



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

Pavel Švub

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Zadaní bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Pavel Švub**
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 stohování kontejnerů na překladišti.

Návrh zahrnuje kolejové pojezdové ústrojí, pohon pojezdu, nosnou konstrukci portálu jeřábu.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost jeřábu 80 t.

Výška úložného prostoru 16 m.

Šířka úložného prostoru 20 m.

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:

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

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem nosné konstrukce a pojezdového ústrojí kolejového portálového jeřábu pro manipulaci s kontejnery na kontejnerových překladištích. Práce obsahuje výpočet zatížení působících na jeřáb, návrh a kontrolu jednotlivých částí nosného rámu a návrh pojezdového ústrojí včetně jeho pohonu. Jedním z výstupů této práce je přiložená výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

kolejový portálový jeřáb, nosná konstrukce, skříňový nosník, pojezdové ústrojí jeřábu, pohon pojezdu, pojezdová kola

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of the supporting structure and crane travel of a rail mounted gantry crane for handling containers at container depot. The work includes the calculation of the load acting on the crane, the design and stress analysis of individual parts of the supporting frame and the design of the crane travel, including its drive. One of the outputs of this work is the attached drawing documentation.

KEYWORDS

rail mounted gantry crane, supporting structure, box girder, crane travel, driveline, travel wheels

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Švub, P. *Portálový kontejnerový jeřáb*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 66 s. Vedoucí diplomové práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysl Pokorný Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....
Pavel Švub

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během tvorby této práce a také během celého studia. Dále bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho ochotu a rady při vedení této práce.

OBSAH

1	Typy jeřábů na kontejnerových terminálech.....	12
1.1	Nábřežní jeřáb - STS.....	12
1.2	Rozkročný portálový vozík.....	13
1.3	Portálový jeřáb s pneumatikami - RTG	13
1.4	Portálový jeřáb s kolejiemi - RMG	14
2	Koncepční studie kolejového portálového jeřábu.....	15
3	Klasifikace jeřábu.....	17
3.1	Průměrné lineární přemístění.....	17
3.2	Četnost výskytu zatížení	17
3.3	Průměrný počet zrychlení při umístování břemen	18
3.4	Přehled klasifikace jeřábu	18
4	Výpočet zatížení a jejich součinitelů	19
4.1	Výpočet součinitelů zatížení	19
4.1.1	Účinky při zdvihaní a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	19
4.1.2	Zdvihání volně ležícího břemena	19
4.1.3	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu.....	20
4.1.4	Součinitel pojíždění po nerovném povrchu	21
4.1.5	Součinitel zatížení způsobená zrychlením pohonů.....	21
4.1.6	Součinitel zatížení při dynamické zkoušce.....	21
4.1.7	Součinitel zatížení při statické zkoušce	21
4.1.8	Součinitel zatížení pro hmotnost jeřábu	21
4.2	Výpočet pravidelných zatížení.....	22
4.2.1	Gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	22
4.2.2	Gravitační účinky působící na břemeno zdvihu	22
4.2.3	Celkové gravitační účinky působící na břemeno zdvihu a hmotnost jeřábu	22
4.2.4	Zatížení způsobené zrychlením zdvihu	22
4.3	Výpočet občasných zatížení.....	22
4.3.1	Zatížení způsobená větrem za provozu	22
4.3.2	Zatížení způsobená sněhem a námrazou	23
4.4	Výpočet výjimečných zatížení.....	23
4.4.1	Zatížení způsobená větrem mimo provoz.....	24
4.4.2	Zatížení při zkouškách.....	24
4.4.3	Zatížení způsobené nouzovým zastavením jeřábu	25
4.5	Přehled zatížení a jejich součinitelů.....	28
4.6	Kombinace zatížení.....	29
5	Návrh konstrukce jeřábu	30
5.1	Výpočet vnitřních sil působící na konstrukci jeřábu.....	30
5.2	Volba materiálu konstrukce	30

5.3	Výpočet horního příčného nosníku	31
5.3.1	Průřezové charakteristiky nosníku:	31
5.3.2	Účinky sil od vlastní hmotnosti nosníku	33
5.3.3	Účinky sil způsobené hmotností břemene a kočky	34
5.3.4	Celkové zatížení a maximální napětí na příčném nosníku	35
5.4	Výpočet kloubově uložené stojiny jeřábu	36
5.4.1	Zatížení působící na stojinu	36
5.4.2	Rozměry a průřezové charakteristiky nosníku stojiny	37
5.4.3	Ohybové napětí	38
5.4.4	Tlakové napětí	38
5.4.5	Celkové napětí v nebezpečných místech nosníku	38
5.4.6	Kontrola na vzpěr	39
5.5	Výpočet pevně uložené stojiny jeřábu	40
5.5.1	Zatížení působící na nohu jeřábu	40
5.5.2	Rozměry a průřezové charakteristiky nosníku stojiny	41
5.5.3	Ohybové napětí	42
5.5.4	Tlakové napětí	43
5.5.5	Celkové napětí v nebezpečných místech nosníku	43
5.5.6	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti	43
5.5.7	Kontrola na vzpěr	44
6	Návrh pojezdových kol	45
6.1	Volba materiálu kola	45
6.2	Statická únosnost kola	45
6.2.1	Návrhová kontaktní síla	45
6.2.2	Návrhová síla únosnosti	46
6.2.3	Prokázání statické únosnosti	46
6.3	Únavová pevnost kola	46
6.3.1	návrhová kontaktní síla pro únavu	46
6.3.2	Výpočet návrhové kontaktní síly únosnosti pro únavu	47
6.3.3	Kontrola únavové pevnosti kola	49
7	Návrh pohonného ústrojí	50
7.1	Návrh motoru a převodovky	50
7.1.1	Statický jízdní odpor [11]	50
7.1.2	Výpočet síly potřebné ke zrychlení	50
7.1.3	Minimální celkový potřebný výkon motorů pojezdu	50
7.1.4	Minimální výkon jednoho motoru pojezdu	51
7.1.5	Výstupní otáčky převodovky	51
7.1.6	Minimální výstupní moment převodovky	51
7.1.7	Volba motoru s převodovkou	51
7.1.8	Kontrola brzdy	52
7.2	Kontrola hnací hřídele	52

7.2.1	Síly působící na hnací hřídel	52
7.2.2	Napětí na hřídeli	53
7.2.3	Kontrola per na hřídeli.....	55
Závěr	56
Seznam použitých zkratk a symbolů	59
Seznam příloh	65

ÚVOD

S neustálým ekonomickým růstem celého světa a s probíhající globalizací roste velkým tempem objem přepravovaného zboží, s čímž rostou nároky na logistiku. Největší podíl na dopravě mezi jednotlivými kontinenty má lodní kontejnerová doprava. Tento způsob přepravy má velkou výhodu, že jednotlivé kontejnery plné zboží mohou být naplněny v přímo v místě výroby a pak mohou být různými druhy pozemní dopravy dopraveny do přístavu, ze kterého jsou pomocí kontejnerových lodí transportovány po celém světě. Protože kapacita kontejnerových lodí roste úměrně s množstvím přepravovaného zboží, rostou i nároky na rychlost její nakládky a vykládky. K té slouží velké množství různých manipulačních a dopravních zařízení, včetně různých druhů jeřábu.

Tato práce se zabývá návrhem konstrukce a pojezdového ústrojí kolejového portálového jeřábu vybaveným rámem pro manipulaci s kontejnery. Tento typ jeřábů složí v kontejnerových přístavech k uskladňování, třízení kontejnerů a vyskladňování kontejnerů. Které jsou následně přepraveny na požadované místo určení.

