



# 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 KONTEJNEROVÝ JEŘÁB

CONTAINER GANTRY CRANE

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Václav Straka

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2020

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Václav Straka**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

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 kontejnerový jeřáb

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studie kolejového portálového jeřábu vybaveného závěsným rámem pro manipulaci s kontejnery. Portálový jeřáb slouží pro manipulaci s kontejnery na překladišti a slouží pro překládku mezi návěsy/přívěsy kamionů, železničními vagony a transportními prostředky v rámci překladiště. Návrh zahrnuje kolejové pojezdové ústrojí, pohon pojezdu, nosnou konstrukci portálu jeřábu.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost jeřábu 40 t.

### Cíle bakalářské práce:

Stručná rešerše obdobných zařízení pro kontejnerová překladiště.

Koncepční studie kolejového portálového jeřábu.

Výpočet základních funkčních parametrů.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Podsestava svařence hlavního rámu.

Výkres podsestavy podvozku.

### Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

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 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh a konstrukční řešení kolejového portálového jeřábu určeného pro manipulaci a nakládku kontejnerů nacházejících se v prostoru kontejnerového terminálu. Jde tedy o návrh hlavních nosných komponent jeřábu včetně kontroly pevnosti jejich částí, dále o návrh podvozkové části. Výstupem této bakalářské práce je výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Kolejový portálový jeřáb, portálový jeřáb, nosný rám, pevnostní výpočet, prutový model, kolejový podvozek, svařovaná konstrukce, kontejnerový terminál

## ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is the design and construction solution of a rail gantry crane intended for handling and loading of containers located in the space of the container terminal. It is therefore a design of the main supporting components of the crane, including checking the strength of their parts, as well as the design of the chassis part. The output of this bachelor thesis is drawing documentation.

## KEYWORDS

Rail gantry crane, gantry crane, supporting frame, strength calculation, rail bogie, welded construction, container terminal

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STRAKA, V. *Kolejový portálový jeřáb*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 69 s. Vedoucí diplomové práce Přemysla Pokorného.

## 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 21. května 2021

.....

Václav Straka

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady, trpělivost a ochotu během vedení této bakalářské práce.

Také bych chtěl poděkovat své rodině za podporu, kterou mi poskytovala během celého studia.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Cíle práce .....	11
2 Kontejnerové terminály .....	12
2.1 Jednotlivá přepravní zařízení uvnitř terminálu .....	14
2.1.1 Automaticky vedené vozidlo AGV .....	14
2.1.2 Automatická obkročná vozidla ALV .....	15
2.1.3 Nákladní automobil .....	15
2.2 Jednotlivé typy jeřábu v kontejnerových terminálech .....	16
2.2.1 Nábřežní jeřáb QC .....	16
2.2.2 Kolejový portálový jeřáb RMG .....	17
2.2.3 Portálový jeřáb s pneumatickým gumovým podvozkem RTG .....	18
2.2.4 Automatický stohovací jeřáb ASC .....	18
3 Koncepce jeřábu .....	19
3.1 Konstrukce .....	19
3.2 Zvedací ústrojí .....	19
3.3 Pojezdové ústrojí .....	21
3.4 Vyhodnocení koncepčního návrhu .....	21
4 Výpočet zatížení .....	23
4.1 Informace o jeřábu .....	23
4.2 Určení druhu provozu .....	23
4.2.1 Druhy provozů .....	23
4.2.2 Určení počtu pracovních cyklů za rok .....	23
4.2.3 Určení poměrného zatížení .....	24
4.2.4 Určení pracovní rychlosti .....	24
4.2.5 Zhodnocení druhu provozu .....	24
4.3 Zatížení jeřábu .....	25
4.3.1 Pravidelná zatížení .....	25
4.3.2 Občasná zatížení .....	25
4.3.3 Výjimečná zatížení .....	26
4.3.4 Účinky při zdvihávání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu .....	26
4.3.5 Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu .....	26
4.3.6 Náhlé uvolnění části břemene zdvihu .....	28
4.3.7 Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu .....	28
4.3.8 Zatížení způsobená zrychlením pohonu jeřábu .....	28
4.3.9 Součinitel zkušebního zatížení břemene .....	29



4.4	Přehled součinitelů.....	29
4.5	Zatížení působící na jeřáb .....	30
4.5.1	Zatížení od hmotnosti jeřábu .....	30
4.5.2	Zatížení od hmotnosti břemene zdvihu .....	30
4.5.3	Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene.....	30
4.5.4	Zatížení od zrychlení zdvihového pohonu.....	31
4.5.5	Zatížení způsobená větrem za provozu .....	31
4.5.6	Zatížení od zdvihání volně ležícího břemene .....	32
4.5.7	Zatížení způsobená větrem mimo provoz.....	33
4.5.8	Zatížení sněhem a námrazou .....	34
4.5.9	Zatížení při zkouškách dynamických a statických .....	35
4.5.10	Zatížení způsobená nouzovým zastavením .....	36
4.6	Přehled zatížení.....	39
4.7	Kombinace zatížení.....	40
4.7.1	Celkový součinitel hmotnosti břemene .....	40
4.7.2	Celkový součinitel hmotnost jeřábu .....	40
5	Návrh konstrukce jeřábu, pevnostní výpočty .....	41
5.1	Volba materiálu.....	41
5.2	Určení vnitřních sil působících na jeřábovou konstrukci .....	41
5.2.1	Model.....	42
5.2.2	Hlavní skříňový nosník.....	43
5.2.3	Podvozkový skříňový nosník .....	46
5.2.4	Stojina.....	49
5.3	Podvozek.....	54
5.3.1	Návrh pojezdového ústrojí .....	54
5.3.2	Motor .....	54
5.3.3	Převodovka .....	54
5.3.4	Volba motoru a převodového ústrojí.....	55
	Závěr.....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	60
	Seznam příloh.....	65

## ÚVOD

Přeprava zboží je v dnešním světě základ ekonomiky většiny vyspělých států. Její význam ve spojení s rostoucí globalizací trhu neustále roste. Není proto divu, že se tento segment rozvíjí spolu s rostoucími požadavky na přepravu materiálu, zboží. V tomto sektoru hraje prim námořní kontejnerová doprava, která výrazně snižuje finanční nároky na přepravu. Mezi největší lodě tohoto typu patří například HMM Algericas, která pojme až 23 964 TEU (TEU = 20' kontejner), proto také veškerá manipulační technika a překladiště se těmto požadavkům musí neustále přizpůsobovat. K tomu velkou měrou přispívají portálové jeřáby, bez kterých by byla vykládka z lodí, uskladnění a nakládka na pozemní dopravní prostředky značně zdlouhavá a náročná.

V této bakalářské práci se budu zabývat konstrukčním návrhem, pevnostními výpočty kolejového portálového jeřábu, pak také zejména samotným kolejovým mechanismem.

# 1 CÍLE PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je koncepční návrh kolejového portálového jeřábu pro manipulaci a nakládku lodních kontejnerů v přístavním kontejnerovém terminálu. Hlavní obsah této práce se týká převážně koncepčního návrhu nosné konstrukce kolejového portálového jeřábu a následného vyhodnocení silových účinků působících na nosnou konstrukci jeřábu. Tyto účinky se budou vyhodnocovat za pomoci programu SCIA Engineer 2019. Další částí této práce je výkresová dokumentace důležitých částí jeřábu a podvozkové části za pomoci programu Autodesk Inventor Professional 2021 a AutoCAD Mechanical 2021.

Shrnutí cílů práce:

1. Vypracovat technickou zprávu obsahující:
  - a. Konstrukční návrh portálového jeřábu
  - b. Základní pevnostní výpočty nosné konstrukce
2. Vypracovat výkresovou dokumentaci obsahující:
  - a. Výkres sestavy jeřábu
  - b. Výkresy dle pokynů vedoucího práce

## 2 KONTEJNEROVÉ TERMINÁLY

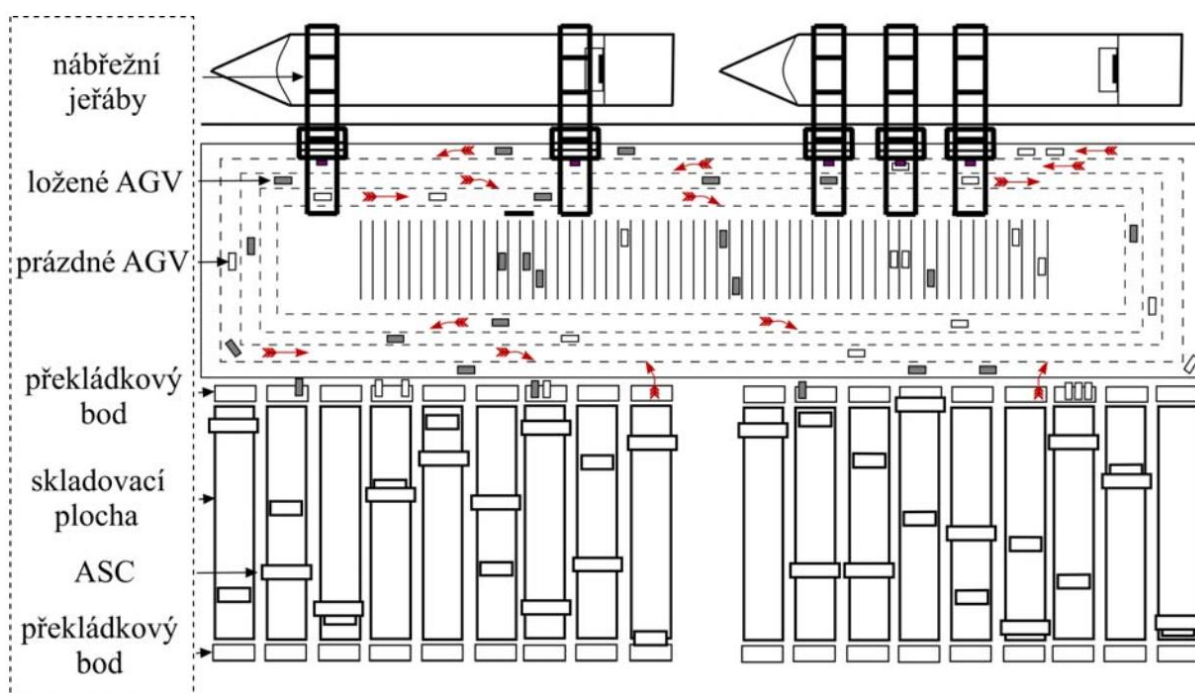
Velké kontejnerové terminály slouží k propojení lodní nákladní kontejnerové dopravy a ostatních typů pozemní přepravy, jako je například kamionová doprava a nákladní železniční doprava. Jelikož nároky na tyto terminály jsou stále vyšší, musí se neustále vyvíjet i technika a systémy používané v těchto terminálech. Proto optimalizace jednotlivých úkolů a zavádění nových technologií vede k celkové úspoře času a tím zvyšuje efektivitu přepravených kontejnerů.



Obr.1 Přístavní terminál v Hamburгу [9]

Většina kontejnerových terminálů je rozdělena na několik míst s jasně danou funkcí, kterou plní v celém procesu logistiky v daném terminálu. Standartní rozložení většiny terminálů jedle [3] následující:

- nábrežní hrana pro kotvení kontejnerových lodí
- plocha pro přepravu kontejnerů uvnitř terminálu
  - přepravní plocha mezi nábrežní hranou a skladovací plochou
  - přepravní plocha mezi skladovací plochou a plochou pro přepravu kontejnerů do vnitrozemí
- skladovací plocha pro uskladnění kontejnerů
- plocha pro přemístění kontejnerů do vnitrozemí



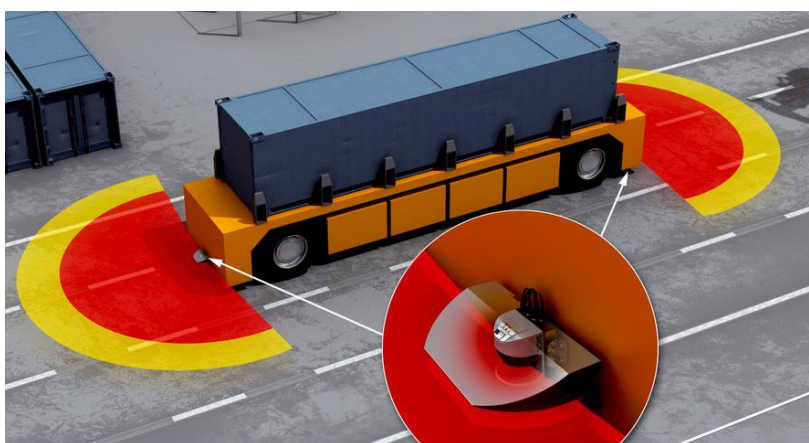
Obr.2 Schéma kontejnerového terminálu [3]

Pro přepravu kontejnerů mezi jednotlivými plochami terminálu, jejich vykládky, nakládky, uskladňování a následné expedici slouží několik typů zařízení. Patří mezi ně různé typy jeřábů (nábrežní jeřáb QC, kolejový portálový jeřáb RMG, portálový jeřáb s pneumatickým gumovým podvozkem RTG, automatický stohovací jeřáb ASC) a nosičů sloužících pro přepravu kontejnerů po terminálu (nákladní automobily, automaticky vedená vozidla AGV, obkročná vozidla nebo automatická obkročná vozidla ALV) [3], [4].

## 2.1 JEDNOTLIVÁ PŘEPRAVNÍ ZAŘÍZENÍ UVNITŘ TERMINÁLU

### 2.1.1 AUTOMATICKY VEDENÉ VOZIDLO AGV

Alternativou k nákladním automobilům jsou automaticky vedená vozidla AGV. Jejich nevýhodou je vysoká pořizovací a provozní cena. Naopak výhodou těchto zařízení je zvýšení efektivity přepravy, zrychlení celého procesu a v neposlední řadě i absence nákladů na obsluhu. K jednomu nábrežnímu jeřábu bývá obvykle přiřazeno 5-8 AGV. Samotné AGV je vybaveno čidlem, které brání kolizi. Pohyb AGV po vozovce je umožněn pomocí transpondérů instalovaných na povrchu vozovky a pomocí laserového navádění. Při využití AGV je přepravní plocha mezi nábrežní a skladovací plochou rozdělena na zóny, které definují za pomoci počítače jízdu AGV. Některá AGV jsou vybavena dvěma zvedacími plošinami, které mohou operovat nezávisle na sobě, což umožňuje opět zvýšit produktivitu a frekvenci nakládky/vykládky. V takovém případě vozidlům odpadá čekací doba na překládkovém bodě u skladovací plochy, kontejner je uložen na odstavnou rampu, kde je posléze vyzvednut jeřábem [3], [2].



