES| shuttlelift.com* [online]. [2016-05-24]. Dostupné z: http://www.shuttlelift.com/DBfiles/series_brochure/268.pdf

[7]*MOBILE BOAT HAULER Capacity: 900 short| cimolaitechnology*.com [online]. [2016-05-24]. Dostupné z: http://www.cimolaitechnology.com/en/products/marinas-and-shipyards/

[8] *9spectrum E| hbc.cz* [online]. [2016-04-26]. Dostupné z: http://www.hbc.cz/dalkove-ovladani-pro/vysilace/295-spectrum-e

[9] Mynář, B., Kašpárek J.: Dopravní a manipulační zařízení. Opory pro studenty www.fme.vutbr.cz

[10] ČSN EN 13001-2. Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.

[11]www.converter.cz. *conVERTER*. [online]. 2002 [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: *http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm*

[12] www.fce.vutbr.cz. FAST VUT. [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/Prvky-material.htm

[13] KUNCIPÁL, Josef. *Svařování pro konstruktéry a technology*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1980.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m^2]	uvažovaná charakteristická plocha jeřábu
A	[mm]	vnitřní vzdálenost stojen
a	[$m\ s^{-2}$]	zrychlení zdvihu
a_b	[$m\ s^{-2}$]	zrychlení při brzdění
Ba	[mm]	šířka pásnice
Bb	[mm]	šířka stojny
b_z	[mm]	otlačovaná délka čepu
c	[1]	aerodynamický součinitel
$d_č$	[mm]	průměr čepu závěsu
E	[MPa]	modul pružnosti oceli
F	[N]	síla v nosníku 4 při výpočtu na tlak
F_{A1}	[N]	suma svislých sil působících na jeřáb při kombinaci A1
$F_č$	[N]	síla na čep závěsu
F_k	[N]	kritická síla
F_n	[N]	myšlená síla z podkapitoly 5.1.2
$F_{p,C}$	[N]	předpínací síla
F_t	[N]	třecí síla
F_1	[N]	síla od vlastní hmotnosti jeřábu
F_2	[N]	síla od břemene
F_3	[N]	síla od skříň
F_4	[N]	síla od zdvihového ústrojí
F_5	[N]	síla od úchytu kladek
F_6	[N]	síla od kladnice
F_7	[N]	síla od reakce bubnu
f	[1]	součinitel tření
f_u	[MPa]	pevnost v tahu
f_y	[MPa]	mez kluzu
f_{ref}	[1]	součinitel závislý na době návratu R
G	[N]	tíhová síla
g	[$m\ s^{-2}$]	tíhové zrychlení
I	[m^4]	kvadratický moment
i	[mm]	poloměr setrvačnosti

i_1	[N]	zatížení od hmotnosti jeřábu
i_2	[N]	zatížení od hmotnosti břemene
i_3	[N]	zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene
i_4	[N]	zatížení od zrychlení zdvihového pohonu
i_5	[N]	zatížení způsobená větrem za provozu
i_6	[N]	zatížení při zdvihání volně ležícího břemena při použití maximální rychlosti zdvihu
i_7	[N]	zatížení větrem způsobená mimo provoz
i_8	[N]	zatížení sněhem a námrazou
i_{9dyn}	[N]	zatížení při dynamické zkoušce zatížení
i_{9stat}	[N]	zatížení při statické zkoušce zatížení
k	[1]	bezpečnost
l	[mm]	vzdálenost osy nosníku a osy čepu
l_k	[m]	vertikální vzdálenost těžiště od klopné hrany
l_n	[m]	délka nosníku
l_{red}	[m]	Redukovaná délka nosníku
l_v	[m]	horizontální vzdálenost těžiště od klopné hrany
M_k	[Nm]	klopný moment
M_n	[Nm]	moment myšlené síly z podkapitoly 5.1.2
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_v	[Nm]	vyrovnávací moment
m_b	[kg]	maximální hmotnost břemene
m_{dyn}	[kg]	zkušební hmotnost břemene při dynamické zkoušce
m_j	[kg]	hmotnost jeřábu
m_{jb}	[kg]	celková hmotnost jeřábu a břemene
m_k	[kg]	hmotnost konstrukce jeřábu
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnic a uchopovacích přípravků
m_o	[kg]	hmotnost ostatních součástí jeřábu
m_{stat}	[kg]	Zkušební hmotnost břemene při statické zkoušce
m_{zu}	[kg]	hmotnost zdvihového ústrojí
m_x	[kg]	hmotnost daného nosníku
N	[N]	normálová síla
N_t	[N]	tlaková síla
q	[%]	poměrné zatížení