1 TYPY JEŘÁBŮ NA KONTEJNEROVÝCH TERMINÁLECH

Kontejnerový terminál slouží jako rozhraní mezi různými druhy dopravy kontejnerů. Na kontejnerový terminál mohou být kontejnery distribuovány pomocí silniční, železniční a námořní dopravy i pomocí menších vnitrozemských lodí. Na terminálu probíhá uskladnění a třídění kontejnerů, aby se dostali v čas na místo určení. Velikost přepravy kontejnerů se neustále zvyšuje s tím se zvyšuje i kapacita kontejnerových lodí které v dnešní době mohou dosahovat kapacity 21 000 TEU. S tím rostou nároky i na kontejnerové terminály, které musí být schopné takové přepravní kapacity zvládnout. Protože nakládání a vykládání takové lodě je velice náročné i na množství pracovníků, tak se pracuje na co největší automatizaci kontejnerových terminálů včetně jeřábů. [1]



Obr. 1 Šanghajský přístav (největší kontejnerový terminál na světě) [13]

1.1 NÁBŘEŽNÍ JEŘÁB - STS

STS (ship to shore) jeřáb slouží k nakládání a vykládání kontejnerů z lodí. Je to největší jeřáb, který se nachází na kontejnerových terminálech. Mohou být vybaveny dvěma jeřábovými kočkami pro zvýšení rychlosti nakládání a vykládání. V kombinaci se spreaderem schopným uchopit dva kontejnery současně může být rychlost vykládání teoreticky až 80 kontejnerů za hodinu. Většinou jsou vybaveny sklopným ramenem pro bezproblémové najezení kontejnerové lodě na místo vykládky. [2] [3]



Obr. 2 STS jeřáb [5]

1.2 ROZKROČNÝ PORTÁLOVÝ VOZÍK

Tento druh portálového jeřábu slouží pro přepravu kontejnerů po kontejnerovém terminálu. Jeho velkou výhodou oproti nákladním vozidlům je jeho schopnost naložení kontejneru bez pomoci dalšího jeřábu. Může být schopen stohovat až čtyři kontejnery. Jeho nevýhoda je že mezi jednotlivými řadami kontejnerů musí vždy být mezera na projetí vozíku. [3]



Obr. 3 Rozkročný portálový vozík [14]

1.3 PORTÁLOVÝ JEŘÁB S PNEUMATIKAMI - RTG

(Rubber tyred gantry) je druh portálového jeřábu sloužící ke skladování kontejnerů. Jejich výhodou oproti kolejovým jeřábům je schopnost přejíždět i mimo oblast pracoviště. Z důvodu jejich mobility jsou nejčastěji poháněny diesellovým generátorem, který má ale za následek zhoršení ovzduší v přístavech, proto jsou v dnešní době často elektrifikovány. [3]



Obr. 4 Portálový jeřáb s pneumatikami – RTG [15]

1.4 PORTÁLOVÝ JEŘÁB S KOLEJEMI - RMG

(Rail mounted gantry) využití tohoto jeřábu je takřka totožné s RTG jeřábem. Výhoda je jejich stabilita oproti RTG jeřábům, která se odráží ve schopnosti stohování do větší výšky a také vyšší pojezdovou rychlostí. Výhodou je také možnost kabelového napájení, které zvláště v dnešní době, kdy se mluví čím dál více o ekologii, může být rozhodujícím faktorem při volbě typu jeřábu. Výhodou je také vedení pomocí kolejí, takže v případě selhání některého z mechanismů nemůže dojít k vybočení z dráhy a případné srážce s kontejnery. Koleje také zmenšují tlak na podloží oproti pneumatikám. Z toho důvodu klade tento jeřáb menší požadavky na podloží. Nevýhodou je jejich neschopnost přesouvat se jinam, než jsou položeny koleje, takže v případě závady mohou z části zablokovat provoz na překladišti [4] [3].



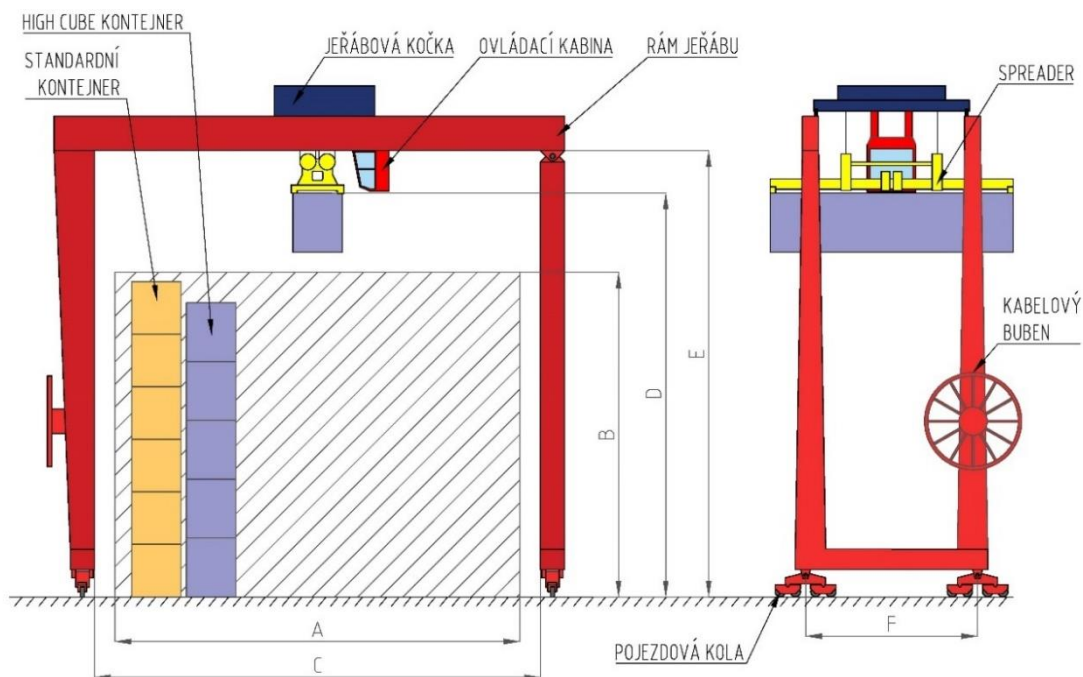
Obr. 5 Kolejový portálový jeřáb – RMG [16]

2 KONCEPČNÍ STUDIE KOLEJOVÉHO PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

Koncepce uspořádání jeřábu byla zvolena s ohledem na požadované parametry jeřábu a pomocí dat od renomovaných výrobců tohoto typu jeřábu.

Dva hlavní typy rámu používaných u portálových jeřábů jsou jednonosníkový a dvounosníkový rám. Nevýhoda jednonosníkového jeřábu je menší výška zdvihu z důvodu pojíždění kočky pod nosníkem, a také nižší nosnosti jeřábu při zachování stejné výšky nosníku. Z důvodu, že navrhovaný jeřáb musí být schopen zvedat dva plně naložené kontejnery současně a také musí být schopen přejíždět se zvýšeným (HC) kontejnerem nad stohem šesti standartních kontejnerů, byla zvolena dvounosníková konstrukce jeřábu, která se jeví jako vhodnější řešení.

Rám bude sestaven ze skříňových nosníků a na jedné straně budou stojiny uloženy kloubově, aby byla konstrukce staticky určitá a nedocházelo vlivem změn teplot a nepřesnosti uložení kolejí k velkému namáhání pojezdových kol.



Obr. 6 Koncepční uspořádání portálového jeřábu

Tab. 1 Rozměry jeřábu

A	Šířka úložného prostoru	20 m
B	Výška úložného prostoru	16 m
C	Minimální vzdálenost mezi stojinami	22 m
D	Maximální zdvih jeřábu	19,7 m
E	Světlá výška pod nosníkem	22 m
F	Vzdálenost mezi čepy podvozků (klopné hrany)	8,5 m

Parametry jeřábu (Tab. 2) byly zvoleny pomocí údajů od renomovaných výrobců kolejových portálových jeřábů .

Tab. 2 Parametry jeřábu [3] [5]

Nosnost jeřábu	80 000 kg	
Přibližná hmotnost jeřábu	140 000 kg	
Rychlost zdvihu	$35 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$	$0,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Zrychlení zdvihu	$0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	
Rychlost pojezdu kočky	$60 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$	$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Zrychlení pojezdu kočky	$0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	
Rychlost pojezdu jeřábu	$150 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$	$2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Zrychlení pojezdu jeřábu	$0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	

3 KLASIFIKACE JEŘÁBU

Klasifikace jeřábu slouží pro určení provozních podmínek jeřábu, aby součásti, které jsou sériově vyráběny nebo jsou vyráběny samostatně, byly vyrobeny v provedení s ohledem na určené použití jeřábu [6]. Celkový počet pracovních cyklů

Počet cyklů byl navrhnout s ohledem na to, že jeřáb má sloužit na kontejnerových překladištích, kde bude pracovat v nepřetržitém provozu. Pro lepší určení počtu pracovních cyklů byly využity údaje od renomovaných výrobců těchto jeřábů.

$$C = 4\,000\,000$$

Dle [6] zvolena třída U_8

3.1 PRŮMĚRNÉ LINEÁRNÍ PŘEMÍSTĚNÍ

Průměrná vzdálenost přemístění zdvihového ústrojí:

$$\bar{x} = 16\text{ m}$$

Třída Dh5

Průměrná vzdálenost přemístění příčného pojezdu:

$$\bar{x} = 25\text{ m}$$

Třída Dt6

Průměrná vzdálenost přemístění pojezdu jeřábu:

$$\bar{x} = 10\text{ m}$$

Třída Dc5

3.2 ČETNOST VÝSKYTU ZATÍŽENÍ

Z důvodu, že jeřáb bude manipulovat s námořními kontejnery, které jsou jen výjimečně naloženy na maximální přípustnou hmotnost, bude počítáno s tím, že jeřáb standartně manipuluje s břemenem o poloviční hmotnosti maximálního zatížení a pouze v 10 % zdvihů s maximální hmotností břemene.

$$k_{Q_r} = \sum_i \frac{C_i}{C_r} \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_r}\right)^3 \quad (1)$$

$$k_{Q_r} = \frac{3\,600\,000}{4\,000\,000} \cdot \left(\frac{490\,500}{784\,800}\right)^3 + \frac{400\,000}{4\,000\,000} \cdot \left(\frac{784\,800}{784\,800}\right)^3 = 0,320$$

Podle [6] třída poměrné četnosti výskytu břemena Q_4

Kde:

C_i [-] počet cyklů ve kterých je manipulováno s břemenem Q_i

C_r [-] celkový počet cyklů jeřábu

Q_i [N] tíha i-tého břemene

Q_r [N] maximální tíha břemene

3.3 PRŮMĚRNÝ POČET ZRYCHLENÍ PŘI UMISŤOVÁNÍ BŘEMEN

Tato třída jeřábu je volena podle průměrného počtu zrychlení potřebných pro umístění jednoho břemena.