Obr.3 Vizualizace AGV [10]

### 2.1.2 AUTOMATICKÁ OBKROČNÁ VOZIDLA ALV

Další variantou přepravy kontejnerů po terminálu bez nutnosti obsluhy jsou automatická obkročná vozidla ALV. ALV operují v celém vnitřním prostoru terminálu a jsou schopna přepravovat pouze jeden kontejner. Jejich předností je schopnost zvedat kontejner jako obkročné vozidlo. Organizace pohybu je zajištěna pomocí GPS. Rozdílem mezi ALV a AGV je, že oproti zařízení AGV je možnost vykonávat stohovací operace. Výhodou všech automatických vozidel je redukce nákladů na pracovní sílu a nevýhodou je naopak jejich vyšší pořizovací cena [3], [1].



Obr.4 ALV při pojíždění v kontejnerovém terminálu [11]

### 2.1.3 NÁKLADNÍ AUTOMOBIL

V minulosti nejčastěji se vyskytujícím řešením přepravy kontejnerů po terminálech, dnes spíše výjimečný způsob dopravy kontejnerů využívaný převážně v zastaralých překladištích či afrických státech. Tyto nákladní automobily jsou řízeny řidičem, mají různé variace a bývají kapacitně vylepšovány několika přívěsy navíc. Neslouží k překládce, a proto vyžadují další jeřáby pro překládku, což opět zvyšuje nároky na synchronizaci jeřábů a automobilů tak, aby nedocházelo k čekání na jedné straně jeřábů a na druhé straně přistavených automobilů [3], [2].

## 2.2 JEDNOTLIVÉ TYPY JEŘÁBU V KONTEJNEROVÝCH TERMINÁLECH

### 2.2.1 NÁBŘEŽNÍ JEŘÁB QC

Nábřežní jeřáb slouží k nakládce a vykládce kontejnerů v prostoru nábřežní hrany. Pohyb nábřežního jeřábu po nábřežní hraně je uskutečňován po kolejové dráze. Jeřáby se dělí do několika kategorií, z nichž jako první je možno uvést rozlišení podle velikosti lodí, kterou jsou schopny obsloužit:

- jeřáby typu „Panamax“ schopné překládky lodí disponujícími 11-13 řadami kontejnerů na šířku, dosah ramene je 30-40 m
- jeřáby typu „Post Panamax“ schopné překládky lodí disponujícími 17-19 řadami kontejnerů na šířku, dosah ramene je 45-55 m
- jeřáby typu „Super-Post Panamax“ schopné překládky lodí disponujícími 21-23 řadami kontejnerů na šířku, dosah ramene je 60-65 m.

Tyto jeřáby mohou být dále rozlišeny dle mechanizace ramena na:

- vysokoprofilové se sklápěcím ramenem nad vodní plochou umožňující zakotvení lodí
- nízkoprofilové s ramenem, jež je možno zasunout či vysunout nad palubu lodí.

Dalším specifíkem nábřežních jeřábů je, zdali využívají jeden nebo dva trolejové vozíky. Zatímco první trolejový vozík je ovládán obsluhou jeřábu a překládá kontejnery z lodi podél ramena složením na odstavnou rampu, druhý automatizovaný trolejový vozík slouží k odebrání kontejneru z odstavné rampy a uložení kontejneru na dopravní prostředek. U jeřábů s pouze jedním trolejovým vozíkem je celý proces nakládky realizován jen tímto jedním zařízením, proto přeložení z lodi na přepravní prostředek trvá výrazně déle [3].



Obr.5 Vykládání kontejnerů pomocí nábřežních jeřábů [12]



### 2.2.2 KOLEJOVÝ PORTÁLOVÝ JEŘÁB RMG

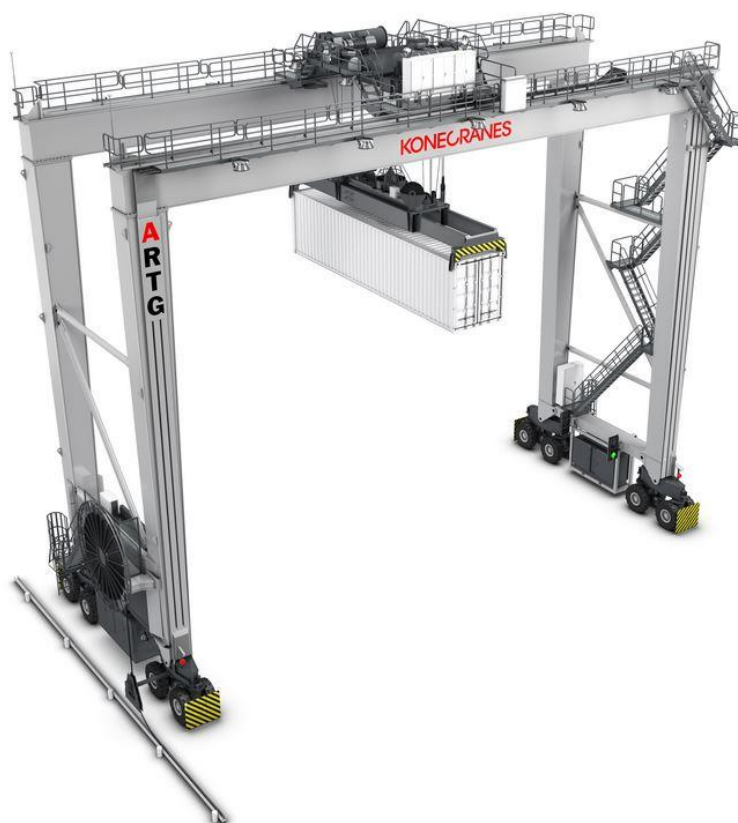
Kolejové portálové jeřáby slouží ke stohování kontejnerů ve skladovací ploše pro uskladnění kontejnerů, ale také k jejich následnému naložení, a to buď na nosič, který kontejner odveze na další stanoviště, nebo rovnou na vlak či kamion. Výhodou kolejového portálového jeřábu je především možnost obsloužit i více než 10 řad kontejnerů a tím šetřit skladovací plochu.



Obr.6 Kolejový portálový jeřáb při nakládání kontejnerů na kolejové vozidlo [17]

### 2.2.3 PORTÁLOVÝ JEŘÁB S PNEUMATICKÝM GUMOVÝM PODVOZKEM RTG

Tento typ portálového jeřábu se oproti RMG liší hlavně podvozkem. Podvozek je zároveň jeho výhodou i nevýhodou. Díky jeho kolovému pneumatickému podvozku se může velmi snadno přesunout do jiného bloku. Flexibilita je jeho hlavní výhodou oproti RMG. Tam, kde se ukazují limity jeřábu RTG, je jeho operační šířka. Dokáže obsloužit maximálně 8 řad kontejnerů [3], [2].



Obr.7 RTG portálový jeřáb s pneumatickým podvozkem [13]

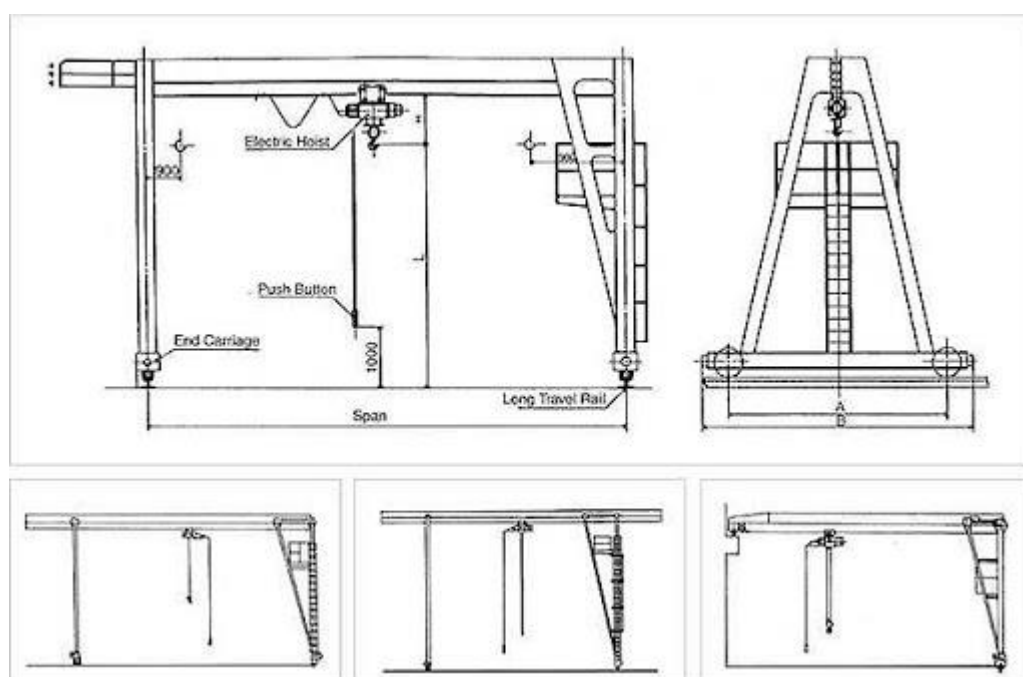
### 2.2.4 AUTOMATICKÝ STOHOVACÍ JEŘÁB ASC

Jedná se o jeřáb, který díky své automatizaci vyniká nad RMG a RTG svojí rychlostí a přesností uložení, a to díky stohovacím a vychystávacím plánům. Díky tomu se také hodí například pro souběžný chod více jeřábů v jednom bloku, kdy podél bloku vedou koleje dvojí roztečí. Jeřáby, které se po nich posouvají, jsou různých velikostí, a tak mohou operovat souběžně díky rozdílným výškám. Toto řešení samozřejmě opět zvyšuje efektivitu [3], [2].

## 3 KONCEPCE JEŘÁBU

### 3.1 KONSTRUKCE

U portálových jeřábů tvoří nosnou konstrukci jeřábu takzvaný portál, který je tvořen jeřábovým mostem a dvěma podpěrami. Most portálového jeřábu může být bez převisu, s převisem na jedné nebo na obou stranách. Horní most může být buď jednonosníkový či dvounosníkový. V našem případě nám jde o to, abychom do prostoru mezi stojinami mohli umístit co nejvíce skladovaných kontejnerů a zároveň nám zbylo dostatek prostoru pro nakládku/vykládku nejen na silniční dopravní prostředky, ale i na železniční [5].

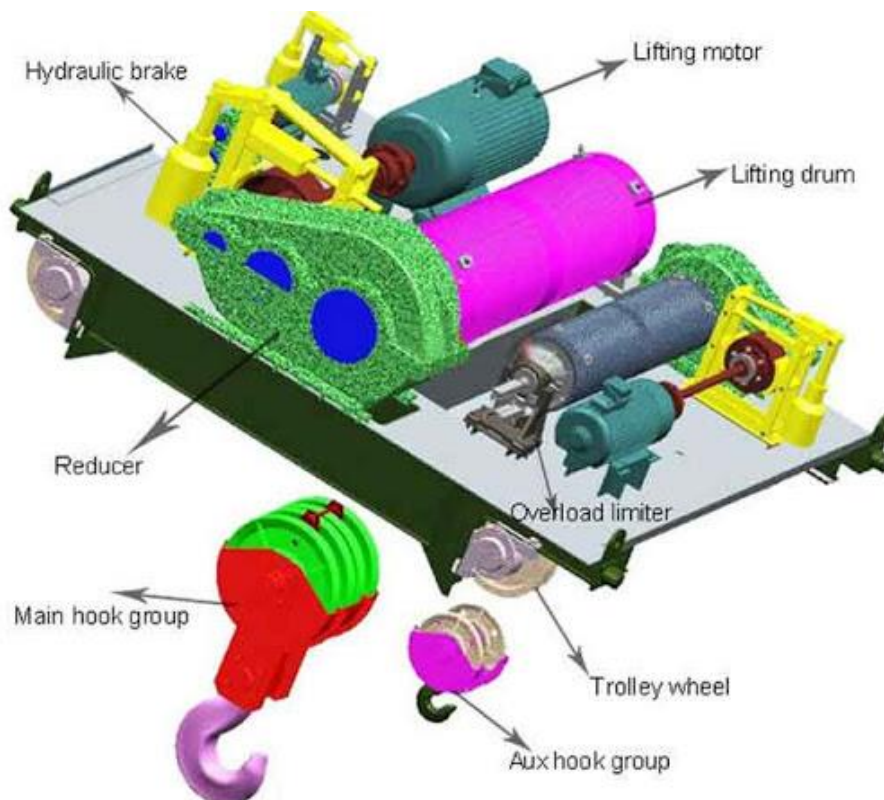


Obr.8 Jednotlivé typy konstrukcí portálového jeřábu [14]:

- Převis na jedné straně (obrázek vlevo dole)
- Převis na obou stranách (obrázek dole uprostřed)
- Polo portálová konstrukce bez převisu (vpravo dole)

### 3.2 ZVEDACÍ ÚSTROJÍ

Zdvih portálového jeřábu je realizován pomocí lana a kladnice, která je pevně připojena k prvku pro uchopení břemene (pásy, magnety, spreader, drapák...). Způsob navíjení lana se u jednotlivých výrobců liší. U některých je využito klasického způsobu navíjení lana na lanový buben, jiní výrobci používají systém vůči sobě posuvných kladek. Vzdálenost mezi nimi se mění pomocí hydraulického přímočarého motoru. U menších typů jeřábu se využívají elektrické lanové či řetězové kladkostroje [5], [4].



Obr.9 Schéma zdvihového ústrojí jeřábové kočky portálového jeřábu [15]

### 3.3 POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ

Portálové jeřáby se pohybují buď na kolejových nebo pneumatických podvozcích. Pneumatické podvozky jsou voleny díky flexibilitě umístění břemene. Toto pojezdové ústrojí je s rámem spojeno pevným čepem, na kterém je vahadlo a dva páry kol. Kolejové podvozky používají k pohybu kolejovou dráhu, po které jezdí kolejový podvozek jeřábu. Tato dráha je daná jejím zastavením do betonového podkladu překladistiště. Samotný podvozek se pak skládá z ocelových kol, které se při počtu větším než je 8 pojezdových kol skládají vždy po dvojicích do vahadel. V případě ještě většího počtu kol se pak vahadla s pojezdovými koly skládají do dalších vahadel, aby se váha portálu rovnoměrně rozprostřela na všechny pojezdová kola podvozku. Na posledních a zároveň největších vahadlech jsou pomocí čepu uloženy nohy portálu [5], [7].