q(z)	[N m^{-2}]	ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz
q(3)	[N m^{-2}]	tlak větru při v(3)
S	[m^{2}]	plocha průřezu
Tr	[1]	počet pracovních cyklů
T	[N]	posouvající síla
t	[mm]	tloušťka materiálu
tha	[mm]	tloušťka pásnice
thb	[mm]	tloušťka stojny
v	[m s^{-1}]	Střední rychlost větru dle Beaufortovi stupnice
v_h	[m min^{-1}]	rychlost zdvihu
v_p	[m min^{-1}]	rychlost pojezdu
v_{ref}	[m s^{-1}]	referenčního rychlost větru
v(3)	[m s^{-1}]	rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 sekund
Wo	[m^{3}]	modul průřezu v ohybu
α	[1]	součinitel pro HMH
β_2	[1]	součinitel příslušné zdvihové třídy
β_3	[1]	součinitel pro jeřáby s drapákem nebo s podobným prostředkem s pomalým uvolňováním
δ	[1]	hodnota závislá na konstrukci jeřábu
λ	[1]	štíhlost prutu
ρ	[kg m^{3}]	hustota vzduchu
σ_{kr}	[Mpa]	kritické napětí
σ_n	[Mpa]	tlakové napětí
σ_o	[Mpa]	napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
τ	[MPa]	smykové napětí
τ_d	[MPa]	dovolené napětí na otlačení
Φ_2	[1]	setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
Φ_3	[1]	dynamický součinitel náhlého uvolnění části břemena zdvihu
Φ_4	[1]	dynamický součinitel zatížení způsobený pojezdem po nerovném povrchu
Φ_5	[1]	dynamický součinitel zatížení způsobený zrychlením pohonů
Φ_{6dyn}	[1]	dynamický součinitel při dynamické zkoušce zatížení
Φ_{6stat}	[1]	dynamický součinitel při statické zkoušce zatížení
Φ_7	[1]	dynamický součinitel způsobený silami na nárazníky

SEZNAM PŘÍLOH

- **Přílohy**

  Příloha A – Tabulka kombinace zatížení

- **Výkresová dokumentace**

1-BP-16	výkres sestavy	PORTÁLOVÝ JEŘÁB
2-BP-16	výkres svařence	HLAVNÍ NOSNÍK
9-BP-16	výkres součásti	SPOJOVACÍ PÁSNICE
10-BP-16	výkres součásti	HORNÍ SPOJ 2
11-BP-16	výkres součásti	DOLNÍ SPOJ 2
12-BP-16	výkres součásti	DOLNÍ SPOJ 3
13-BP-16	výkres součásti	HORNÍ SPOJ 3

Tabulka kombinací zatížení dle [10] Tabulka 10 – Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti

Kategorie zatížení	Zatížení			Hodnota[N]	Kombinace zatížení A					Kombinace zatížení B						Kombinace zatížení C									
					Dílčí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4	Dílčí součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5	Dílčí součinitel bezpečnosti	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		i1	1,22	φ1	φ1	1,00	-	1,16	φ1	φ1	1,00	-	-	1,10	φ1	1,00	φ1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
		Hmotnost břemena zdvihu		i2	1,34	φ2	φ3	1,00	-	1,22	φ2	φ3	1,00	-	-	1,10	-	ηw	-	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu		i3	1,22	-	-	-	φ4	1,16	-	-	-	φ4	φ4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	i4	1,34	φ5	φ5	-	φ5		φ5	φ5	-	φ5	-	1,10	-	-	φ5	-	-	-	-	-	-
			Pohon zdvihu			-	-	φ5	-		-	-	φ5	-	-		-	-	-	-	-	-	-	-	
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu		i5	-	-	-	-	-	1,22	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,16	-	-	1,00	-	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou		i10	-	-	-	-	-	1,22	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,10	-	1,00	-	-	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene			i6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	φ2	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			i7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,16	-	1,00	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		Statické	i8 stat	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	-	-	φ6	-	-	-	-	-	-
			Dynamické	i8 dyn	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	φ6	-	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			i9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	-	-	-	-	-	φ5	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti						1,48					1,34						1,22								
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu					1,10					1,10						1,10									