Podle [6] byla zvolena třída počtu zrychlení P_2

3.4 PŘEHLED KLASIFIKACE JEŘÁBU

V (Tab. 3) je souhrn všech klasifikačních tříd jeřábu.

Tab. 3 Klasifikace jeřábu

Název	Třída
Počet pracovních cyklů	U_8
Přemístění zdvihového ústrojí	$Dh5$
Přemístění příčného pojezdu	$Dt6$
Přemístění pojezdu jeřábu	$Dc5$
Četnost výskytu břemene	Q_4
Počet zrychlení při umisťování břemene	P_2

4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ A JEJICH SOUČINITELŮ

Výpočet účinků zatížení a jejich součinitelů slouží ke zjištění namáhání jednotlivých částí jeřábů, podle kterých budou tyto součásti následně navrhnuty.

4.1 VÝPOČET SOUČINITELŮ ZATÍŽENÍ

Součinitele zatížení slouží ke zvětšení sil působících na jeřáb, podle kterých se poté navrhují všechny součásti jeřábu.

4.1.1 ÚČINKY PŘI ZDVÍHANÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Při zvedání břemena nebo při uvolnění části břemene je jeřáb vystaven účinkům vybuzení kmitání. Přepočet kmitání na zatížení se provede vynásobením gravitační síly od hmotnosti jeřábu součinitelem ϕ_1 . [7]

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad (2)$$

$$\phi_1 = 1 + 0,1 = 1,1$$

Kde:

δ [–] zvoleno dle [8]

4.1.2 ZDVÍHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

Při zvedání volně ležícího břemena působí na jeřáb dynamické účinky. Tyto účinky se vypočítají vynásobením gravitační síly od hmotnosti jeřábu součinitelem ϕ_2 [7].

VÝPOČET TEORETICKÉHO SOUČINITELE ϕ_{2t} [8]:

Tento součinitel slouží k určení třídy tuhosti jeřábu. Pro výpočet se používá zjednodušující vzorec.

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot v_{hmax}}{0,45 + \left(\frac{R_r \cdot l_r}{1500 \cdot Z_a} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot 0,58}{0,45 + \left(\frac{1960 \cdot 18}{1500 \cdot 7} \right)^{\frac{1}{2}}} = 1,711$$

Tab. 4 Určení tuhosti jeřábu [8]

Podmínka:	Třída tuhosti:
$1,17 + 0,58 \cdot v_{hmax} < \phi_{2t}$	HC4

$$1,17 + 0,58 \cdot 0,58 < 1,711$$

$$1,506 < 1,711 \dots \text{Třída tuhosti HC4}$$

Kde:

$$v_{hmax} [m \cdot s^{-1}] \quad \text{nejvyšší ustálená rychlost zdvihu}$$

$$R_r [MPa] \quad \text{třída pevnosti lana}$$

$$l_r [m] \quad \text{délka jedné větve lana}$$

$$Z_a [-] \quad \text{součinitel bezpečnosti lana}$$

VÝPOČET ϕ_2 [7]

$$v_h = 0,5 \cdot v_{hmax} \quad (4)$$

$$v_h = 0,5 \cdot 0,58 = 0,29$$

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h \quad (5)$$

$$\phi_2 = 1,2 + 0,68 \cdot 0,29 = 1,3972$$

$$\phi_2 = 1,4$$

VÝPOČET ϕ_{2c} [7]

$$\phi_{2c} = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_{hmax} \quad (6)$$

$$\phi_{2c} = 1,2 + 0,68 \cdot 0,58 = 1,5944$$

$$\phi_{2c} = 1,59$$

Kde:

$$\beta_2 [-] \quad \text{součinitel pro třídu tuhosti HC4 ... 0,68}$$

$$\phi_{2,min} [-] \quad \text{součinitel pro kombinaci tuhosti HC4 a třídu pohonu zdvihu HD4}$$

4.1.3 NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

U jeřábu pro přemísťování kontejnerů není tento typ zatížení obvyklý, ale může nastat v případě poruchy spreaderu nebo jiné části zdvihového zařízení [7].

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_h}{m_h} \cdot (1 + \beta_3) \quad (7)$$

$$\phi_3 = 1 - \frac{62000}{80000} \cdot (1 + 1) = -0,55$$

Kde:

Δm_h [kg] uvolněná část hmotnosti břemene

m_h [kg] celková hmotnost břemene

β_3 [-] pro jeřáby s rychlým uvolňováním břemene [7]

4.1.4 SOUČINITEL POJÍŽDĚNÍ PO NEROVNÉM POVRCHU

Pro jeřáby pojíždějící po svařovaných kolejích s opracovanými styky [8]:

$$\phi_4 = 1$$

4.1.5 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Pro plynulé ovládání otáček motoru pojezdu a obvyklý chod převodovky [8]:

$$\phi_5 = 1,2$$

4.1.6 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ PŘI DYNAMICKÉ ZKOUŠCE

Při dynamické zkoušce jeřáb přemísťuje zkušební břemeno stejným způsobem, jakým bude pracovat za standardního provozu [7].

$$\phi_{6_{dyn}} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) \tag{8}$$

$$\phi_{6_{dyn}} = 0,5 \cdot (1 + 1,59) = 1,295$$

4.1.7 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ PŘI STATICKÉ ZKOUŠCE

Při statické zkoušce je břemeno pouze zavěšeno na jeřáb a nejsou při ní použity žádné pohony jeřábu [7].

$$\phi_{6_{stat}} = 1$$

4.1.8 SOUČINITEL ZATÍŽENÍ PRO HMOTNOST JEŘÁBU

Dle [7]:

$\gamma_p = 0,95$ pro příznivé hmotnosti

$\gamma_p = 1,22$ pro nepříznivé hmotnosti

4.2 VÝPOČET PRAVIDELNÝCH ZATÍŽENÍ

Tyto zatížení se vyskytují při standardním provozu jeřábu.

4.2.1 GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

$$Q_1 = m_j \cdot g \quad (9)$$

$$Q_1 = 140000 \cdot 9,81 = 1\,373\,400 \text{ N}$$

Kde:

m_j [kg] hmotnost jeřábu

g [$m \cdot s^{-2}$] gravitační zrychlení

4.2.2 GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA BŘEMENO ZDVIHU

$$Q_2 = m_b \cdot g \quad (10)$$

$$Q_2 = 80000 \cdot 9,81 = 784\,800 \text{ N}$$

Kde:

m_b [kg] hmotnost břemena zdvihu

4.2.3 CELKOVÉ GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA BŘEMENO ZDVIHU A HMOTNOST JEŘÁBU

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 \quad (11)$$

$$Q_3 = 1373400 + 784800 = 2\,158\,200 \text{ N}$$

4.2.4 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ ZRYCHLENÍM ZDVIHU

$$Q_4 = m_b \cdot a_{zdv} \quad (12)$$

$$Q_4 = 80000 \cdot 0,35 = 28\,000 \text{ N}$$

Kde:

a_{zdv} [$m \cdot s^{-2}$] zrychlení zdvihu břemena

m_b [kg] hmotnost břemena zdvihu

4.3 VÝPOČET OBČASNÝCH ZATÍŽENÍ

Do občasných zatížení spadá hlavně zatížení větrem, sněhem a námrazou.

4.3.1 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM ZA PROVOZU

Pro výpočet zatížení způsobených větrem, je uvažován vítr, který vane vodorovně a ve všech výškách stejnou rychlostí [7].