Obr.10 Kolejový podvozek portálového jeřábu typu RMG [16]

### 3.4 VYHODNOCENÍ KONCEPČNÍHO NÁVRHU

V tomto kroku budu vyhodnocovat nejvhodnější koncepční návrh pomocí metody vážených koeficientů. Některé kombinace byly z hodnocení vyřazeny:

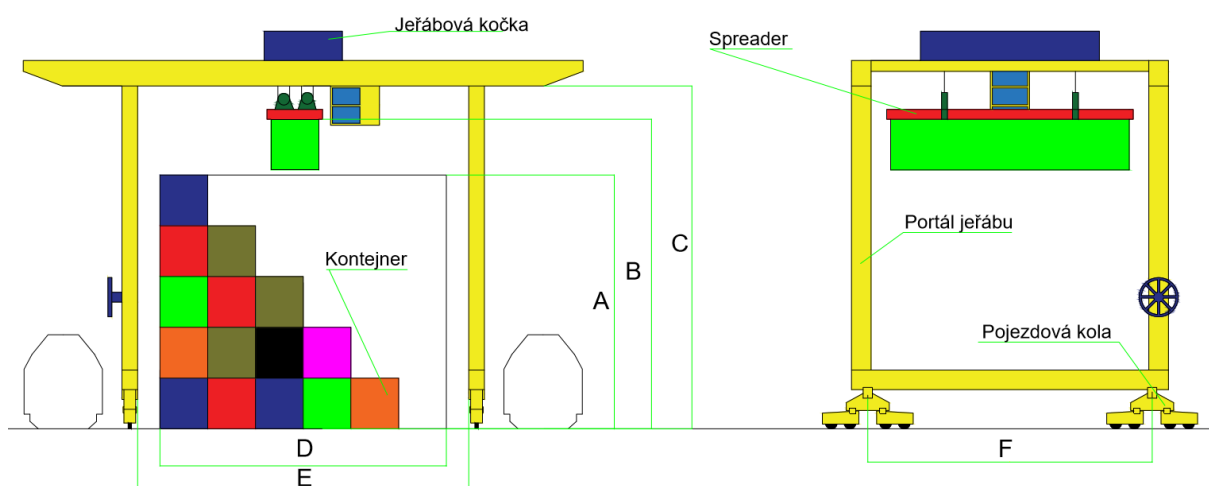
Veškeré jeřáby typu RTG byly z výběru vyřazeny kvůli tomu, že bylo zadáno, že se musí jednat o jeřáb na kolejovém podvozku. Ve výběru nehrál vliv ani způsob uchycení břemene. Jelikož jeřáb má sloužit pro přemísťování kontejnerů je nutné použít k uchycení břemene spreader. Způsob zdvihu také nehrál roli, protože se kladkostroje s potřebnou specifikací skoro nevyrábí, a proto bude použit systém s jeřábovou kočkou, s navíjením lana na lanový buben a s vrchní a spodní kladnicí připojenou ke spreaderu.

Tab.1 Parametry hodnocení a typy jednotlivých řešení

Hodnocené parametry, hodnota priority	RMG Jedno nosníkový bez přesahů	RMG Dvou nosníkový bez přesahů	RMG Dvou nosníkový s přesahem na jedné straně	RMG Dvou nosníkový s přesahy na obou stranách
Prostor pro skladování (4)	1	3	3	3
Nakládká/vykládká (4)	1	1	2	3
Velikost jeřábu (1)	3	2	1	1
Cena (3)	3	2	1	1
<b>Součet</b>	20	22	24	<b>28</b>

Z tabulky vyplývá, že nejvhodnějším typem kolejového portálového jeřábu pro naše kritéria je kolejový portálový jeřáb a přesahy po obou stranách.

Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce jsem navrhl finální koncepci kolejového portálového jeřábu.



Obr.11 Koncepční uspořádání se dvěma místy pro kolejová vozidla

Tab.2 Popis a rozměry jednotlivých délek, patřící k obrázku koncepčního uspořádání

Popis rozměru	Hodnota [m]	Označení
Výška úložného prostoru	13	A
Zdvih jeřábu	16,1	B
Světlá výška pod nosníkem	17,6	C
Šířka úložného prostoru	14,7	D
Vzdálenost mezi stojinami	16,7	E
Vzdálenost čepů podvozku	15,2	F

## 4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

### 4.1 INFORMACE O JEŘÁBU

Informace o parametrech portálového jeřábu byly nepřímo zadány vedoucím práce, kdy bylo zadáno, že mezi stojinami jeřábu musí projít jeden 40 stop dlouhý kontejner, či dva 20 stop dlouhé kontejnery. Rovněž bylo zadáno, že pod přesahem na každé straně musí být dostatečný prostor pro nakládání železničního vozidla a zároveň pod portálem dostatečná skladovací kapacita pro blok, složená z 6 horizontálně a 5 vertikálně umístěných kontejnerů.

Tab.3 Základní hodnoty jeřábu

Parametry	Jmenovitá nosnost jeřábu	Výška zdvihu	Rozpětí portálu	Šíře portálu	Vzdálenost mezi stojinami
Hodnoty jeřábu	40 t	16,1 m	28,7 m	16,7 m	14,2 m

### 4.2 URČENÍ DRUHU PROVOZU

V následujících krocích postupuji podle [23].

#### 4.2.1 DRUHY PROVOZŮ

Jeřáby rozdělujeme na základě provozních podmínek, ve kterých pracují, na 4 druhy provozů:

- Lehký
- Střední
- Těžký
- Velmi těžký

#### 4.2.2 URČENÍ POČTU PRACOVNÍCH CYKLŮ ZA ROK

Jelikož tento parametr nebyl zadán, volíme ho odhadem. Pro inspiraci posloužily katalogy výrobců obdobných zařízení.

$$T_r > 80000 \quad (1)$$

kde je:

$T_r$  [-] počet pracovních cyklů za rok

#### 4.2.3 URČENÍ POMĚRNÉHO ZATÍŽENÍ

Poměrné zatížení  $q$  je poměr průměrného zatížení mechanismu k celkovému zatížení při jmenovitém břemenu a udává se v procentech [18].

Pokud poměrné zatížení není specifikováno jako v našem případě, volíme poměrné zatížení 60 %.

$$q = 60 \quad (2)$$

kde je:

$q$  [%] poměrné zatížení

#### 4.2.4 URČENÍ PRACOVNÍ RYCHLOSTI

Jelikož tento parametr rovněž nebyl zadán, posloužily pro odhad tohoto parametru katalogové parametry jiných výrobců obdobných zařízení.

$$v_h \leq 25 \quad (3)$$

$$v_p \leq 60 \quad (4)$$

kde je:

$v_h$  [ $m \cdot min^{-1}$ ] rychlost zdvihu břemene

$v_p$  [ $m \cdot min^{-1}$ ] rychlost pojezdu jeřábu

#### 4.2.5 ZHODNOCENÍ DRUHU PROVOZU

Tab.4 Přiřazení srovnávacích čísel k hodnotám

Počet pracovních cyklů za rok $Tr$	Srovnávací číslo	Poměrné zatížení $q$ [%]	Srovnávací číslo	Pracovní rychlosti [ $m/min$ ]		Srovnávací číslo
				zdvihací	pojízďecí	
do 20000	1	do 30	1	do 8	do 50	1
20000 až 50000	2	30 až 60	<b>2</b>	8 až 25	50 až 100	<b>2</b>
přes 50000	<b>3</b>	přes 60	3	přes 25	přes 100	3

Součet srovnávacích čísel je 5.



Tab.5 Určení druhu provozu

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

Z hodnot v tabulce vyplývá, že se jedná o těžký druh provozu.

### 4.3 ZATÍŽENÍ JEŘÁBU

Zatížení působící na jeřáb se dělí do tří skupin podle množství výskytu na pravidelná, občasná a výjimečná. Výpočty prováděné v podkapitolách jsou prováděny podle [19], [21].

#### 4.3.1 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

Zatížení působící na jeřáb velmi často za standartního provozu.

- Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
- Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
- Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
- Zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu
- Zatížení způsobená přetvořením/přemístěním

#### 4.3.2 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

Občasná zatížení se díky svému občasnému výskytu při výpočtu na únavu obvykle zanedbávají.

- Zatížení způsobená větrem za provozu
- Zatížení způsobená sněhem a námrazou
- Zatížení způsobená změnami teploty
- Zatížení způsobená přičením

### 4.3.3 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

Výjimečná zatížení se vyskytují jen zřídka, a proto se obvykle také zanedbávají při výpočtu na únavu

- Zatížení způsobená zdviháním ležícího břemene za výjimečných okolností
- Zatížení způsobená větrem mimo provoz
- Zatížení při zkouškách
- Zatížení způsobená silami na nárazníky
- Zatížení způsobená klopícími silami
- Zatížení způsobená nouzovým zastavením
- Zatížení způsobená selháním mechanismů nebo částí
- Zatížení způsobená vnějším dynamickým buzením základů jeřábu
- Zatížení způsobená při montáži a demontáži

### 4.3.4 ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Během zdvihání břemene či uvolnění břemene je konstrukce jeřábu vystavena vybuzenému kmitání, což se musí zohlednit jako účinek zatížení. Všechna zatížení způsobená gravitačním účinkem na hmotnosti části jeřábu působí nepříznivě (zvyšují výsledné účinky zatížení). Hmotnost jeřábu se vynásobí součinitelem  $\phi_1$ , který získáme ze vzorce pro gravitační zatížení hmotnosti nepříznivé.

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,05 = 1,05 \quad (5)$$

kde je:

$\phi_1$  [-] dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků působících na hmotnost jeřábu.

$\delta$  [-] hodnota  $\delta$  ( $0 \leq \delta \leq 0,1$ ) závisí na konstrukci jeřábu.

### 4.3.5 SETRVAČNÉ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ SVISLE NA BŘEMENO ZDVIHU

Jeřáb je při zdvihání volně loženého břemene vystaven dynamickým účinkům, které vznikají při převzetí břemene ze země. Tyto účinky zavedeme do výpočtu tím, že se vynásobí součinitel  $\phi_2$  a gravitační síly působící na hmotnost břemene zdvihu.

Tab.6 Výběr z tabulky třídy tuhosti [19]

Třídy tuhosti	Charakteristické svislé přemístění břemene $\delta$	$\beta_2$ [s/m]
HC4	$\delta < 0,15$ m	0,68

Dále přiřazuji pohony zdvihu do třídy HD4

- HD4 bezstupňové ovládání pohonu zdvihu, které provádí plynulé zvyšování rychlosti

Tab.7 Výběr z tabulky charakteristické rychlosti zdvihu [19]

Kombinace zatížení	Třída pohonu zdvihu HD4
A1, B1	$0,5 * V_{h,max}$
C1	$V_{h,max}$

Z tuhostní třídy HC4 a třídy pohonu zdvihu HD4 vyplývá, že  $\phi_{2min}$  je 1,2.  $V_h$  pro  $\phi_2$  je

$$V_h = 0,5 * V_{h,max} = 0,5 * 0,6 = 0,3 \quad (6)$$

a pro  $\phi_{2C}$  je

$$V_h = V_{h,max} = 0,6 \quad (7)$$

kde je:

$V_{h,max}$  [m/s] maximální ustálená rychlost břemene

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 * V_h = 1,2 + 0,68 * 0,3 = 1,404 \doteq 1,4 \quad (8)$$

$$\phi_{2C} = \phi_{2min} + \beta_2 * V_{h,max} = 1,2 + 0,68 * 0,6 = 1,608 \doteq 1,61 \quad (9)$$

kde je:

$\phi_2$  [-] dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene

$\phi_{2C}$  [-] dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene pro zohlednění výjimečné situace

$\phi_{2min}$  [-] minimální velikost  $\phi_2$  a  $\phi_{2C}$

$\beta_2$  [s/m] součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu

$V_h$  [m/s] charakteristická zdvihová rychlost břemene

$V_{h,max}$  [m/s] maximální ustálená rychlost břemene

#### 4.3.6 NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENE ZDVIHU

U portálového kontejnerového jeřábu je tato situace velmi nepravděpodobná, avšak nedá se zcela vyloučit. Může k ní dojít například prasknutím lana nebo selháním či technickou závadou na spreaderu, a proto s ní musíme počítat.

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} (1 + \beta_3) = 1 - \frac{30}{40} (1 + 1) = -0,5 \quad (10)$$

kde je:

$\phi_3$  [-] dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemene zdvihu

$\Delta m_H$  [t] uvolněná část břemene zdvihu

$m_H$  [t] hmotnost břemene zdvihu

$\beta_3$  [1] pro jeřáby s magnetem nebo s podobným prostředkem s rychlým uvolněním

#### 4.3.7 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Jelikož se jeřáb bude pohybovat po kolejích s téměř žádnými nebo zanedbatelnými nerovnostmi povrchu, uvažujeme dynamický součinitel zatížení způsobených pojezdem po nerovném povrchu.

$$\phi_4 = 1 \quad (11)$$

kde je:

$\phi_4$  [-] dynamický součinitel zatížení způsobených pojezdem po nerovném povrchu

#### 4.3.8 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONU JEŘÁBU

Tyto zatížení vznikají působením hnacích sil, které vznikají jak při zrychlení, tak při brzdění. 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  $\Phi_5$  náleží intervalu  $1 \leq \Phi_5 \leq 1,5$ .

Zvoleno:

$$\phi_5 = 1,2 \quad (12)$$

kde je:

$\phi_5$  [-] dynamický součinitel zatížení způsobených zrychlením pohonů

#### 4.3.9 SOUČINITEL ZKUŠEBNÍHO ZATÍŽENÍ BŘEMENE

Zkušební zatížení se provádí v provozním uspořádání jeřábu a jeho systém nesmí být žádným způsobem upravován (například zavěšené protizávaží).

1) Dynamické zkušební zatížení

Při této zkoušce se jeřábem přemísťuje břemeno, které je o 10 % těžší než břemeno jmenovité nosnosti, způsobem, kterým bude jeřáb běžně používán.

$$\Phi_{6dyn} = 0,5 * (1 + \phi_2) = 0,5 * (1 + 1,4) = 1,2 \quad (13)$$

kde je:

$\Phi_{6dyn}$  [-] součinitel zkušebního zatěžování při dynamických zkouškách

$\phi_2$  [-] dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene

2) Statické zkušební zatížení

Při statické zkoušce jeřáb břemeno nikam nepřemísťuje, ale pouze se na něj zavěsí břemeno, které je minimálně o 25 % těžší než břemeno jmenovité nosnosti jeřábu.

$$\Phi_{6stat} = 1 \quad (14)$$

kde je:

$\Phi_{6stat}$  [-] součinitel zkušebního zatěžování při statických zkouškách

#### 4.4 PŘEHLED SOUČINITELŮ

Tab.8 Přehled součinitelů

Součinitel	Název	Hodnota
$\Phi_1$	dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků působících na hmotnost jeřábu	1,05
$\Phi_2$	dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene	1,4
$\Phi_{2C}$	dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene pro zohlednění výjimečné situace	1,61
$\Phi_3$	dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemene zdvihu	-0,5
$\Phi_4$	dynamický součinitel zatížení způsobených pojezdem po nerovném povrchu	1
$\Phi_5$	dynamický součinitel zatížení způsobených zrychlením pohonů	1,2
$\Phi_{6dyn}$	součinitel zkušebního zatěžování při dynamických zkouškách	1,2
$\Phi_{6stat}$	součinitel zkušebního zatěžování při statických zkouškách	1

## 4.5 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA JEŘÁB

V následujících podkapitolách se budeme věnovat výpočtu různých druhů zatížení. Tyto zatížení budeme následně potřebovat k určení kombinací a následnému zhodnocení. Následující podkapitoly jsou prováděny dle [19].