Tabulka kombinace zatížení A

Kategorie zatížení	Zatížení			Hodnota [N]	Kombinace zatížení A				
					Dílčí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		2 079 720	1,22	2 664 121	2 664 121	2 537 258	-
		Hmotnost břemena zdvihu		3 924 000	1,34	8 455 121	1 314 540	5 258 160	-
		Hmotnost jeřábu a břemena		6003720	1,22	-	-	-	7 397 784
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	204 293	1,34	φ5	φ5	-	φ5
			Pohon zdvihu zahrnut			-	-	355 878	-
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu		135 950	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou		55 803	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene			3 924 000	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			48 571	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		Statické	4 905 000	-	-	-	-	-
			Dynamické	5 628 586	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			3 936 800	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti						1,48			
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu					1,1	-			
Suma svislých sil - y						**11 046 908**	7 063 360	7 178 878	6 003 820
Suma vodorovných sil - x						720 644	656 109	671 317	512 185

Tabulka kombinace zatížení B

Kategorie zatížení	Zatížení			Hodnota [N]	Kombinace zatížení B: Dílčí součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		2 079 720	1,16	2 533 099	2 533 099	2 412 475	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu		3 924 000	1,22	7 697 946	1 196 820	4 787 280	-	-
		Hmotnost jeřábu a břemena		6003720	1,16	-	-	-	7 033 958	7 033 958
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	204 293	1,22	φ5	φ5	-	φ5	-
			Pohon zdvihu zahrnut			-	-	324 009	-	-
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu		135 950	1,22	165 859	165 859	165 859	165 859	165 859
		Zatížení sněhem a námrazou		55 803	1,22	68 080	68 080	68 080	68 080	68 080
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene			3 924 000	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			48 571	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		Statické	4 905 000	-	-	-	-	-	-
			Dynamické	5 628 586	-	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			3 936 800	-	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti						1,34				
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu					1,1	-				
Suma svislých sil - y						9 789 840	3 719 680	7 480 036	7 034 076	7 034 076
Suma vodorovných sil - x						857 780	857 780	870 365	834 014	834 014

Tabulka kombinace zatížení C

Kategorie zatížení	Zatížení			Hodnota [N]	Kombinace zatížení C									
					Dílčí součinitel bezpečnosti	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		2 079 720	1,1	2 402 077	2 287 692	2 402 077	2 287 692	2 287 692	2 287 692	2 287 692	2 287 692	2 287 692
		Hmotnost břemena zdvihu		3 924 000	1,1	-	-	-	4 316 400	4 316 400	4 316 400	4 316 400	4 316 400	-
		Hmotnost jeřábu a břemena		6003720	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	204 293	1,1	-	-	φ5	-	-	-	-	-	-
			Pohon zdvihu zahrnut			-	-	-	-	-	-	-	-	
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu		135 950	1,16	-	-	157 702	-	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou		55 803	1,1	-	61 383	-	-	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene			3 924 000	1,1	6 940 771	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			48 571	1,16	-	56 342	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		Statické	4 905 000	1,1	-	-	5 395 500	-	-	-	-	-	-
			Dynamické	5 628 586	1,1	-	-	8 073 644	-	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			3 936 800	1,1	-	-	-	-	-	5 629 624	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti						1,22								
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu					1,1	-								
Suma svislých sil - y						9 283 469	2 287 692	7 751 417 10 406 649	6 567 165	6 567 165	6 567 165	6 604 092	6 567 165	2 287 692
Suma vodorovných sil - x						905 952	117 726	861 956 **1 211 524**	563 403	563 403	6 193 027	563 403	563 403	