ÚČINEK VĚTRU ÚROVNĚ W1, PRO VÝPOČET KONSTRUKCE JEŘÁBU:

$$Q_{5W_1} = q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (13)$$

$$Q_{5W_1} = 250 \cdot (2 \cdot 110 + 2,2 \cdot 35 + 2,4 \cdot 40) = 98\,250 \text{ N}$$

ÚČINEK VĚTRU ÚROVNĚ W2, PRO VÝPOČET ROZJEZDOVÝCH HNACÍCH SIL:

$$Q_{5W_2} = \varepsilon_s \cdot q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (14)$$

$$Q_{5W_2} = 0,7 \cdot 250 \cdot (2 \cdot 110 + 2,2 \cdot 35 + 2,4 \cdot 40) = 68\,775 \text{ N}$$

Tab. 5 Plochy jeřábu a jejich aerodynamické součinitele

	Aerodynamický součinitel c_a [-]	Plocha S [m^2]
Plocha jeřábu	2,0	110
Plocha břemene	2,2	35
Ostatní plochy	2,4	40

Kde:

S [m^2] plocha na kterou působí vítr

c_a [-] koeficient odporu

$q(3)$ [Pa] ekvivalentní statický tlak větru za provozu

ε_s [-] součinitel větru úrovně W2

4.3.2 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ SNĚHEM A NÁMRAZOU

Počítáme se zvětšenými plochami o 10 % vystavenými vůči větru [7].

$$Q_7 = Q_5 \cdot 1,1 \quad (15)$$

$$Q_7 = 98250 \cdot 1,1 = 108\,075 \text{ N}$$

4.4 VÝPOČET VÝJIMEČNÝCH ZATÍŽENÍ

Do výjimečných zatížení spadají všechna zatížení, které mohou při provozu nastat, ale nevykazují známku pravidelnosti.

4.4.1 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM MIMO PROVOZ

Zatížení jeřábu způsobená bouřlivým větrem. Předpokládá se, že břemeno zůstalo zavěšené na jeřábu. Plochy a jejich součinitele aerodynamického odporu jsou stejné jako u zatížení způsobených větrem za provozu [7].

ĚKVIVALENTNÍ STATICKÁ RYCHLOST VĚTRU MIMO PROVOZ

$$v_{(z)} = f_{rec} \cdot \left(\left(\frac{z}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right) \cdot v_{ref} \quad (16)$$

$$v_{(z)} = 1 \cdot \left(\left(\frac{22}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right) \cdot 24 = 36,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

f_{rec} [-] součinitel závislý na době návratu větru

v_{ref} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost referenčního bouřlivého větru

ĚKVIVALENTNÍ STATICKÝ TLAK VĚTRU MIMO PROVOZ

$$q_{(z)} = 0,5 \cdot \rho_{vz} \cdot v_{(z)}^2 \quad (17)$$

$$q_{(z)} = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 36,4^2 = 828 \text{ Pa}$$

Kde:

ρ_{vz} [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota vzduchu

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ VĚTREM MIMO PROVOZ

$$Q_6 = q_z \cdot c_a \cdot S \quad (18)$$

$$Q_6 = 828 \cdot 2 \cdot 110 + 828 \cdot 2,2 \cdot 35 + 828 \cdot 2,4 \cdot 40 = 325\,404 \text{ N}$$

Kde:

$q_{(z)}$ [-] ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz

4.4.2 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

DYNAMICKÁ ZKOUŠKA

Při dynamické zkoušce je jeřáb zatížen břemenem o hmotnosti 110 % jmenovitého břemena. Při této zkoušce je s břemenem manipulováno stejně jako za standartního provozu [7].

$$m_{zk_{dyn}} = 1,1 \cdot m_b \quad (19)$$

$$m_{zk_{dyn}} = 1,1 \cdot 80000 = 88\,000 \text{ kg}$$

$$Q_{g_{dyn}} = m_{zk_{dyn}} \cdot g \quad (20)$$

$$Q_{g_{dyn}} = 88000 \cdot 9,81 = 863\,280 \text{ N}$$

Kde:

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

STATICKÁ ZKOUŠKA

Při statické zkoušce je jeřáb zatížen břemenem, které má 125% hmotnosti jmenovitého břemene. Při této zkoušce s břemenem není manipulováno.

$$m_{zk_{stat}} = 1,25 \cdot m_b \quad (21)$$

$$m_{zk_{stat}} = 1,25 \cdot 80000 = 100\,000 \text{ kg}$$

$$Q_{g_{stat}} = m_{zk_{stat}} \cdot g$$

$$Q_{g_{stat}} = 100000 \cdot 9,81 = 981\,000 \text{ N}$$

Kde:

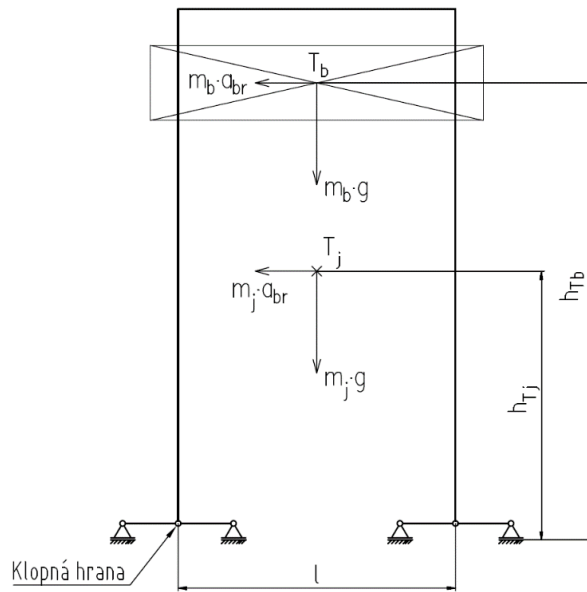
$m_{zk_{stat}} [kg]$ hmotnost zkušebního břemene při statické zkoušce

4.4.3 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ NOUZOVÝM ZASTAVENÍM JEŘÁBU

Nouzové zastavení počítáme pro nejnepříznivější stav pojíždění, to znamená že břemeno se bude nacházet v nejvyšší poloze při zahájení brždění.

VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO ZPOMALENÍ, ABY NEDOŠLO K PŘEKLOPENÍ JEŘÁBU

Z důvodu že neznáme polohu těžiště jeřábu budeme jej uvažovat v polovině výšky jeřábu. Reálná výška těžiště bude pravděpodobně níže, tím získáme vyšší bezpečnost výpočtu. Příznivé a nepříznivé hmotnosti budou vynásobeny součinitelem γ_p [7].



Obr. 7 Síly při brždění jeřábu

$$M_{vyr} = M_{kl} \quad (22)$$

$$M_{vyr} = (m_b + m_j) \cdot g \cdot \frac{l_v}{2} \cdot \gamma_p \quad (23)$$

$$M_{kl} = a_{br} \cdot (m_b \cdot h_{Tb} + m_j \cdot h_{Tj}) \cdot \gamma_p \quad (24)$$

$$a_{br1} = \frac{M_{vyr}}{(m_b \cdot h_{Tb} + m_j \cdot h_{Tj}) \cdot \gamma_p} = \frac{(m_b + m_j) \cdot g \cdot \frac{l}{2} \cdot \gamma_p}{(m_b \cdot h_{Tb} + m_j \cdot h_{Tj}) \cdot \gamma_p} \quad (25)$$

$$a_{br1} = \frac{(80000 + 140000) \cdot 9,81 \cdot \frac{8}{2} \cdot 0,95}{(80000 \cdot 19 + 140000 \cdot 11) \cdot 1,22} = 2,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:

M_{vyr} [N · m] vyrovnávací moment jeřábu

M_{kl} [N · m] klopný moment jeřábu

h_{Tb} [m] výška těžiště břemena

h_{Tj} [m] výška těžiště jeřábu

l_v [m] vzdálenost čepů podvozkových vahadel

a_{br1} [m · s⁻²] maximální zpomalení vůči stabilitě jeřábu

MAXIMÁLNÍ ZPOMALENÍ S OHLEDEM NA TŘENÍ MEZI KOLEM A KOLEJNICÍ

Hodnota součinitele adheze μ mezi suchou kolejnicí a kolem je udávána 0,14. Tento výpočet slouží k ověření, zda nemůže dojít k překlopení jeřábu při brždění [8].

$$a_{br} = \frac{F_{br}}{m_j + m_b} \quad (26)$$

$$F_{br} = (m_j + m_b) \cdot g \cdot \mu \quad (27)$$

$$a_{br_2} = \frac{(m_j + m_b) \cdot g \cdot \mu}{m_j + m_b} = g \cdot \mu \quad (28)$$

$$a_{br_2} = 9,81 \cdot 0,14 = 1,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:

m_j	[kg]	hmotnost jeřábu
m_b	[kg]	hmotnost břemena
f	[-]	součinitel tření suchého kola a kolejnice
a_{br_2}	[m · s ⁻²]	maximální zpomalení s ohledem na tření