### 4.5.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU

Protože zatím neznáme přesně hmotnost jeřábu, tak ji odhadneme z katalogů výrobců obdobných portálových jeřábů.

$$Q_1 = m_j * g = 140\ 000 * 9,81 = 1373400 \quad (15)$$

kde je:

$Q_1$  [N] zatížení od hmotnosti jeřábu

$m_j$  [kg] hmotnost jeřábu

$g$  [ $m*s^{-2}$ ] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

### 4.5.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENE ZDVIHU

Jmenovitá hmotnost břemene je určena v zadání této bakalářské práce.

$$Q_2 = m_b * g = 40\ 000 * 9,81 = 392400 \quad (16)$$

kde je:

$Q_2$  [N] zatížení od hmotnosti břemene

$m_b$  [kg] maximální hmotnost břemene

$g$  [ $m*s^{-2}$ ] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

### 4.5.3 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A BŘEMENE

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 = 1373400 + 392400 = 1765800 \quad (17)$$

kde je:

$Q_3$  [N] zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene

$Q_1$  [N] zatížení od hmotnosti jeřábu

$Q_2$  [N] zatížení od hmotnosti břemene

**4.5.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ ZDVIHOVÉHO POHONU**

$$Q_4 = ((m_b + m_s) * g) * a = ((40000 + 20000) * 9,81) * 0,25 = 147150 \quad (18)$$

kde je:

- $Q_4$  [N] zatížení od zrychlení pohonů  
 $m_b$  [kg] maximální hmotnost břemene  
 $m_s$  [kg] hmotnost nepřetržitého zatížení (spreader, kladnice....)  
 $g$  [m\*s<sup>-2</sup>] tíhové zrychlení v gravitačním poli země (g=9,81)  
 $a$  [m\*s<sup>-2</sup>] zrychlení udělující pohony zdvihu

**4.5.5 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM ZA PROVOZU**

Pro náš případ volíme stupeň větru za provozu „obvyklý“. Uvažujeme, že vítr působí kolmo na podélnou osu jeřábu.

$$v_{(3)} = 1,5 * \bar{v} = 1,5 * 13,3 = 19,9 \doteq 20 \quad (19)$$

kde je:

- $v_{(3)}$  [m\*s<sup>-1</sup>] rychlost nárazu větru  
 $\bar{v}$  [m\*s<sup>-1</sup>] střední rychlost větru

Dále vypočteme velikost tlaku  $q_{(3)}$  působícího na plochu 1 m<sup>2</sup> při síle větru  $v_{(3)}$ .

$$q_{(3)} = 0,5 * \rho * v_{(3)}^2 = 0,5 * 1,25 * 20^2 = 250 \quad (20)$$

kde je:

- $q_{(3)}$  [N\*m<sup>-2</sup>] tlak působící na plochu při síle větu  $v_{(3)}$   
 $\rho$  [kg\*m<sup>-3</sup>] hustota vzduchu (1,25)  
 $v_{(3)}$  [m\*s<sup>-1</sup>] rychlost nárazu větru

Tab.9 Aerodynamické koeficienty a plochy, na které vítr působí

Plocha zatěžovaná větrem	c [-]	A <sub>p</sub> [m <sup>2</sup> ]
Plocha jeřábu	2	51,7
Plocha břemene	2,1	31,6
Ostatní plochy	1,5	6

Následně provedeme výpočet zatížení od větru, a to na konstrukci jeřábu, břemeno a ostatní komponenty.

$$Q_{5k} = q_{(3)} * c * A_p = 250 * 2 * 51,7 = 25850 \quad (21)$$

$$Q_{5b} = q_{(3)} * c * A_p = 250 * 2,1 * 31,6 = 16590 \quad (22)$$

$$Q_{5o} = q_{(3)} * c * A_p = 250 * 1,5 * 6 = 2250 \quad (23)$$

$$Q_5 = Q_{5k} + Q_{5b} + Q_{5o} = 25850 + 16590 + 2250 = 44690 \quad (24)$$

kde je:

$Q_{5k}$  [N] zatížení na konstrukci způsobené větrem

$Q_{5b}$  [N] zatížení na břemeno způsobené větrem

$Q_{5o}$  [N] zatížení na ostatní komponenty jeřábu způsobené větrem (spreader, kola podvozku, motory...)

$Q_5$  [N] celkové zatížení způsobené větrem

$q_{(3)}$  [N\*m<sup>-2</sup>] tlak působící na plochu při síle větu  $v_{(3)}$

$c$  [-] aerodynamický koeficient pro uvažovaný prvek

$A_p$  [m<sup>2</sup>] plocha pro uvažovaný prvek, na který působí vítr

#### 4.5.6 ZATÍŽENÍ OD ZDVHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

Během zdvihání volně loženého břemene vzniká buzení, které je třeba zohlednit ve výpočtu, a to v nejméně příznivé situaci tedy C1 (maximální rychlost zdvihu jeřábu).

$$Q_6 = m_b * g * \phi_{2C} = 40000 * 9,81 * 1,61 = 631764 \quad (25)$$

kde je:

$Q_6$  [N] zatížení od zdvihání volně loženého tělesa

$m_b$  [kg] maximální hmotnost břemene

$g$  [m\*s<sup>-2</sup>] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

$\phi_{2C}$  [-] dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene pro zohlednění výjimečné situace



#### 4.5.7 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM MIMO PROVOZ

Tímto zatížením se rozumí zatížení způsobená větrem ovšem mimo pracovní proces (bez zavěšeného břemene).

Pro náš případ uvažujeme, že vítr působí kolmo na podélnou osu jeřábu stejně jako v případě působení větru za provozu.

$$v_{(z)} = f_{rec} * \left[ \left( \frac{z}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right] * v_{ref} = 0,8733 * \left[ \left( \frac{16,4}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right] * 24 = 30,846 \doteq 30,8 \quad (26)$$

kde je:

$v_{(z)}$  [m\*s<sup>-1</sup>] rychlost nárazu větru mimo provoz

$f_{ref}$  [-] součinitel závislý na době návratu (R=10 let z toho vyplývá  $f_{ref}=0,8733$ )

$z$  [m] výška nad terénem

$v_{ref}$  [m\*s<sup>-1</sup>] referenční rychlost větru závislá na lokalitě (v našem případě je to 24m/s)

Dále vypočteme velikost tlaku  $q_{(z)}$  působícího na plochu 1 m<sup>2</sup> při síle větru  $v_{(z)}$ .

$$q_{(z)} = 0,5 * \rho * v_{(z)}^2 = 0,5 * 1,25 * 30,8^2 = 592,9 \quad (27)$$

kde je:

$q_{(z)}$  [N\*m<sup>-2</sup>] tlak působící na plochu při síle větu  $v_{(z)}$

$\rho$  [kg\*m<sup>-3</sup>] hustota vzduchu (1,25)

$v_{(z)}$  [m\*s<sup>-1</sup>] rychlost nárazu větru mimo provoz

Tab.10 Aerodynamické koeficienty a plochy, na které vítr působí bez břemene

Plocha zatěžovaná větrem	c [-]	A <sub>p</sub> [m <sup>2</sup> ]
Plocha jeřábu	2	51,7
Ostatní plochy	1,5	6

Následně provedeme výpočet zatížení od větru mimo provoz, a to na konstrukci jeřábu a ostatní komponenty.

$$Q_{7k} = q_{(z)} * c * A_p = 592,9 * 2 * 51,7 = 61305,86 \doteq 61306 \quad (28)$$

$$Q_{7o} = q_{(z)} * c * A_p = 592,9 * 1,5 * 6 = 5336,1 \doteq 5336 \quad (29)$$

$$Q_7 = Q_{7k} + Q_{7o} = 61306 + 5336 = 66642 \quad (30)$$

kde je:

$Q_{7k}$  [N] zatížení na konstrukci způsobené větrem mimo provoz

$Q_{7o}$  [N] zatížení na ostatní komponenty jeřábu způsobené větrem mimo provoz (spreader, kola podvozku, motory...)

$Q_7$  [N] celkové zatížení způsobené větrem mimo provoz

$q_{(z)}$  [N\*m<sup>-2</sup>] tlak působící na plochu při síle větu  $v_{(z)}$

$c$  [-] aerodynamický koeficient pro uvažovaný prvek

$A_p$  [m<sup>2</sup>] plocha pro uvažovaný prvek, na který působí vítr

#### 4.5.8 ZATÍŽENÍ SNĚHEM A NÁMRAZOU

Při pokrytí jeřábu námrazou či sněhem se plochy vystavené větru mimo provoz mohou zvětšit i o 15 % a je nutné s tím počítat.

Tab.11 Aerodynamické koeficienty a plochy s námrazou či sněhem, na které vítr působí

Plocha zatěžovaná větrem	c [-]	$A_p$ [m <sup>2</sup> ]
Plocha jeřábu	2	59,5
Ostatní plochy	1,5	6,9

Následně provedeme výpočet zatížení od větru mimo provoz, a to na konstrukci jeřábu a ostatní komponenty pokryté sněhem či námrazou.

$$Q_{8k} = q_{(z)} * c * A_p = 592,9 * 2 * 59,5 = 70555,1 \doteq 70555 \quad (31)$$

$$Q_{8o} = q_{(z)} * c * A_p = 592,9 * 1,5 * 6,9 = 6136,515 \doteq 6137 \quad (32)$$

$$Q_8 = Q_{8k} + Q_{8o} = 70555 + 6137 = 76692 \quad (33)$$

kde je:

$Q_{8k}$  [N] zatížení na konstrukci způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze

$Q_{8o}$  [N] zatížení na ostatní komponenty jeřábu způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze (spreader, kola podvozku, motory...)

$Q_8$  [N] celkové zatížení způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze

$q_{(z)}$  [N\*m<sup>-2</sup>] tlak působící na plochu při síle větu  $v_{(z)}$  (592,2N/m<sup>2</sup>)

$c$  [-] aerodynamický koeficient pro uvažovaný prvek

$A_p$  [m<sup>2</sup>] plocha pro uvažovaný prvek, na který působí vítr

#### 4.5.9 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH DYNAMICKÝCH A STATICKÝCH

Při zkušebních zatíženích se musí hmotnost zvedaného břemene vynásobit příslušným součinitelem pro danou zkoušku  $\phi_{6dyn}$ ,  $\phi_{6stat}$ .

##### 1) Zatížení při dynamických zkouškách

Jak je uvedeno v bodě 4.3.9 1) je při dynamické zkoušce nutné použít alespoň 110 % zatížení maximální hmotnosti břemene.

$$m_{dyn} = m_b * 1,1 = 40000 * 1,1 = 44000 \quad (34)$$

kde je:

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

$m_b$  [kg] maximální hmotnost břemene

Dynamické zatížení tedy získáme vynásobením dynamického součinitele, tíhového zrychlení a hmotnosti břemene při dynamické zkoušce.

$$Q_{9dyn} = m_{dyn} * g * \phi_{6dyn} = 44000 * 9,81 * 1,2 = 517968 \quad (35)$$

kde je:

$Q_{9dyn}$  [N] zatížení při dynamické zkoušce

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

$\phi_{6dyn}$  [-] součinitel zkušebního zatěžování při dynamických zkouškách

$g$  [m\*s<sup>-2</sup>] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

## 2) Zatížení při statických zkouškách

Jak je uvedeno v bodě 4.3.9 2) je při statické zkoušce nutné použít alespoň 125 % zatížení maximální hmotnosti břemene.

$$m_{stat} = m_b * 1,25 = 40000 * 1,25 = 50000 \quad (36)$$

kde je:

$m_{stat}$  [kg] hmotnost břemene při statické zkoušce  
 $m_b$  [kg] maximální hmotnost břemene

Statické zatížení tedy získáme vynásobením statického součinitele, tíhového zrychlení a hmotnosti břemene při statické zkoušce.

$$Q_{9stat} = m_{stat} * g * \phi_{6stat} = 50000 * 9,81 * 1 = 490500 \quad (37)$$

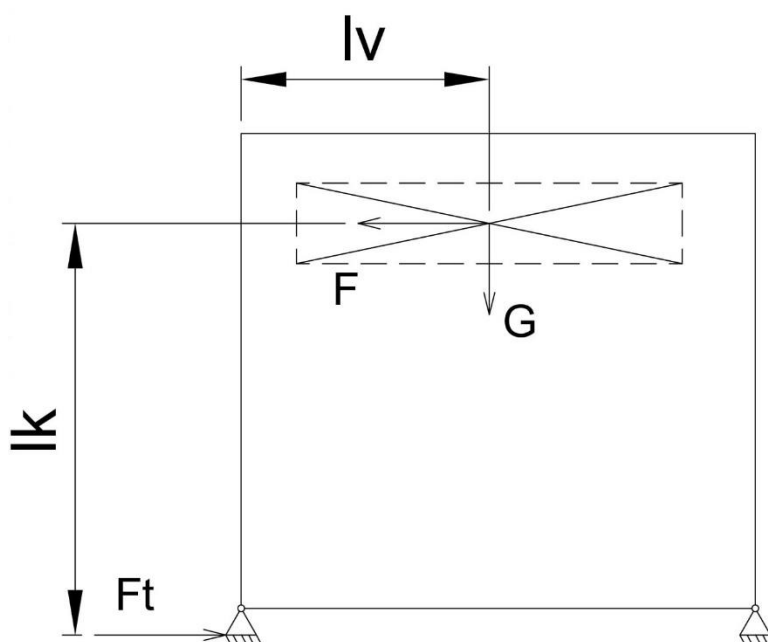
kde je:

$Q_{9stat}$  [N] zatížení při statické zkoušce  
 $m_{stat}$  [kg] hmotnost břemene při dynamické zkoušce  
 $\phi_{6stat}$  [-] součinitel zkušebního zatěžování při statických zkouškách  
 $g$  [ $m*s^{-2}$ ] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

## 4.5.10 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ NOUZOVÝM ZASTAVENÍM

Nouzové zastavení je stav, při kterém jeřáb z jeho nejvyšší rychlosti deceleruje až na nulovou rychlost v nejkratším možném čase. Při tomto stavu vzniká zatížení, které je způsobeno brzdou silou.

K výpočtu tohoto zatížení je zapotřebí znát celkovou hmotnost jeřábu i s břemenem a maximální zrychlení při nouzovém brzdění.