MAXIMÁLNÍ ZPOMALENÍ

Z důvodu že $a_{br_1} > a_{br_2}$, můžeme uvažovat jako hodnotu maximálního zpomalení a_{br_2} , protože díky nízkému tření mezi kolem a kolejnicí nedojde k překlopení jeřábu při brždění.

$$a_{br_{max}} = 1,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

ZATÍŽENÍ PŘI NOUZOVÉM ZASTAVENÍ

$$Q_{10} = (m_b + m_j) \cdot a_{br_{max}} \quad (29)$$

$$Q_{10} = (80000 + 140000) \cdot 1,37 = 301\,400 \text{ N}$$

Kde:

$a_{br_{max}}$	[m · s ⁻²]	maximální zpomalení při brždění
----------------	------------------------	---------------------------------

4.5 PŘEHLED ZATÍŽENÍ A JEJICH SOUČINITELŮ

V tab. 6 je přehled všech součinitelů zatížení a v tab. 7 jsou všechny zatížení, které budou následně dosazeny do tabulky kombinací zatížení, dle které bude navrhována nosná konstrukce jeřábu.

Tab. 6 Přehled součinitelů

Součinitel	Označení	[-]
Součinitel vybuzení kmitání při zdvihání břemena	ϕ_1	1
Součinitel zdvihání volně ležícího břemena	ϕ_2	1,4
	ϕ_{2c}	1,59
Součinitel náhlého uvolnění části břemena	ϕ_3	-0,55
Součinitel vlivu pojezdu po nerovném povrchu	ϕ_4	1
Součinitel zatížení způsobené zrychlením pohonů	ϕ_5	1,2
Součinitel zatížení při dynamických zkouškách	$\phi_{6_{dyn}}$	1,295
Součinitel zatížení při statických zkouškách	$\phi_{6_{stat}}$	1
Součinitel zatížení pro hmotnost jeřábu	γ_p	0,95

Tab. 7 Přehled zatížení

Druh zatížení	Označení	[N]
Gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	Q_1	1 373 400
Gravitační účinky působící na břemeno zdvihu	Q_2	784 800
Gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu a břemeno zdvihu	Q_3	2 158 200
Zatížení způsobené zrychlením zdvihu	Q_4	28 000
Zatížení způsobená větrem za provozu	Q_5	98 250
Zatížení způsobená větrem mimo provoz	Q_6	325 404
Zatížení způsobená sněhem a námrazou	Q_7	108 075
Zatížení při dynamické zkoušce	$Q_{9_{dyn}}$	863 280
Zatížení při statické zkoušce	$Q_{9_{stat}}$	981 000
Zatížení způsobené nouzovým zastavením jeřábu	Q_{10}	301 400

4.6 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Tabulka kombinací zatížení a dílčích součinitelů bezpečnosti je uvedena v příloze.

Kombinace zatížení A zohledňuje zatížení, kterým bude jeřáb za standartního provozu vystaven. Kombinace B zohledňuje stejné zatížení jako kombinace A, ale navíc obsahuje vliv větru za provozu. V kombinaci C jsou zohledněny zatížení, které nastávají výjimečně jako je například nouzové brždění nebo zatížení při zkouškách.

Z tabulky uvedené v příloze vyplývá, že k největšímu zatížení dochází při kombinaci A1, i když součinitel B zohledňuje navíc i vliv větru, tak celkové zatížení je nižší z důvodu menších součinitelů bezpečnosti. Proto budeme statická zatížení jeřábu dále počítat podle kombinace zatížení A1. Například nosná konstrukce ale musí být navrhována s ohledem i na jiné kombinace zatížení, protože ne všechny zatížení působí ve stejných osách.

CELKOVÝ SOUČINITEL HMOTNOSTI BŘEMENA

$$\phi_b = \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (30)$$

$$\phi_b = 1,34 \cdot 1,4 \cdot 1,48 \cdot 1,1 = 3,0541$$

$$\phi_b = 3,05$$

Kde:

γ_m [-] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

γ_f [-] celkový součinitel bezpečnosti

CELKOVÝ SOUČINITEL HMOTNOSTI JEŘÁBU

$$\phi_j = \gamma_p \cdot \phi_1 \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (31)$$

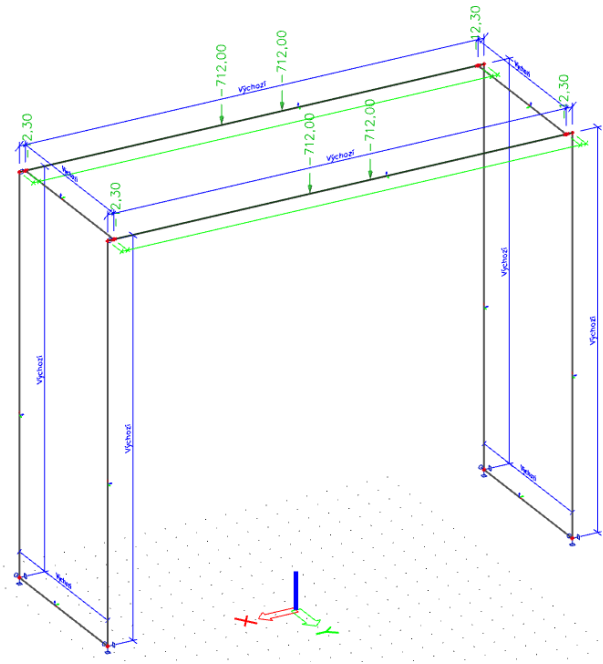
$$\phi_j = 0,95 \cdot 1 \cdot 1,48 \cdot 1,1 = 1,5466$$

$$\phi_j = 1,55$$

5 NÁVRH KONSTRUKCE JEŘÁBU

5.1 VÝPOČET VNITŘNÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA KONSTRUKCI JEŘÁBU

K výpočtu vnitřních sil působících na jednotlivé nosníky jeřábu byl použit program SCIA Engineer 20.0. Do programu byly zadány osy jednotlivých nosníků a k nim byly přiřazeny jejich parametry. Dále byly přidány zatížení jeřábu včetně jejich součinitelů a byly nastaveny jejich kombinace. Poté bylo provedeno několik simulací, jejichž cílem bylo zjistit, při které kombinaci zatížení dochází k největšímu namáhání jednotlivých nosníků.



Obr. 8 Osový model konstrukce jeřábu v programu SCIA Engineer

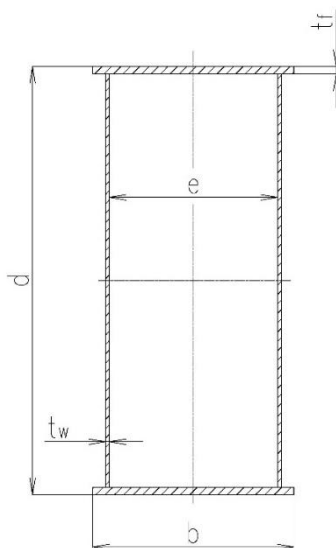
5.2 VOLBA MATERIÁLU KONSTRUKCE

Jelikož se jedná o velkou konstrukci, nemohou být použity uzavřené válcové profily, protože se v potřebné velikosti nevyrábí. Jako další možnost se naskytují příhradové nosníky. Ty jsou vhodné pro velké konstrukce díky jejich nízké váze a vysoké pevnosti, ale pro tento typ jeřábu by jejich použití bylo příliš drahé, proto budou použity svařované skříňové nosníky. Z toho důvodu je nutné, aby měl materiál zaručenou svařitelnost a vyráběl se v potřebných rozměrech. Ideální materiál pro skříňové nosníky jsou konstrukční oceli válcované za tepla. Pro jeřábové konstrukce je vhodná ocel S 275, která má zaručenou svařitelnost a dostatečnou pevnost.

Tab. 8 Jmenovité hodnoty meze kluzu a meze pevnosti [9]

	Tloušťka materiálu			
	$t \leq 40 \text{ mm}$		$40 \text{ mm} < t \leq 80 \text{ mm}$	
	$R_e \text{ [MPa]}$	$R_m \text{ [MPa]}$	$R_e \text{ [MPa]}$	$R_m \text{ [MPa]}$
S 275	275	430	255	410

5.3 VÝPOČET HORNÍHO PŘÍČNÉHO NOSNÍKU



Obr. 9 Průřez příčného nosníku

Rozměry skříňového nosníku:

Délka nosníku:	$L = 23 \text{ m}$
Šířka pásnice:	$b = 800 \text{ mm}$
Tloušťka pásnice:	$t_f = 35 \text{ mm}$
Výška stojiny:	$d = 1800 \text{ mm}$
Tloušťka stojiny:	$t_w = 15 \text{ mm}$
Vnitřní vzdálenost mezi stojinami:	$e = 670 \text{ mm}$
Hmotnost jednoho metru nosníku:	$m_{n1} = 765,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

5.3.1 PRŮŘEZOVÉ CHARAKTERISTIKY NOSNÍKU:

PLOCHA PRŮŘEZU NOSNÍKU

$$S_{n1} = 2 \cdot ((d - 2 \cdot t_f) \cdot t_w + b \cdot t_f) \quad (32)$$

$$S_{n1} = 2 \cdot (1730 \cdot 15 + 800 \cdot 35) = 107\,900 \text{ mm}^2$$

KVADRATICKÝ MOMENT SETRVAČNOSTI K OSE Y

$$J_{y1}' = \frac{1}{12} \cdot b \cdot t_f^3 \quad (33)$$

$$J_{y1}' = \frac{1}{12} \cdot 800 \cdot 35^3 = 2\,858\,300 \text{ mm}^4$$

$$J_{y1} = J_{y1}' + t_f \cdot b \cdot d^2 \quad (34)$$

$$J_{y1} = 2858300 + 35 \cdot 800 \cdot 1800^2 = 21,809 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$J_{y2} = \frac{1}{12} \cdot t_w \cdot (d - 2 \cdot t_f)^3 \quad (35)$$

$$J_{y2} = \frac{1}{12} \cdot 15 \cdot 1730^3 = 5,656 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$J_y = 2 \cdot J_{y1} + 2 \cdot J_{y2} \quad (36)$$

$$J_y = 2 \cdot 21,809 \cdot 10^9 + 2 \cdot 5,656 \cdot 10^9 = 56,56 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

Kde:

J_{y1}' [mm⁴] Kvadratický moment setrvačnosti pásnice

J_{y1} [mm⁴] Kvadratický moment setrvačnosti pásnice k těžišti nosníku

J_{y2} [mm⁴] Kvadratický moment setrvačnosti stojiny

J_y [mm⁴] Celkový kvadratický moment skříňového nosníku

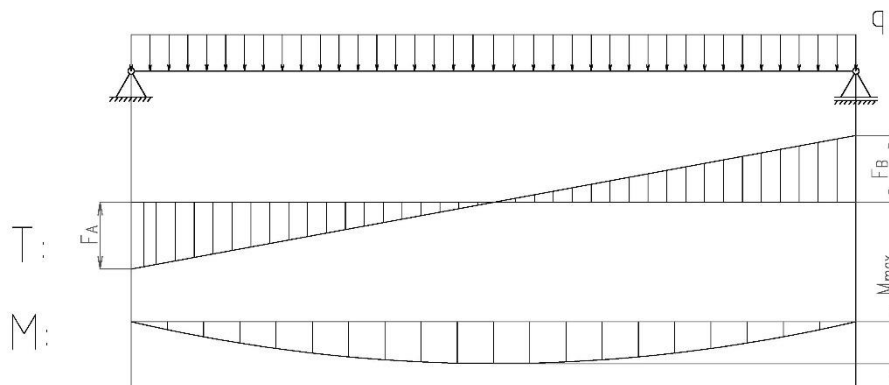
MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{oy} = \frac{J_y}{e} = \frac{2 \cdot J_y}{d} \quad (37)$$

$$W_{oy} = \frac{2 \cdot 56,56 \cdot 10^9}{1800} = 62,85 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

5.3.2 ÚČINKY SIL OD VLASTNÍ HMOTNOSTI NOSNÍKU

Namáhání způsobené vlastní hmotností nosníku, hmotností kolejnice a dalších součástí umístěných na nosníku vynásobené součinitelem ϕ_j .



Obr. 10 Vnitřní účinky způsobené vlastní hmotností jeřábu

LINIOVÉ ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ HMOTNOSTÍ JEŘÁBU

$$q_{n1} = (m_{n1} + m_k + m_{os}) \cdot g \cdot \phi_j \quad (38)$$

$$q_{n1} = (847 + 100 + 15) \cdot 9,81 \cdot 1,55 = 13\,563 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$$m_k \quad \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{hmotnost kolejnice}$$

$$m_{os} \quad \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{hmotnost ostatních součástí nosníku}$$

REAKCE V PODPORÁCH

$$F_{A1} = F_{B1} = \frac{q_{n1} \cdot L^2}{2 \cdot L} = \frac{g_{n1} \cdot L}{2} \quad (39)$$

$$F_{A1} = F_{B1} = \frac{13563 \cdot 23}{2} = 156,98 \text{ kN}$$

OHYBOVÝ MOMENT

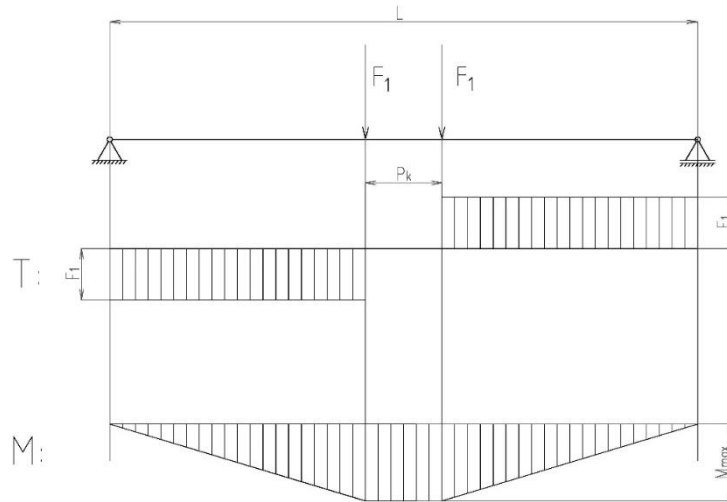
$$M_{oqmax} = \frac{F_A \cdot L}{2} - \frac{g \cdot L^2}{8} \quad (40)$$

$$M_{oqmax} = \frac{156980 \cdot 23}{2} - \frac{13563 \cdot 23^2}{8} = 896\,889 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oqmax} = 896,9 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.3.3 ÚČINKY SIL ZPŮSOBENÉ HMOTNOSTÍ BŘEMENE A KOČKY

Největší namáhání nosníku nastane, když se jeřábová kočka nachází ve středu nosníku a je zvedáno břemeno.



Obr. 11 Vnitřní účinky způsobené hmotnostní kočky a břemene

VÝPOČET SÍLY ZPŮSOBENÉ HMOTNOSTÍ BŘEMENE A KOČKY

Síla F_1 se vypočítá s pomocí hmotností jeřábové kočky a hmotností břemene, které jsou zvětšeny o příslušné součinitele zatížení. Protože jeřábová kočka má čtyři pojezdová kola je získaná hodnota vydělena čtyřmi.

$$F_1 = \frac{\phi_j \cdot m_{zdv} \cdot g + \phi_b \cdot m_b \cdot g}{4} \quad (41)$$

$$F_1 = \frac{1,55 \cdot 30000 \cdot 9,81 + 3,05 \cdot 80000 \cdot 9,81}{4} = 712,5 \text{ kN}$$

$$F_{A2} = F_{B2} = \frac{F_1 \cdot \frac{L-P}{2} + F_1 \cdot \frac{L+P}{2}}{L} = \frac{F_1 \cdot L}{L} = F_1 \quad (42)$$

$$F_{A2} = F_{B2} = 712,5 \text{ kN}$$

$$M_{oFmax} = F_A \cdot \frac{L-P}{2} \quad (43)$$

$$M_{oFmax} = 788,5 \cdot \frac{23-3}{2} = 7\,125 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.3.4 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ A MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ NA PŘÍČNÉM NOSNÍKU

Maximální napětí na nosníku nesmí přesáhnout mez kluzu materiálů, aby byla splněna podmínka únosnosti.

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT A OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$M_{o_{\max}} = M_{o_{F_{\max}}} + M_{o_{q_{\max}}} \quad (44)$$

$$M_{o_{\max}} = 7124513 + 896889 = 8\,021\,402\,192\,89\, N \cdot m$$

$$\sigma_{o_{\max 1}} = \frac{M_{o_{\max}}}{W_{o_y}} \quad (45)$$

$$\sigma_{o_{\max 1}} = \frac{8\,021 \cdot 10^6}{62,85 \cdot 10^6} = 127,6\, MPa$$

SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_{\max} = \frac{F_{A1} + F_{A2}}{S_n} \quad (46)$$

$$\tau_{\max} = \frac{156980 + 712451}{107\,900} = 8,05\, MPa$$

Smykové napětí je velice malé, proto může být zanedbáno a ke kontrole, jestli nosník vyhovuje, bude použito pouze ohybové napětí.

BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{1MSP_1} = \frac{R_e}{\sigma_{o_{\max}}} \quad (47)$$

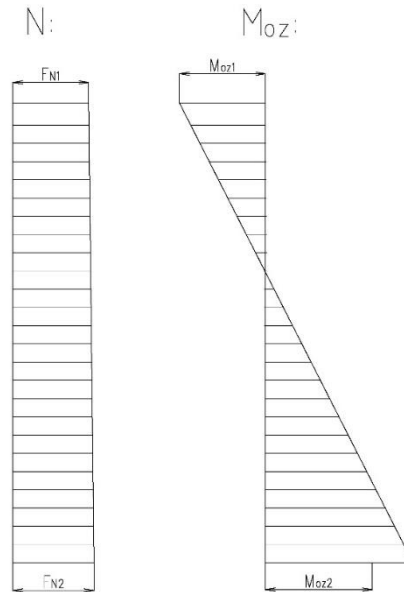
$$k_{1MSP_1} = \frac{275}{127,6} = 2,16$$

5.4 VÝPOČET KLOUBOVĚ ULOŽENÉ STOJINY JEŘÁBU

Díky kloubovému spojení této stojiny s příčným nosníkem bude moment v ose y zanedbatelný.

5.4.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA STOJINU

Nejnepříznivější zatížení tohoto nosníku nastává, pokud jeřáb brzdí a jeřábová kočka s břemenem se nachází na kraji pojezdu nad tímto nosníkem.



Obr. 12 Vnitřní účinky stojiny jeřábu

ZATÍŽENÍ NA HORNÍM PRŮŘEZU NOSNÍKU:

$$F_{N1} = 1855 \text{ kN}$$

$$M_{oy1} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oz1} = -1030 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

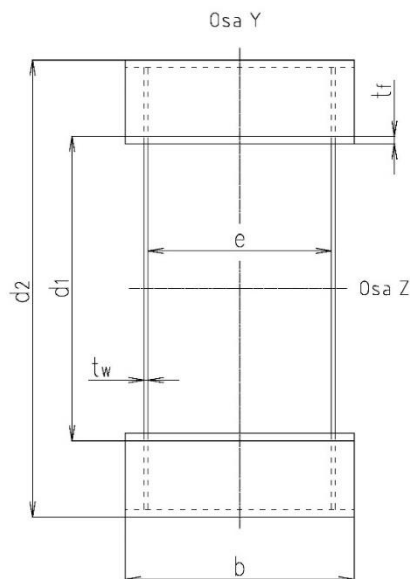
ZATÍŽENÍ NA DOLNÍM PRŮŘEZU NOSNÍKU:

$$F_{N2} = 1945 \text{ kN}$$

$$M_{oy2} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oz2} = 1823 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.4.2 ROZMĚRY A PRŮŘEZOVÉ CHARAKTERISTIKY NOSNÍKU STOJINY



Obr. 13 Průřez nosníku stojiny jeřábu

ROZMĚRY SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU STOJINY

Výška nosníku:	$l = 19,5 \text{ m}$
Šířka pásnice:	$b = 600 \text{ mm}$
Tloušťka pásnice:	$t_f = 20 \text{ mm}$
Výška stojiny:	$d_1 = 800 \text{ mm}$
	$d_2 = 1200 \text{ mm}$
Šířka stojiny:	$t_w = 10 \text{ mm}$
Vnitřní vzdálenost mezi stojinami:	$e = 480 \text{ mm}$
Střední hmotnost jednoho metru nosníku:	$m_{n1} = 339 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

PRŮŘEZOVÉ CHARAKTERISTIKY NOSNÍKU STOJINY

Hodnoty byly určeny obdobně jako 4.2.1

Horní průřez:

$$S_1 = 39200 \text{ mm}^2$$

$$J_{y1} = 2,09 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$W_{oz1} = 10,96 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Dolní průřez:

$$S_2 = 47200 \text{ mm}^2$$

$$J_{y2} = 2,81 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$W_{oz2} = 18,26 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

5.4.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{oz1} = \frac{M_{oz1}}{W_{oz1}} \quad (48)$$

$$\sigma_{oz1} = \frac{1030 \cdot 10^6}{10,96 \cdot 10^6} = 93,98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oz2} = \frac{M_{oz2}}{W_{oz2}} \quad (49)$$

$$\sigma_{oz2} = \frac{1823 \cdot 10^6}{18,26 \cdot 10^6} = 99,84 \text{ MPa}$$

5.4.4 TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{T1} = \frac{F_{N1}}{S_1} \quad (50)$$

$$\sigma_{T1} = \frac{1855 \cdot 10^3}{39200} = 47,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{T2} = \frac{F_{N2}}{S_2} \quad (51)$$

$$\sigma_{T2} = \frac{1945 \cdot 10^3}{47200} = 41,2 \text{ MPa}$$

5.4.5 CELKOVÉ NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÝCH MÍSTECH NOSÍKU

$$\sigma_{c1} = \sigma_{oz1} + \sigma_{t1} \quad (52)$$

$$\sigma_{c1} = 93,98 + 47,3 = 141,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c2} = \sigma_{oz2} + \sigma_{t2} \quad (53)$$

$$\sigma_{c2} = 99,84 + 41,2 = 141,04 \text{ MPa}$$

BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{1MSP_2} = \frac{R_e}{\sigma_{c1}} \quad (54)$$

$$k_{1MSP_2} = \frac{275}{141,3} = 1,95$$

$$k_{2MSP_2} = \frac{R_e}{\sigma_{c2}} \quad (55)$$

$$k_{2MSP_2} = \frac{275}{141,04} = 1,95$$

5.4.6 KONTROLA NA VZPĚR

Jelikož je noha jeřábu zatížena velkou tlakovou silou, musí proběhnout kontrola nosníku na vzpěr. Z toho důvodu, že tento nosník má proměnný průřez, byli do výpočtu dosazeny střední hodnoty momentu setrvačnosti a plochy průřezu.

ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l_r}{i} = \frac{2 \cdot l}{\sqrt{\frac{J_z}{S}}} \quad (56)$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 19,5}{\sqrt{\frac{4,61 \cdot 10^{-3}}{48 \cdot 10^{-3}}}} = 125,8$$

Pokud je $\lambda > 100$ jedná se o vzpěr podle Eulera

VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO TLAKOVÉHO SÍLY

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot S_s}{\lambda^2} \quad (57)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 43200}{125,8^2} = 5\,730 \text{ kN}$$

BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

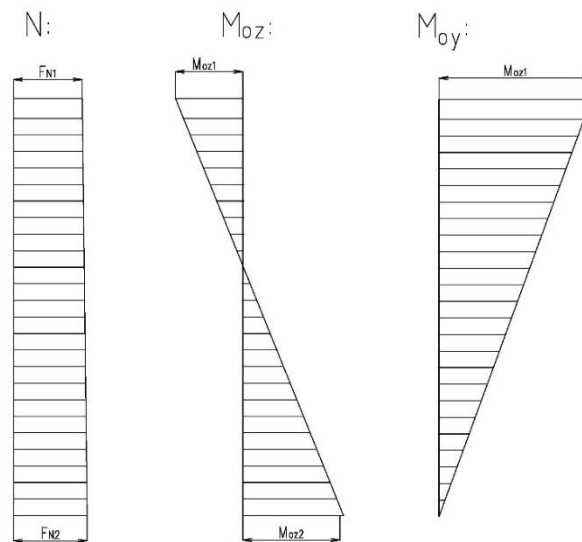
$$k_{vzp_2} = \frac{F_{krit}}{F_T} \quad (58)$$

$$k_{vzp_2} = \frac{5730}{1945} = 2,94$$

5.5 VÝPOČET PEVNĚ ULOŽENÉ STOJINY JEŘÁBU

5.5.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA NOHU JEŘÁBU

Nejnepříznivější zatížení tohoto nosníku nastává, pokud jeřáb brzdí a jeřábová kočka narazí na dorazy se zavěšeným břemenem. Taková situace by neměla v reálném provozu nastat, ale z důvodu bezpečnosti s ní musí být počítáno.