Obr.12 Schéma sil působících v těžišti při nouzovém brzdění

$$m_c = m_j + m_b = 140000 + 40000 = 180000 \quad (38)$$

kde je:

$m_c$  [kg] hmotnost jeřábu a břemene jako celku

$m_j$  [kg] hmotnost jeřábu

$m_b$  [kg] maximální hmotnost břemene

$$N = m_c * g = 180000 * 9,81 = 1765800 \quad (39)$$

$$F_t = F \quad (40)$$

$$F_t = f * N, F = m_c * a_b \Rightarrow f * m_c * g = m_c * a_b \quad (41)$$

$$a_b = \frac{f * m_c * g}{m_c} = \frac{0,1 * 180000 * 9,81}{180000} = 0,981 \quad (42)$$

kde je:

$N$  [N] normálová síla

$F_t$  [N] třecí síla

$f$  [-] součinitel tření (ocel-ocel;  $f=0,1$ ) [22]

$m_c$  [kg] hmotnost jeřábu a břemene jako celku

$a_b$  [ $m*s^{-2}$ ] hodnota zrychlení při nouzovém brzdění

$g$  [ $m*s^{-2}$ ] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

Samotný výpočet zatížení.

$$Q_{10} = m_c * a_b = 180000 * 0,981 = 176580 \quad (43)$$

kde je:

$Q_{10}$  [N] zatížení vzniklé při nouzovém zastavení jeřábu

$m_c$  [kg] hmotnost jeřábu a břemene jako celku

$a_b$  [ $m*s^{-2}$ ] hodnota zrychlení při nouzovém brzdění

Musíme také zkontrolovat jestli klopný moment, který při brzdění vzniká, není větší než moment vyrovnávací, což by znamenalo převrnutí jeřábu.

$$M_k < M_v \quad (44)$$

$$M_k = F * l_k ; M_v = G * l_v \Rightarrow m_c * a_b * l_k < m_c * g * l_v \quad (45)$$

$$180000 * 0,981 * 8,2 < 180000 * 9,81 * 8,1$$

$$1447956 < 14302980$$

kde je:

$M_k$  [N\*m] klopný moment

$M_v$  [N\*m] vyrovnávací moment

$l_k$  [m] hmotnost jeřábu a břemene jako celku

$l_v$  [m] hodnota zrychlení při nouzovém brzdění

$G$  [N] tíhová síla

$m_c$  [kg] hmotnost jeřábu a břemene jako celku

$a_b$  [m\*s<sup>-2</sup>] hodnota zrychlení při nouzovém brzdění

$g$  [m\*s<sup>-2</sup>] tíhové zrychlení v gravitačním poli země ( $g=9,81$ )

Ověřili jsme, že se jeřáb při nouzovém brzdění nepřeklopí, jelikož klopný moment je řádově menší než moment vyrovnávací.

## 4.6 PŘEHLED ZATÍŽENÍ

Tab.12 Přehled zatížení

Zatížení	Název	Hodnota [N]
Q <sub>1</sub>	zatížení od hmotnosti jeřábu	1373400
Q <sub>2</sub>	zatížení od hmotnosti břemene	392400
Q <sub>3</sub>	zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene	1765800
Q <sub>4</sub>	zatížení od zrychlení pohonů	147150
Q <sub>5</sub>	celkové zatížení způsobené větrem	44690
Q <sub>6</sub>	zatížení od zdvihání volně loženého tělesa	631764
Q <sub>7</sub>	celkové zatížení způsobené větrem mimo provoz	66642
Q <sub>8</sub>	celkové zatížení způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze	76692
Q <sub>9dyn</sub>	zatížení při dynamické zkoušce	517968
Q <sub>9stat</sub>	zatížení při statické zkoušce	490500
Q <sub>10</sub>	zatížení vzniklé při nouzovém zastavení jeřábu	176580

## 4.7 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Následující výpočty kombinací jsou prováděny dle [19] a jejich výsledky jsou v tabulkách v příloze A. Kombinace typu A zahrnuje pravidelná zatížení. Kombinace typu B zahrnuje pravidelná zatížení a zatížení občasná. Kombinace typu C zahrnuje pravidelná zatížení, zatížení občasná a zatížení výjimečná.

Z výsledků výpočtů kombinací zatížení vyšlo nejhůře zatížení C1 pro svislou osu (jeřáb za provozních podmínek, zdvihání ležícího břemene se zohledněním výjimečné situace) a C3 pro vodorovnou osu (jeřáb za podmínek zkoušky, účinky pohybů se kombinují s účinky pro postup zkoušky, zatížení větrem). Z toho vyplývá, že tyto kombinace budeme používat při zatěžovací zkoušce v programu SCIA Enginner 20.0.

### 4.7.1 CELKOVÝ SOUČINITEL HMOTNOSTI BŘEMENE

$$\phi_{cb} = \gamma_{pb} * \phi_2 * \gamma_f * \gamma_m = 1,22 * 1,40 * 1,22 * 1,10 = 2,2921 \doteq 2,29 \quad (46)$$

kde je:

$\phi_{cb}$	[-]	celkový součinitel hmotnosti břemene
$\phi_2$	[-]	dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene
$\gamma_{pb}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro břemeno
$\gamma_m$	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu
$\gamma_f$	[-]	celkový součinitel bezpečnosti

### 4.7.2 CELKOVÝ SOUČINITEL HMOTNOST JEŘÁBU

$$\phi_{cj} = \gamma_{pj} * \phi_1 * \gamma_f * \gamma_m = 1 * 1,05 * 1,22 * 1,10 = 1,4091 \doteq 1,41 \quad (47)$$

kde je:

$\phi_{cj}$	[-]	celkový součinitel hmotnosti jeřábu
$\phi_1$	[-]	dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků působících na hmotnost jeřábu
$\gamma_{pj}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro jeřáb
$\gamma_m$	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu
$\gamma_f$	[-]	celkový součinitel bezpečnosti



## 5 NÁVRH KONSTRUKCE JEŘÁBU, PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

### 5.1 VOLBA MATERIÁLU

Konstrukce jeřábu se bude skládat z částí, které budou tvořeny převážně skříňovými nosníky. Tento typ konstrukce je vhodný pro portálový jeřáb, jelikož jediná další konstrukce, která by mohla přicházet v potaz, je příhradová konstrukce, ta je ovšem dražší. Důležitou vlastností materiálu, ze kterého chceme vytvořit skříňový nosník je, aby byl snadno svařitelný. Zároveň však chceme snížit cenu za materiál. Z těchto důvodů volím ocel S235.

Tab.13 Tabulka ocelí pro nosné konstrukce [20]

Označení oceli	Norma	Tloušťka t [mm]	Jmenovitá hodnota	
			$f_y$ mez kluzu [N/mm <sup>2</sup> ]	$f_u$ mez pevnosti [N/mm <sup>2</sup> ]
S235	EN 10025-2	$t < 16$	235	340
		$16 < t < 40$	225	
		$40 < t < 100$	215	

### 5.2 URČENÍ VNITŘNÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA JEŘÁBOVOU KONSTRUKCI

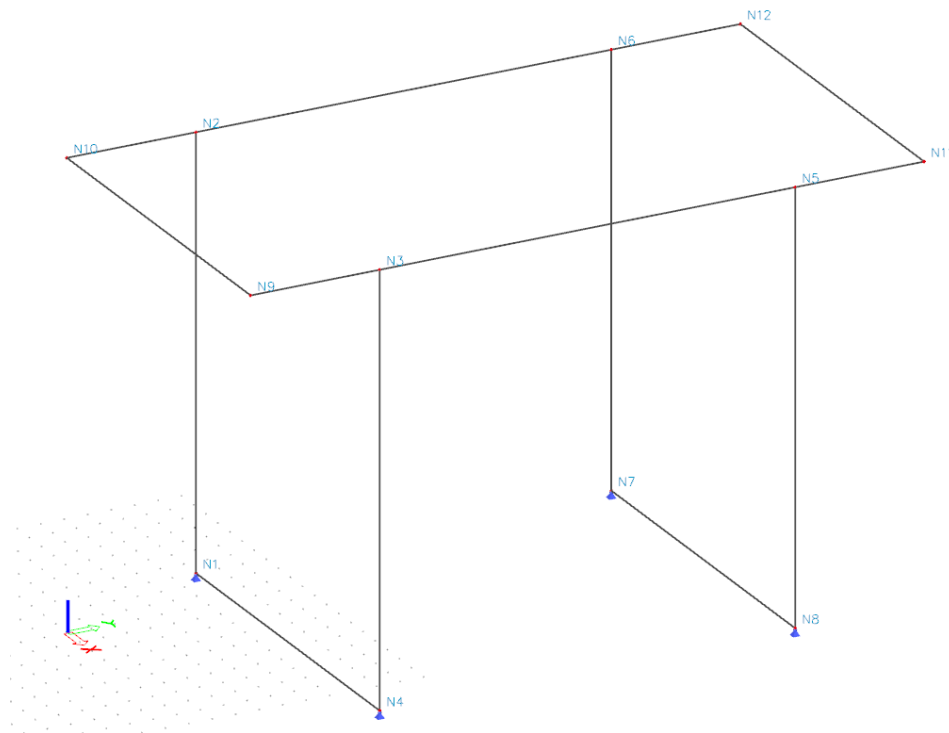
Výpočty vnitřních sil byly prováděny za pomoci programu SCIA Engineer 20.0, kde bylo postupováno tak, že byl do programu vložen jeřáb ve formě prutového modelu. Jednotlivé pruty zastupují osy dutých nosníků, ke kterým byly přiřazeny jejich parametry. Dále byly do programu zadány různé kombinace zatížení. Z těchto vstupních údajů byly následně díky provedeným simulacím získány parametry, kterými jsou ohybový moment v příslušných osách a normálové síly.

**5.2.1 MODEL**

Do programu SCIA Engineer 20.0 jsem vložil prutový model konstrukce jeřábu pomocí souřadnic kudy vedou jednotlivé pruty.

Tab.14 Vložení jeřábu do programu SCIA Engineer 20.0

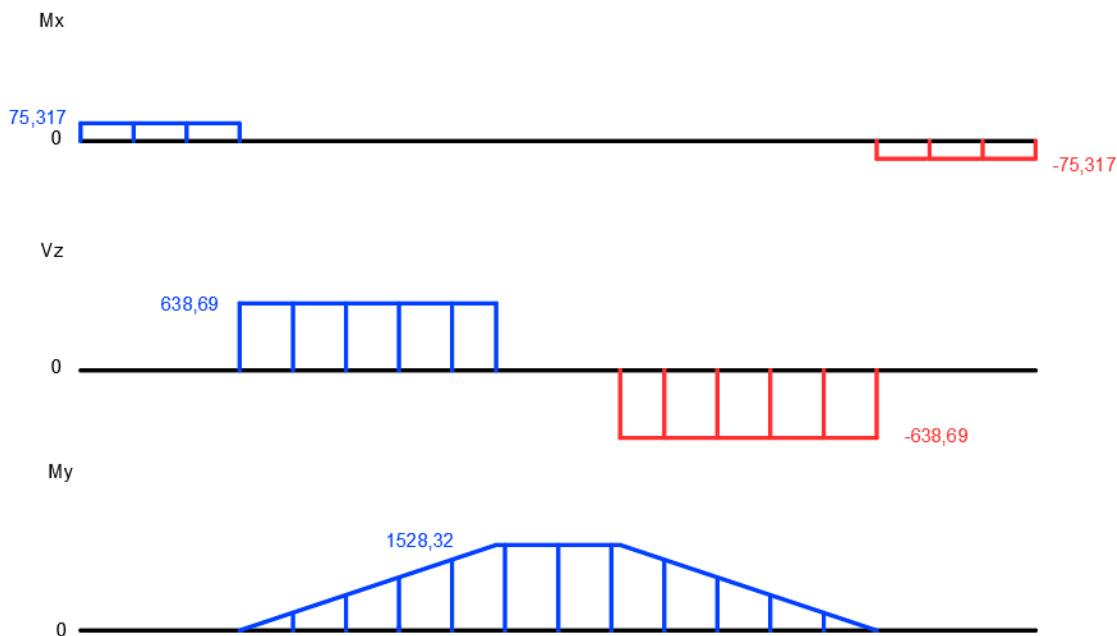
<b>Jméno</b>	<b>Souř. x [m]</b>	<b>Souř. y [m]</b>	<b>Souř. z [m]</b>	<b>Dílec</b>
N1	-3	7	0	B1; B13
N2	-3	7	18,1	B1; B12
N3	12,2	7	18,1	B3; B11
N4	12,2	7	0	B3; B13
N5	12,2	24,7	18,1	B7; B11
N6	-3	24,7	18,1	B6; B12
N7	-3	24,7	0	B6; B14
N8	12,2	24,7	0	B7; B14
N9	12,2	1,5	18,1	B11; B15
N10	-3	1,5	18,1	B12; B15
N11	12,2	30,2	18,1	B11; B16
N12	-3	30,2	18,1	B12; B16



Obr.13 Výsledný model, který vznikl pomocí tabulky výše.

### 5.2.2 HLAVNÍ SKŘÍŇOVÝ NOSNÍK

VVÚ pro hlavní skříňový nosník.



Obr.14 Průběhy VVÚ v hlavním skříňovém nosníku

Smykové napětí

$$\tau_{hl} = \frac{T_{hl}}{S_{hl}} = \frac{638690}{0,205} = 3,12 \quad (48)$$

kde je:

$\tau_{hl}$  [Mpa] smykové napětí v hlavním skříňovém nosníku

$T_{hl}$  [N] posouvající síla v hlavním skříňovém nosníku

$S_{hl}$  [m<sup>2</sup>] plocha hlavního skříňového nosníku

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oy} = \frac{M_{oy}}{W_{ohl}} = \frac{1528320}{0,0364} = 41,99 \quad (49)$$

kde je:

$\sigma_{oy}$  [Mpa] napětí v ohybu v hlavním skříňovém nosníku y

$M_{oy}$  [N\*m] ohybový moment v hlavním skříňovém nosníku y

$W_{ohl}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu v hlavním skříňovém nosníku

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{ox}}{W_{ohl}} = \frac{75317}{0,0364} = 2,07 \quad (50)$$

kde je:

$\sigma_{ox}$  [Mpa] napětí v ohybu v hlavním skříňovém nosníku x

$M_{ox}$  [N\*m] ohybový moment v hlavním skříňovém nosníku x

$W_{ohl}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu v hlavním skříňovém nosníku

$$\sigma_{ohl} = \sigma_{oy} + \sigma_{ox} = 41,99 + 2,07 = 44,06 \quad (51)$$

kde je:

$\sigma_{ohl}$  [Mpa] ohybové napětí celého hlavního skříňového nosníku

$\sigma_{oy}$  [Mpa] napětí v ohybu v hlavním skříňovém nosníku y

$\sigma_{ox}$  [Mpa] napětí v ohybu v hlavním skříňovém nosníku x

Součinitel bezpečnosti

$$k_{hl} = \frac{R_e}{\sigma_{ohl}} = \frac{215}{44,06} = 4,88 \quad (52)$$

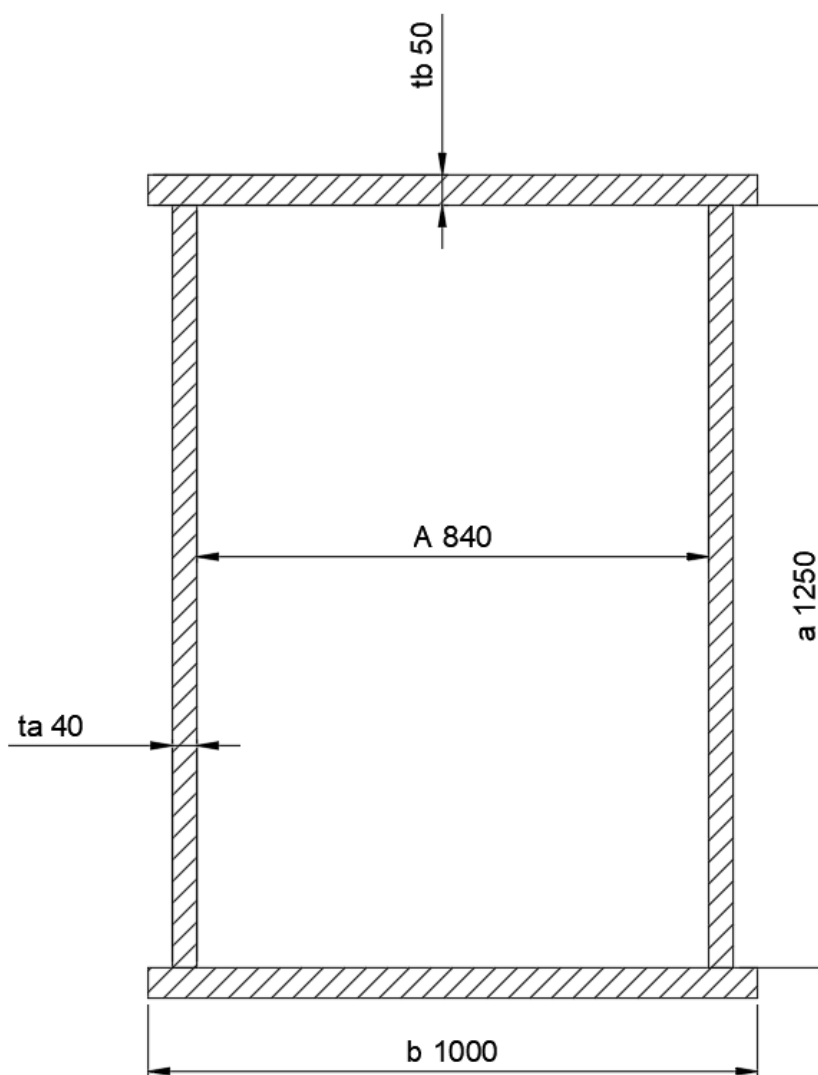
kde je:

$k_{hl}$  [-] součinitel bezpečnosti pro skříňový hlavní nosník

$R_e$  [MPa] mez kluzu materiálu

$\sigma_{ohl}$  [Mpa] ohybové napětí celého hlavního skříňového nosníku

Součinitel bezpečnosti je dostatečný.



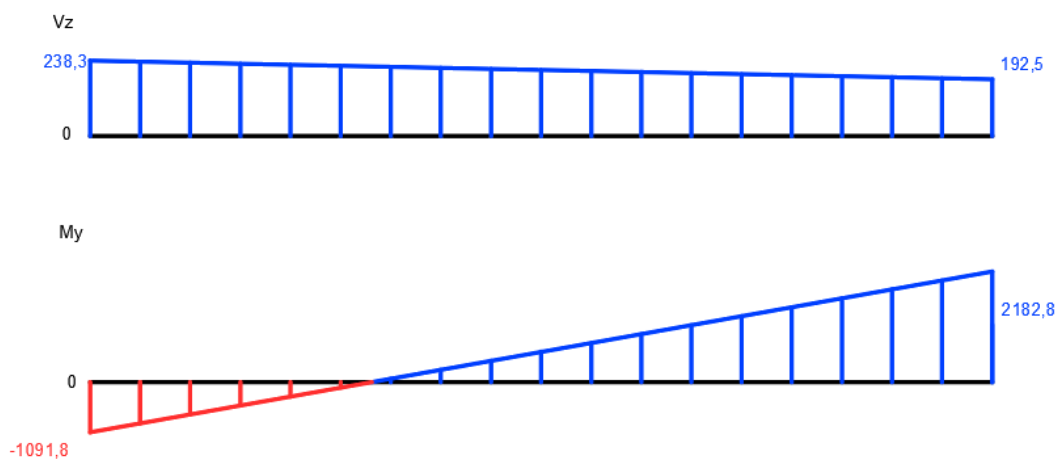
Obr.15 Schéma řezu hlavního nosníku

Tab.15 Parametry hlavního nosníku

Značka	Název veličiny	Hodnoty	Jednotky
b	Šířka pásnice	1000	mm
tb	Tloušťka pásnice	50	mm
a	Šířka stojiny	1250	mm
ta	Tloušťka stojiny	40	mm
A	Vzdálenost mezi stojinami	840	mm
S	Plocha průřezu	0,205	m <sup>2</sup>
J	Kvadratický moment	0,0202	m <sup>4</sup>
Wo	Modul průřezu v ohybu	0,0364	m <sup>3</sup>

### 5.2.3 PODVOZKOVÝ SKŘÍŇOVÝ NOSNÍK

VVÚ pro podvozkový skříňový nosník.



Obr.16 Průběhy VVÚ v podvozkovém skříňovém nosníku

Smykové napětí

$$\tau_{po} = \frac{T_{po}}{S_{po}} = \frac{192500}{0,1964} = 0,98 \quad (53)$$

kde je:

$\tau_{po}$  [Mpa] smykové napětí v podvozkovém skříňovém nosníku

$T_{po}$  [N] posouvající síla v podvozkovém skříňovém nosníku

$S_{st}$  [m<sup>2</sup>] plocha řezu podvozkového nosníku

Napětí v ohybu

$$\sigma_{opo} = \frac{M_{ozpo}}{W_{opo}} = \frac{2182800}{0,0337} = 64,77 \quad (54)$$

kde je:

$\sigma_{opo}$  [Mpa] napětí v ohybu v podvozkovém skříňovém nosníku

$M_{ozpo}$  [N\*m] ohybový moment v podvozkovém skříňovém nosníku

$W_{opo}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu v podvozkovém skříňovém nosníku

Normálové napětí

$$\sigma_{npo} = \tau_{po} + \sigma_{opo} = 0,98 + 64,77 = 65,75 \quad (55)$$

kde je:

$\sigma_{npo}$  [Mpa] normálové napětí v podvozkovém skříňovém nosníku

$\tau_{po}$  [Mpa] smykové napětí v podvozkovém skříňovém nosníku

$\sigma_{opo}$  [Mpa] napětí v ohybu v podvozkovém skříňovém nosníku

Součinitel bezpečnosti

$$k_{po} = \frac{R_e}{\sigma_{npo}} = \frac{215}{65,75} = 3,27 \quad (56)$$

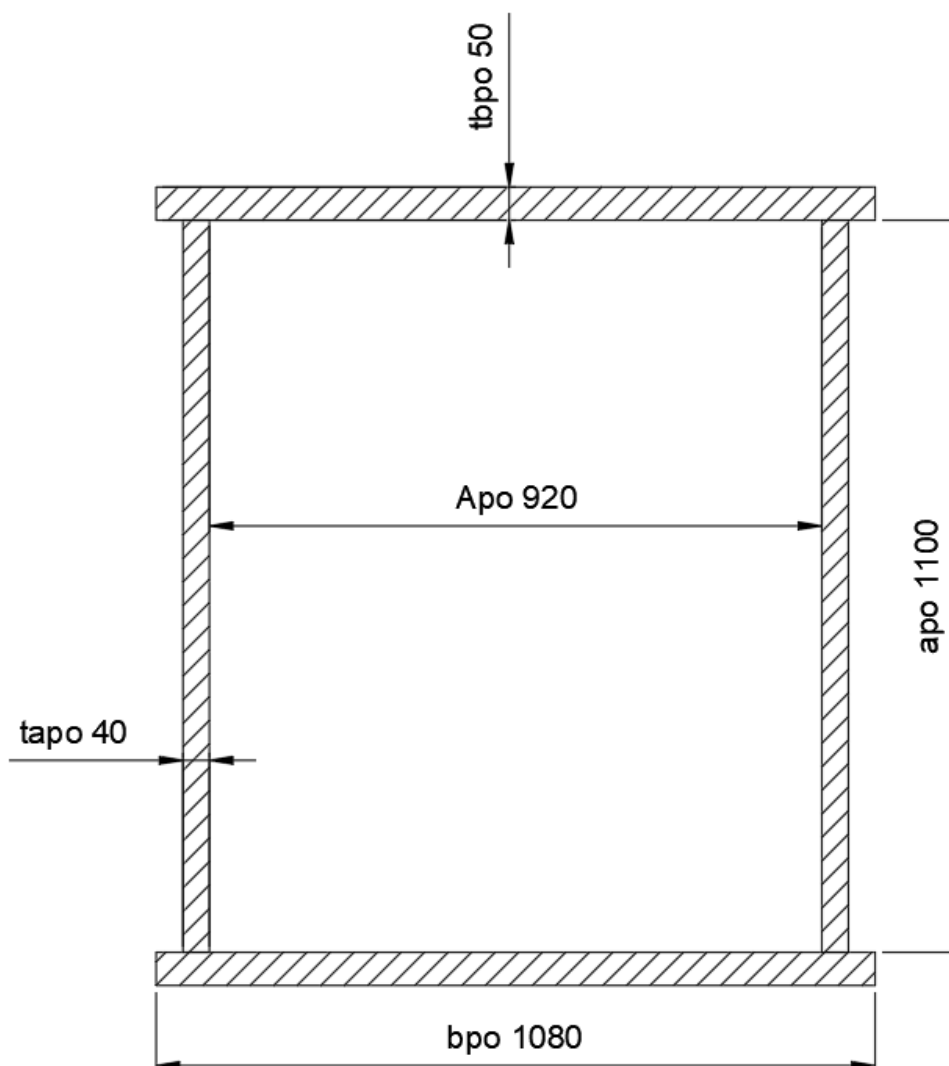
kde je:

$k_{po}$  [-] součinitel bezpečnosti pro skříňový podvozkový nosník

$R_e$  [MPa] mez kluzu materiálu

$\sigma_{npo}$  [Mpa] normálové napětí v podvozkovém skříňovém nosníku

Součinitel bezpečnosti je dostatečný.



Obr.17 Schéma řezu podvozkového nosníku

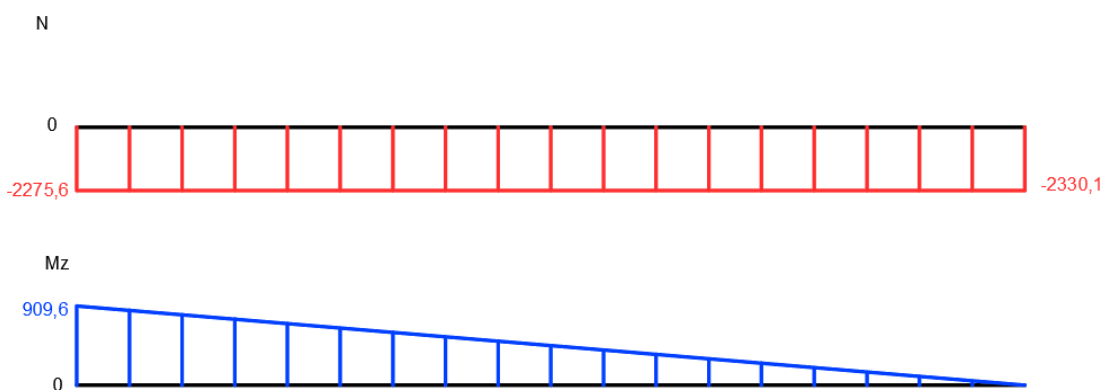


Tab.16 Parametry podvozkového nosníku

Značka	Název veličiny	Hodnoty	Jednotky
$b_{po}$	Šířka pásnice	1080	mm
$t_{b_{po}}$	Tloušťka pásnice	50	mm
$a_{po}$	Šířka stojiny	1100	mm
$t_{a_{po}}$	Tloušťka stojiny	40	mm
$A_{po}$	Vzdálenost mezi stojinami	920	mm
$S_{po}$	Plocha průřezu podvozkového nosníku	0,1964	$m^2$
$J_{po}$	Kvadratický moment	0,0184	$m^4$
$W_{o_{po}}$	Modul průřezu v ohybu	0,0337	$m^3$

#### 5.2.4 STOJINA

VVÚ pro stojiny.



Obr.18 Průběhy VVÚ ve stojině

Tlakové napětí

$$\sigma_{tst} = \frac{N_{st}}{S_{st}} = \frac{2330100}{0,124} = 18,79 \quad (57)$$

kde je:

$\sigma_{tst}$  [Mpa] tlakové napětí ve stojně

$N_{st}$  [N] tlaková síla ve stojně

$S_{st}$  [m<sup>2</sup>] plocha řezu stojiny

Napětí v ohybu

$$\sigma_{ost} = \frac{M_{ozst}}{W_{ost}} = \frac{909600}{0,0337} = 26,99 \quad (58)$$

kde je:

$\sigma_{ost}$  [Mpa] napětí v ohybu ve stojně

$M_{ozst}$  [N\*m] ohybový moment ve stojně

$W_{ost}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu ve stojně

Normálové napětí

$$\sigma_{nst} = \sigma_{tst} + \sigma_{ost} = 18,79 + 26,99 = 45,78 \quad (59)$$

kde je:

$\sigma_{nst}$  [Mpa] normálové napětí ve stojně

$\sigma_{tst}$  [Mpa] tlakové napětí ve stojně

$\sigma_{ost}$  [Mpa] napětí v ohybu ve stojně

Součinitel bezpečnosti

$$k_{st} = \frac{R_e}{\sigma_{nst}} = \frac{215}{45,78} = 4,70 \quad (60)$$

kde je:

$k_{st}$  [-] součinitel bezpečnosti pro stojinu

$R_e$  [MPa] mez kluzu materiálu

$\sigma_{nst}$  [Mpa] normálové napětí ve stojně

Součinitel bezpečnosti je dostatečný.

Výpočet vzpěrné stability:

Redukovaná délka stojiny

$$l_{red} = \mu * l_{st} = 2,4 * 15,6 = 37,4 \quad (61)$$

kde je:

$l_{red}$  [m] redukovaná délka stojiny

$\mu$  [-] součinitel vzpěrné délky

$l_{st}$  [m] délka stojiny

Poloměr setrvačnosti průřezu

$$i_s = \sqrt{\frac{J_{st}}{S_{st}}} = \sqrt{\frac{0,0083}{0,124}} = 0,259 \quad (62)$$

kde je:

$i_s$  [m] poloměr setrvačnosti průřezu

$J_{st}$  [m<sup>4</sup>] kvadratický moment stojiny

$S_{st}$  [m<sup>2</sup>] plocha řezu stojiny

Štíhlost prutu

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_s} = \frac{37,4}{0,259} = 144,402 \quad (63)$$

kde je:

$\lambda$  [-] štíhlost prutu

$l_{red}$  [m] redukovaná délka stojiny

$i_s$  [m] poloměr setrvačnosti průřezu

Pokud  $\lambda > 100$ , tak se pro výpočet vzpěrné stability počítá podle Eulera.

Vztah pro kritické napětí dle Eulera

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5}{144,402^2} = 99,40 \quad (64)$$

kde je:

$\sigma_{kr}$  [Mpa] kritické napětí podle Eulera

$\lambda$  [-] štíhlost prutu

Podmínka vzpěrné stability

$$\sigma_{kr} > \sigma_{tst} \quad (65)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability stojiny

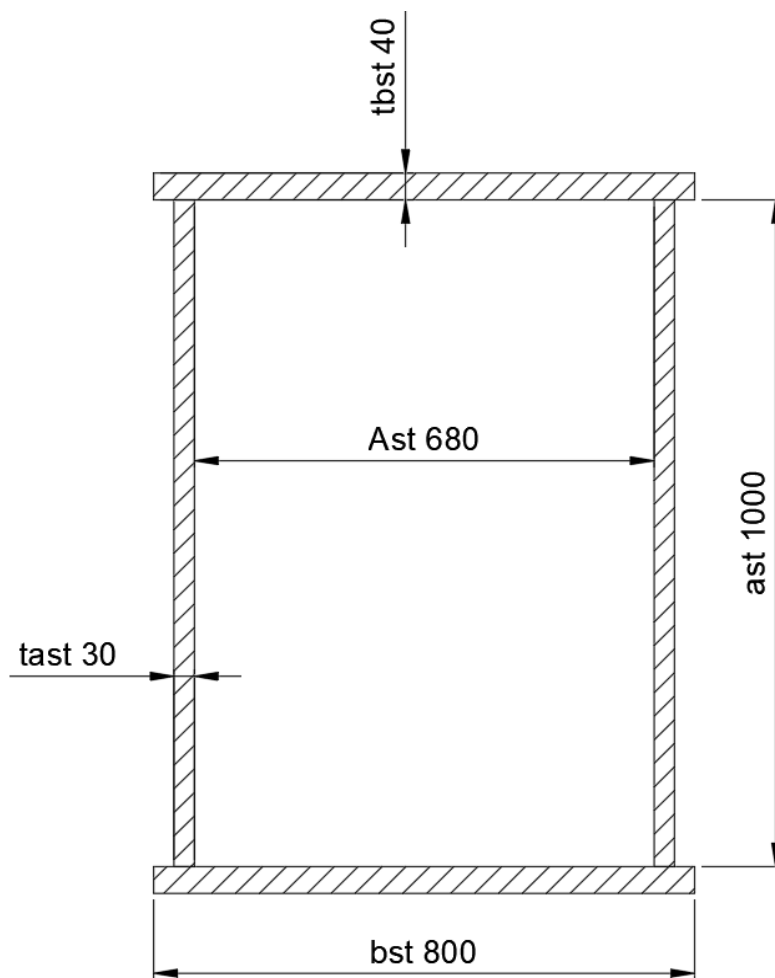
$$k_{vs} = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{tst}} = \frac{99,40}{18,79} = 5,29 \quad (66)$$

kde je:

$k_{vs}$  [-] bezpečnost vůči vzpěrné stabilitě

$\sigma_{kr}$  [Mpa] kritické napětí podle Eulera

$\sigma_{tst}$  [Mpa] tlakové napětí ve stojině



Obr.19 Schéma řezu stojiny

Tab.17 Parametry stojiny

Značka	Název veličiny	Hodnoty	Jednotky
$b_{st}$	Šířka pásnice	800	mm
$t_{bst}$	Tloušťka pásnice	40	mm
$a_{st}$	Šířka stojiny	1000	mm
$t_{ast}$	Tloušťka stojiny	30	mm
$A_{st}$	Vzdálenost mezi stojinami	680	mm
$l_{st}$	Délka stojiny	15,6	m
$S_{st}$	Plocha průřezu	0,124	m <sup>2</sup>
$J_{st}$	Kvadratický moment stojiny	0,0083	m <sup>4</sup>
$W_{ost}$	Modul průřezu v ohybu	0,0337	m <sup>3</sup>

## 5.3 PODVOZEK

### 5.3.1 NÁVRH POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro návrh pojezdového ústrojí volím kolej A75 a pojezdové kolo  $\phi$  630 mm od firmy Sibre Crane wheel systems B06 20 224 E-EN-2009-04 [8].

### 5.3.2 MOTOR

$$P_p = \frac{(T \cdot Q_{5wz} \cdot F_{zrych}) \cdot v_p}{\eta_m} = 271,3 \quad (67)$$

$$P_m = \frac{P_p}{n_m} = \frac{271,3}{8} = 33,9125 \quad (68)$$

kde je:

$P_p$  [kW] potřebný výkon

$P_m$  [kW] potřebný výkon pro jeden motor pojezdu

$T$  [N] tažná síla

$F_{zrych}$  [N] síla od zrychlení

$v_p$  [m\*s<sup>-1</sup>] rychlost pojezdu jeřábu

$\eta_m$  [-] účinnost pojezdového systému

$n_m$  [-] celkový počet hnaných kol

### 5.3.3 PŘEVODOVKA

Pro volbu převodovky, vhodné pro pohonné ústrojí jeřábu, je nutné vypočítat výstupní otáčky z převodovky.

$$n_k = \frac{v_p \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{1,1 \cdot 60}{\pi \cdot 0,630} = 33,3467 \doteq 33,35 \quad (69)$$

kde je:

$n_k$  [min<sup>-1</sup>] výstupní otáčky z převodovky

$v_p$  [m\*s<sup>-1</sup>] rychlost pojezdu jeřábu

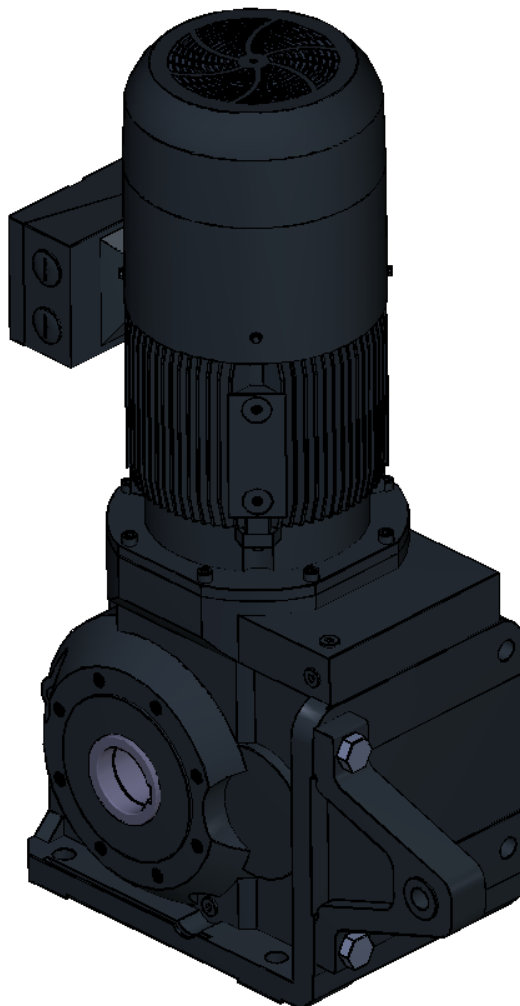
$D$  [m] průměr pojezdového kola

### 5.3.4 VOLBA MOTORU A PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Z vypočtených hodnot v předchozích podkapitolách volím 8x motor s brzdou SIMOGEAR KAD189-LES225SD4PL400/360N od firmy Siemens [6].

Tab.18 Parametry motoru SIMOGEAR KAD189-LES225SD4PL400/360N

Výkon	37,000 kW
Točivý moment motoru	239,07 Nm
Brzdňý moment	360 Nm
Převodový olej	Minerální olej CLP VG220
Hmotnost	1 012,0 kg



Obr.20 Motor SIMOGEAR KAD189-LES225SD4PL400/360N [6]

## ZÁVĚR

V této bakalářské práci byl proveden návrh kolejového portálového jeřábu určeného pro přemísťování lodních kontejnerů. Nosnost jeřábu je 40 tun. V první části se zabývám danou problematikou a koncepcí navrhovaného jeřábu. Druhá část se věnuje výpočtům zatížení, pevnostním výpočtům a návrhu konstrukce jeřábu.

Úvod této bakalářské práce pojednává o problematice kontejnerových terminálů, jejich provozu, dopravních prostředcích a typech jeřábů, které jsou v těchto terminálech využívány a také o faktu, že nároky na neustále se zvyšující poptávku po přepravě spolu nesou potřebu neustále vylepšovat technické prostředky terminálů. Následuje stručná koncepční studie zakončená výběrem vhodné koncepce za pomoci metody vážených koeficientů.

Byl určen typ provozu jeřábu jako těžký. Následně byly provedeny výpočty součinitelů zatížení a výpočet samotných zatížení podle normy ČSN EN ISO 13001-2. Podle stejné normy byly určeny i nejméně příznivé kombinace zatížení, ve kterých se jeřáb může nacházet. Následně byl model jeřábu zadán do programu SCIA Engineer 20.0, kde byly vyplněny vlastnosti materiálu a zatížení, ze kterých byly následně vyčteny hodnoty vnitřních účinků.

Materiálem pro nosnou konstrukci byl zvolen S235, a to kvůli své dobré stažitelnosti a nízkým pořizovacím nákladům. Dále byly navrhnuty průřezy nosníků a na základě zjištěných zatížení byly provedeny výpočty mezních stavů pružnosti a kontroly bezpečností. Na základě vypočtených parametrů je konstrukce schopna unést požadovanou zátěž.

V závěru byly zvoleny kola podvozku z katalogu firmy Sibre, provedeny výpočty, které pomohly určit potřebné parametry hnacího ústrojí. Nakonec byl zvolen motor s převodovkou a brzdou SIMOGEAR KAD189-LES225SD4PL400/360N od firmy Siemens.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Container Terminals: Facts and Figures. *Container xChange* [online]. 2020 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://container-xchange.com/blog/container-terminals/?fbclid=IwAR3cFRhURYQs8BPskZRA8UI8aeHHexOdHrYroVHMmJVHkxQnCMJNXIVIAqo>
- [2] GHAREHGOZLI, Amir, Debjit ROY a M.B.M. DE KOSTER. Sea Container Terminals: New Technologies, OR Models, and Emerging Research Areas. (*SSRN*) *Papers* [online]. 21.07.2014 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: [https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract\\_id=2469175](https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=2469175)
- [3] MAREK, Ondřej a Arnošt BARTOŠEK. LOGISTICKÉ OPERACE V RÁMCI PŘEKLÁDKY KONTEJNERŮ V NÁMOŘNÍCH TERMINÁLECH. *Perner's Contacts* [online]. 2011 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/869/705>
- [4] MOHSENI, Sharif. Developing a Tool for Designing a Container Terminal Yard. *TU Delft* [online]. 2011 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:020efc36-c130-4429-a1b6-7028235400ab?collection=education>
- [5] REMTA, František, František DRAŽAN a Ladislav KUPKA, 1975. Jeřáby. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury.
- [6] Worm Geared Motors: Konfigurátory. *Industry Mall* [online]. 2020 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/cs/cz/Catalog/Products/10331921?tree=CatalogTree>
- [7] KRIEGLER, Boleslav. Portálový jeřáb. *VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ* [online]. 2016 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=129133](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=129133)
- [8] CRANE WHEEL SYSTEMS [online]. [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2020/11/sibre-data-sheet-couplings-crane-wheel-systems.pdf>
- [9] Slight improvements in throughput and financials for HHLA. *Container Management* [online]. 15.08.2018 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://container-mag.com/2018/08/15/slight-improvements-throughput-financials-hhla/?fbclid=IwAR3jbbog6jFzSqpINaytjmK8u5F5Bh7DEmQUBSy4N5ml\\_OnPnHVnIQa1Z0c](https://container-mag.com/2018/08/15/slight-improvements-throughput-financials-hhla/?fbclid=IwAR3jbbog6jFzSqpINaytjmK8u5F5Bh7DEmQUBSy4N5ml_OnPnHVnIQa1Z0c)
- [10] Monitoring of automated guided vehicles (AGVs). *SICK* [online]. 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.sick.com/au/en/industries/port/container-terminal/ground-transportation/automated-guided-vehicle-agv/monitoring-of-automated-guided-vehicles-agvs/c/p432612>

- [11] Autonomous technology, Self-driving cranes and carriers to run USA's biggest ports. *Crane market* [online]. 25.04.2016 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://cranemarket.com/blog/autonomous-technology-at-ports-the-self-driving-cranes-and-carriers/?fbclid=IwAR1b6JjqQ9Nv1H5Hqb6GiTYRfGrLY8v3h8whJtCpMjZYiEjZrQ-7NojrfQ>
- [12] HMM sells stake in Algeciras container terminal to CMA CGM. *Offshore Energy* [online]. 10.08.2020 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.offshore-energy.biz/hmm-sells-stake-in-algeciras-container-terminal-to-cma-cgm/?fbclid=IwAR14GWAbqDjS4TzfPiQXAtbXfxb7G536G6NiJT6hrf8QY4cOuwReL9higX8>
- [13] Automated RTG (ARTG) System. *KONECRANES* [online]. 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/en-us/equipment/container-handling-equipment/automated-rtg-artg-system>
- [14] SEMI GANTRY CRANE. *Tico* [online]. 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <http://www.gantrycranedesign.com/semi-gantry-crane.html?hcb=1&fbclid=IwAR2IfvNnN1J0ut5CqPzd9Q4S0FJrZw0hhz7hk9Dt80Gi9OKCZnDLBrZggZY>
- [15] A FRAME GANTRY CRANE LIFTING MECHANISM DESIGN SUGGESTION. *TICO* [online]. 2021 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [http://www.gantrycranedesign.com/blog/a-frame-gantry-crane-lifting-mechanism-design-suggestion.html?fbclid=IwAR11osb1zRdHUk8H3L29lkWNmseOG8lh2ASttORaFZIWwHM\\_E-JuURerthQ](http://www.gantrycranedesign.com/blog/a-frame-gantry-crane-lifting-mechanism-design-suggestion.html?fbclid=IwAR11osb1zRdHUk8H3L29lkWNmseOG8lh2ASttORaFZIWwHM_E-JuURerthQ)
- [16] Renewal of crane travelling bogies. *TEICHMANN CRANES* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.teichmann-krane.de/en/service/reconstruction-modernisation/renewal-of-crane-travelling-bogies/>
- [17] PHOTO GALLERY. *TEHNOROS* [online]. 2020 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://tehnoros.com/about/photos/>
- [18] ČSN EN 13001-1. Jeřáby-Návrh všeobecně: Část 1: Základní principy a požadavky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [19] ČSN EN 13001-2. Jeřáby-Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [20] ČSN EN 13001-3-1+A2. Jeřáby-Obecný návrh: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
- [21] ČSN EN 15011+A1. Jeřáby-Mostové a portálové. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [22] Součinitel smykového tření. *ConVERTER* [online]. 2002 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>

- [23] MYNÁŘ, Břetislav; KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno: VUT Brno, 2004. 126 s.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$\bar{v}$	[m*s <sup>-1</sup> ]	střední rychlost větru
$\Delta m_H$	[t]	uvolněná část břemene zdvihu
a	[m*s <sup>-2</sup> ]	zrychlení udělující pohony zdvihu
$a_b$	[m*s <sup>-2</sup> ]	hodnota zrychlení při nouzovém brzdění
$A_p$	[m <sup>2</sup> ]	plocha pro uvažovaný prvek, na který působí vítr
c	[-]	aerodynamický koeficient pro uvažovaný prvek
D	[m]	průměr pojezdového kola
f	[-]	součinitel tření (ocel-ocel; f=0,1) [22]
$f_{ref}$	[-]	součinitel závislý na době návratu (R=10 let z toho vyplývá $f_{red}=0,8733$ )
$F_t$	[N]	třecí síla
$F_{zrych}$	[N]	síla od zrychlení
g	[m*s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení v gravitačním poli země (g=9,81)
G	[N]	tíhová síla
$i_s$	[m]	poloměr setrvačnosti průřezu
$J_{st}$	[m <sup>4</sup> ]	kvadratický moment stojiny
$k_{hl}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro skříňový hlavní nosník
$k_{po}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro skříňový podvozkový nosník
$k_{st}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro stojinu
$k_{vs}$	[-]	bezpečnost vůči vzpěrné stabilitě
$l_k$	[m]	hmotnost jeřábu a břemene jako celku
$l_{red}$	[m]	redukovaná délka stojiny
$l_{st}$	[m]	délka stojiny
$l_v$	[m]	hodnota zrychlení při nouzovém brzdění
$m_b$	[kg]	maximální hmotnost břemene
$m_c$	[kg]	hmotnost jeřábu a břemene jako celku

$m_{\text{dyn}}$	[kg]	hmotnost břemene při dynamické zkoušce
$m_{\text{H}}$	[t]	hmotnost břemene zdvihu
$m_{\text{j}}$	[kg]	hmotnost jeřábu
$M_{\text{k}}$	[N*m]	klopný moment
$M_{\text{ozpo}}$	[N*m]	ohybový moment v podvozkovém skříňovém nosníku
$M_{\text{ozst}}$	[N*m]	ohybový moment ve stojině
$m_{\text{s}}$	[kg]	hmotnost nepřetržitého zatížení (spreader, kladnice....)
$m_{\text{stat}}$	[kg]	hmotnost břemene při statické zkoušce
$M_{\text{dyn}}$	[kg]	hmotnost břemene při dynamické zkoušce
$M_{\text{v}}$	[N*m]	vyrovnávací moment
$N$	[N]	normálová síla
$n_{\text{k}}$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky z převodovky
$n_{\text{m}}$	[-]	celkový počet hnaných kol
$N_{\text{st}}$	[N]	tlaková síla ve stojině
$P_{\text{m}}$	[kW]	potřebný výkon pro jeden motor pojezdu
$P_{\text{p}}$	[kW]	potřebný výkon
$q$	[%]	poměrné zatížení
$q_{(3)}$	[N*m <sup>-2</sup> ]	tlak působící na plochu při síle větu $v_{(3)}$
$q_{(z)}$	[N*m <sup>-2</sup> ]	tlak působící na plochu při síle větu $v_{(z)}$
$Q_1$	[N]	zatížení od hmotnosti jeřábu
$Q_{10}$	[N]	zatížení vzniklé při nouzovém zastavení jeřábu
$Q_2$	[N]	zatížení od hmotnosti břemene
$Q_3$	[N]	zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene
$Q_4$	[N]	zatížení od zrychlení pohonů
$Q_5$	[N]	celkové zatížení způsobené větrem
$Q_{5b}$	[N]	zatížení na břemeno způsobené větrem

$Q_{5k}$	[N]	zatížení na konstrukci způsobené větrem
$Q_{5o}$	[N]	zatížení na ostatní komponenty jeřábu způsobené větrem (spreader, kola podvozku, motory...)
$Q_6$	[N]	zatížení od zdvihání volně loženého tělesa
$Q_7$	[N]	celkové zatížení způsobené větrem mimo provoz
$Q_{7k}$	[N]	zatížení na konstrukci způsobené větrem mimo provoz
$Q_{7o}$	[N]	zatížení na ostatní komponenty jeřábu způsobené větrem mimo provoz (spreader, kola podvozku, motory...)
$Q_8$	[N]	celkové zatížení způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze
$Q_{8k}$	[N]	zatížení na konstrukci způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze
$Q_{8o}$	[N]	zatížení na ostatní komponenty jeřábu způsobené větrem mimo provoz při sněhu či námraze (spreader, kola podvozku, motory...)
$Q_{9dyn}$	[N]	zatížení při dynamické zkoušce
$Q_{9stat}$	[N]	zatížení při statické zkoušce
$R_e$	[MPa]	mez kluzu materiálu
$S_{hl}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha hlavního skříňového nosníku
$S_{st}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha řezu podvozkového nosníku
$S_{st}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha řezu stojiny
$T$	[N]	tažná síla
$T_{hl}$	[N]	posouvající síla v hlavním skříňovém nosníku
$T_{po}$	[N]	posouvající síla v podvozkovém skříňovém nosníku
$T_r$	[-]	počet pracovních cyklů za rok
$v_{(3)}$	[m*s <sup>-1</sup> ]	rychlost nárazu větru
$v_{(z)}$	[m*s <sup>-1</sup> ]	rychlost nárazu větru mimo provoz
$v_h$	[m*min <sup>-1</sup> ]	rychlost zdvihu břemene
$V_h$	[m/s]	charakteristická zdvihová rychlost břemene

$V_{h,max}$	[m/s]	maximální ustálená rychlost břemene
$v_p$	[m*min <sup>-1</sup> ]	rychlost pojezdu jeřábu
$v_{ref}$	[m*s <sup>-1</sup> ]	referenční rychlost větru závislá na lokalitě (v našem případě je to 24m/s)
$W_{Opo}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v podvozkovém skříňovém nosníku
$W_{Ost}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu ve stojině
$z$	[m]	výška nad terénem
$\beta_2$	[s/m]	součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu
$\beta_3$	[1]	pro jeřáby s magnetem nebo s podobným prostředkem s rychlým uvolněním
$\gamma_f$	[-]	celkový součinitel bezpečnosti
$\gamma_m$	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu
$\gamma_{pb}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro břemeno
$\gamma_{pj}$	[-]	součinitel bezpečnosti pro jeřáb
$\delta$	[-]	hodnota $\delta$ ( $0 \leq \delta \leq 0,1$ ) závisí na konstrukci jeřábu
$\eta_m$	[-]	účinnost pojezdového systému
$\lambda$	[-]	štíhlost prutu
$\mu$	[-]	součinitel vzpěrné délky
$\rho$	[kg*m <sup>-3</sup> ]	hustota vzduchu (1,25)
$\sigma_{kr}$	[Mpa]	kritické napětí podle Eulera
$\sigma_{npo}$	[Mpa]	normálové napětí v podvozkovém skříňovém nosníku
$\sigma_{nst}$	[Mpa]	normálové napětí ve stojině
$\sigma_{ohl}$	[Mpa]	ohybové napětí celého hlavního skříňového nosníku
$\sigma_{opo}$	[Mpa]	napětí v ohybu v podvozkovém skříňovém nosníku
$\sigma_{ost}$	[Mpa]	napětí v ohybu ve stojině
$\sigma_{ox}$	[Mpa]	napětí v ohybu v hlavním skříňovém nosníku x
$\sigma_{oy}$	[Mpa]	napětí v ohybu v hlavním skříňovém nosníku y

$\sigma_{\text{st}}$	[Mpa]	tlakové napětí ve stojně
$\tau_{\text{hl}}$	[Mpa]	smykové napětí v hlavním skříňovém nosníku
$\tau_{\text{po}}$	[Mpa]	smykové napětí v podvozkovém skříňovém nosníku
$\phi_1$	[-]	dynamický součinitel účinků při zdvihání a gravitačních účinků působících na hmotnost jeřábu
$\phi_2$	[-]	dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene
$\phi_{2C}$	[-]	dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene pro zohlednění výjimečné situace
$\phi_{2\text{min}}$	[-]	minimální velikost $\phi_2$ a $\phi_{2C}$
$\phi_3$	[-]	dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemene zdvihu
$\phi_4$	[-]	dynamický součinitel zatížení způsobených pojezdem po nerovném povrchu
$\phi_5$	[-]	dynamický součinitel zatížení způsobených zrychlením pohonů
$\phi_{6\text{dyn}}$	[-]	součinitel zkušebního zatěžování při dynamických zkouškách
$\phi_{6\text{stat}}$	[-]	součinitel zkušebního zatěžování při statických zkouškách
$\phi_{\text{cb}}$	[-]	celkový součinitel hmotnosti břemene
$\phi_{\text{cj}}$	[-]	celkový součinitel hmotnosti jeřábu



## SEZNAM PŘÍLOH

- Přílohy

Příloha A      Tabulka kombinací zatížení

- Výkresová dokumentace

1-BP-21	podsestava svařence hlavního rámu	RÁM
2-BP-21	výkres podsestavy podvozku	PODVOZEK
3-BP-21	výkres svařence stojiny	STOJINA

Kategorie zatížení	Zatížení		Q [N]	Kombinace zatížení A				Kombinace zatížení B					Kombinace zatížení C													
				Díličí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4	Díličí součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5	Díličí součinitel bezpečnosti	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9		
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu	$Q_1$	1,22	$\varphi_1$	$\varphi_2$	1,00	-	1,16	$\varphi_1$	$\varphi_2$	1,00	-	-	1,10	$\varphi_1$	1,00	$\varphi_2$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
		Hmotnost břemena zdvihu	$Q_2$	1,34	$\varphi_2$	$\varphi_3$	1,00	-	1,22	$\varphi_2$	$\varphi_3$	1,00	-	-	1,10	-	$\eta w$	-	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu	$Q_4$	1,22	-	-	-	$\varphi_4$	1,16	-	-	-	$\varphi_4$	$\varphi_4$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	$Q_3$	1,34	$\varphi_5$	$\varphi_5$	-	$\varphi_5$	1,22	$\varphi_5$	$\varphi_5$	-	$\varphi_5$	-	1,10	-	-	$\varphi_5$	-	-	-	-	-	-	-
			Pohon zdvihu			-	-	$\varphi_5$	-		-	-	$\varphi_5$	-	-		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu	$Q_6$	-	-	-	-	-	1,22	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,16	-	-	1,00	-	-	-	-	-	-	-	
		Zatížení sněhem a námrazou	$Q_8$	-	-	-	-	-	1,22	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,10	-	1,00	-	-	-	-	-	-	-	-	
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene		$Q_6$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	$\varphi_2$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Zatížení větrem mimo provoz		$Q_7$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,16	-	1,00	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Zatížení při zkouškách	Statické	$Q_{stat}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	-	-	$\varphi_6$	-	-	-	-	-	-	-	
		Dynamické	$Q_{dyn}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	$\varphi_6$	-	-	-	-	-	-	-	
Nouzové zastavení			$Q_{10}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	-	-	-	-	-	-	-	$\varphi_5$	-	-	-	
Celkový součinitel bezpečnosti				1,48				1,34					1,22													
Díličí součinitel spolehlivosti materiálu				1,10				1,10					1,10													

Kategorie zatížení	Zatížení		Q [N]	Kombinace zatížení A					
				Díličí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4	
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu	1373400	1,22	1759325	1759325	1675548	-	
		Hmotnost břemena zdvihu	392400	1,34	736142	-262908	525816	-	
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu	147150	1,22	-	-	-	179523	
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	1765800	1,34	$\varphi_s$	$\varphi_s$	-	$\varphi_s$
			Pohon zdvihu			-	-	2839406	-
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu	44690	-	-	-	-	-	
		Zatížení sněhem a námrazou	76692	-	-	-	-	-	
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene		631764	-	-	-	-	-	
	Zatížení větrem mimo provoz		66642	-	-	-	-	-	
	Zatížení při zkouškách	Statické	490500	-	-	-	-	-	
		Dynamické	517968	-	-	-	-	-	
	Nouzové zastavení		176580	-	-	-	-	-	
Celkový součinitel bezpečnosti				-	1,48				
Díličí součinitel spolehlivosti materiálu				1,10	-				
Součet sil v ose y				-	2 495 467	1 496 417	2 201 364	170694	
Součet sil v ose x				-	-	-	-	-	

Kategorie zatížení	Zatížení		Q [N]	Kombinace zatížení B					
				Dílejší součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu	1373400	1,16	1672801	1672801	1593144	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu	392400	1,22	670219	-239364	478728	-	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu	147150	1,16	-	-	-	170694	170694
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	1765800	1,22	$\varphi_s$	$\varphi_s$	-	$\varphi_s$	-
	Pohon zdvihu se neuvažuje	-			-	2585131	-	-	
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu	44690	1,22	54522	54522	54522	54522	54522
		Zatížení sněhem a námrazou	76692	1,22	93564	93564	93564	93564	93564
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene		631764	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz		66642	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách	Statické	490500	-	-	-	-	-	-
		Dynamické	517968	-	-	-	-	-	-
Nouzové zastavení		176580	-	-	-	-	-	-	
Celkový součinitel bezpečnosti				-	1,34				
Dílejší součinitel spolehlivosti materiálu				1,10	-				
Součet sil v ose y				-	2 343 020	1 433 437	2 071 872	170694	170694
Součet sil v ose x				-	148 086	148 086	148 086	148 086	148 086

Kategorie zatížení	Zatížení		Q [N]	Kombinace zatížení C										
				Dílčí součinitel bezpečnosti	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu	1373400	1,10	1586277	1510740	1586277	1510740	1510740	1510740	1510740	1510740	1510740	
		Hmotnost břemena zdvihu	392400	1,10	-	-	-	431640	431640	431640	431640	431640	431640	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu	147150	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	1765800	1,10	-	-	$\varphi_s$	-	-	-	-	-	-	
	Pohon zdvihu se neuvažuje Pohon zdvihu	-			-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu	44690	1,16	-	-	51840	-	-	-	-	-	-	
		Zatížení sněhem a námrazou	76692	1,10	-	84361	-	-	-	-	-	-	-	
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene		631764	1,10	972917	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Zatížení větrem mimo provoz		66642	1,16	-	77305	-	-	-	-	-	-	-	
	Zatížení při zkouškách	Statické	490500	1,10	-	-	539550	-	-	-	-	-	-	
		Dynamické	517968	-	-	-	621562	-	-	-	-	-	-	
	Nouzové zastavení		176580	1,10	-	-	-	-	-	233086	-	-	-	
Celkový součinitel bezpečnosti				-	1,22									
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu				1,10	-									
Součet sil v ose y				1,16	<b>2 559 194</b>	1510740	1586277	1 942 380	1 942 380	1 942 380	1 942 380	1 942 380	1510740	
Součet sil v ose x				1,10	-	161 666	<b>1 212 952</b>	-	-	233086	-	-	-	