Obr. 14 Průběh vnitřních sil ve stojně jeřábu

ZATÍŽENÍ NA HORNÍM PRŮŘEZU NOSNÍKU:

$$F_{N1} = 1950 \text{ kN}$$

$$M_{oy1} = 2770 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oz1} = 1220 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

ZATÍŽENÍ NA DOLNÍM PRŮŘEZU NOSNÍKU:

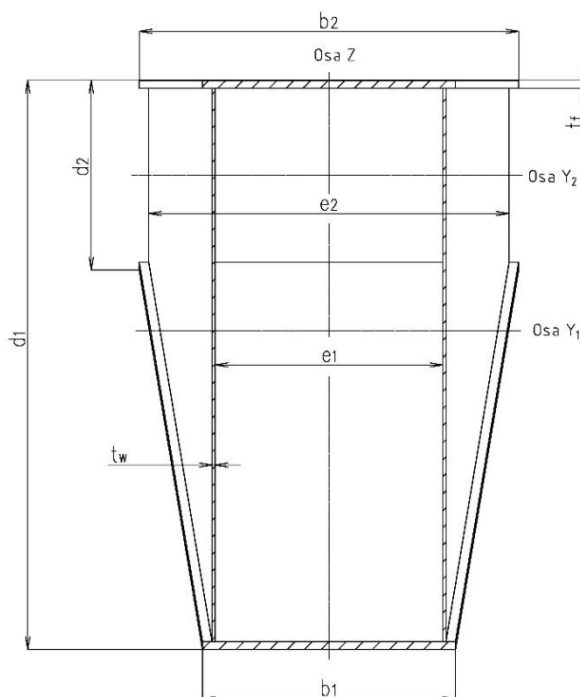
$$F_{N2} = 2090 \text{ kN}$$

$$M_{oy2} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oz2} = 1850 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

5.5.2 ROZMĚRY A PRŮŘEZOVÉ CHARAKTERISTIKY NOSNÍKU STOJINY

ROZMĚRY SKŘÍŇOVÉHO NOSNÍKU STOJINY



Obr. 15 Průřez nosníku stojiny jeřábu

Výška nosníku:	$l = 19,5 \text{ m}$
Šířka pásnice:	$b_1 = 800 \text{ mm}$ $b_2 = 1200 \text{ mm}$
Tloušťka pásnice:	$t_f = 25 \text{ mm}$
Výška stojiny:	$d_1 = 1800 \text{ mm}$ $d_2 = 600 \text{ mm}$
Šířka stojiny:	$t_w = 15 \text{ mm}$
Vnitřní vzdálenost mezi stojinami:	$e_1 = 710 \text{ mm}$ $e_2 = 1120 \text{ mm}$
Střední hmotnost jednoho metru nosníku:	$m_s = 663 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

PRŮŘEZOVÉ CHARAKTERISTIKY NOSNÍKU STOJINY

Hodnoty byly určeny obdobně jako 4.2.1

Horní průřez:

$$S_1 = 92500 \text{ mm}^2$$

$$J_{y1} = 44,91 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$J_{z1} = 10,53 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$W_{oy1} = 4,99 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

$$W_{oz1} = 2,63 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

Dolní průřez:

$$S_2 = 76500 \text{ mm}^2$$

$$J_{y2} = 5,39 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$J_{z2} = 13,14 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$W_{oy2} = 1,79 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

$$W_{oz2} = 2,19 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

5.5.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Horní průřez:

$$\sigma_{oy1} = \frac{M_{oy1}}{W_{oy1}} \quad (59)$$

$$\sigma_{oy1} = \frac{2770 \cdot 10^6}{4,99 \cdot 10^7} = 55,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oz1} = \frac{M_{oz1}}{W_{oz1}} \quad (60)$$

$$\sigma_{oz1} = \frac{1220 \cdot 10^6}{2,63 \cdot 10^7} = 46,3 \text{ MPa}$$

Dolní průřez:

$$\sigma_{oy2} = \frac{M_{oy2}}{W_{oy2}} \quad (61)$$

$$\sigma_{oy2} = \frac{0}{1,79 \cdot 10^7} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oz2} = \frac{M_{oz2}}{W_{oz2}} \quad (62)$$

$$\sigma_{oz2} = \frac{1850 \cdot 10^6}{2,19 \cdot 10^7} = 84,5 \text{ MPa}$$

5.5.4 TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{T1} = \frac{F_{N1}}{S_1} \quad (63)$$

$$\sigma_{T1} = \frac{1950 \cdot 10^3}{92500} = 21,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{T2} = \frac{F_{N2}}{S_2} \quad (64)$$

$$\sigma_{T2} = \frac{2040 \cdot 10^3}{76500} = 27,3 \text{ MPa}$$

5.5.5 CELKOVÉ NAPĚTÍ V NEBEZPEČNÝCH MÍSTECH NOSNIKU

Horní průřez:

$$\sigma_{c1} = \sigma_{oy1} + \sigma_{oz1} + \sigma_{t1} \quad (65)$$

$$\sigma_{c1} = 55,5 + 46,3 + 21 = 122,9 \text{ MPa}$$

Dolní průřez:

$$\sigma_{c2} = \sigma_{oy2} + \sigma_{oz2} + \sigma_{t2} \quad (66)$$

$$\sigma_{c2} = 0 + 84,5 + 27,3 = 111,8 \text{ MPa}$$

5.5.6 BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_{1MSP_3} = \frac{R_e}{\sigma_{c2}} \quad (67)$$

$$k_{1MSP_3} = \frac{275}{122,9} = 2,26$$

$$k_{2MSP_3} = \frac{R_e}{\sigma_{c2}} \quad (68)$$

$$k_{2MSP_3} = \frac{275}{111,8} = 2,46$$

5.5.7 KONTROLA NA VZPĚR

Jelikož je noha jeřábu zatížena velkou tlakovou silou musí proběhnout kontrola nosníku na vzpěr. Z toho důvodu, že tento nosník má proměnný průřez, byli do výpočtu dosazeny střední hodnoty momentu setrvačnosti a plochy průřezu.

ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l_r}{i} = \frac{2 \cdot l}{\sqrt{\frac{J_z}{S}}} \quad (69)$$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 19500}{\sqrt{\frac{9,45 \cdot 10^9}{73000}}} = 108,4$$

Pokud je $\lambda > 100$ jedná se o vzpěr podle Eulera

VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO TLAKOVÉHO NAPĚTÍ

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot S_s}{\lambda^2} \quad (70)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 73000}{108,4^2} = 12\,873 \text{ kN}$$

$$F_{krit} = 12\,873 \text{ kN}$$

BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

$$k_{vzp_3} = \frac{F_{krit}}{F_N} \quad (71)$$

$$k_{vzp_3} = \frac{12\,873}{2092} = 6,153$$

6 NÁVRH POJEZDOVÝCH KOL

Na pojezdová kola působí za životnost značné namáhání, proto musí být kola zkontrolována na statickou i únavovou únosnost.

6.1 VOLBA MATERIÁLU KOLA

Protože se jedná o jeřáb s poměrně velkou nosností, bude docházet i k významnému namáhání podvozkových kol. Z toho důvodu je vhodné použít povrchově kalená kola pro zvětšení únosnosti a prodloužení životnosti. Materiál byl zvolen podle [10].

Tab. 9 Materiál pojezdového kola [10]

Označení	Norma	Stav dodání	Re [MPa]	Minimální tvrdost povrchu HBW
42CrMo4	EN 10083-3	Povrchově kalený	420	252

6.2 STATICKÁ ÚNOSNOST KOLA

Aby byla prokázána statická únosnost musí platit [10]:

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad (72)$$

Kde:

$F_{Sd,s}$ [N] návrhová kontaktní síla

$F_{Rd,s}$ [N] návrhová kontaktní síla únosnosti

6.2.1 NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA

Při výpočtu návrhové kontaktní síly musí být použit nejnepříznivější účinek zatížení včetně dynamických součinitelů. V tomto případě nejnepříznivější zatížení vzniká při kombinaci A1 a pokud se nachází kočka na kraji pojezdu. Proto bude uvažováno že na jednu stranu pojezdových kol působí 90 % hmotnosti kočky a břemena a 50 % hmotnosti jeřábu [10].

$$F_{Sd,s} = \frac{\frac{(m_j - m_{zdv}) \cdot g \cdot \phi_j}{2} + (m_b \cdot \phi_b + m_{zdv} \cdot \phi_j) \cdot g \cdot 0,9}{n_k} \quad (73)$$

$$F_{Sd,s} = \frac{\frac{(140000 - 30000) \cdot 1,55 \cdot 9,81}{2} + (80000 \cdot 3,05 + 30000 \cdot 1,55) \cdot 0,9 \cdot 9,81}{8}$$

$$F_{Sd,s} = 425\,763\,N$$

Kde:

n_k [–] počet pojezdových kol na jedné straně jeřábu

6.2.2 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

Následující vzorec platí pouze pro povrchově kalené materiály [10].

$$F_{Rd,s} = \frac{(4,2 \cdot Re)^2}{\gamma_m} \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}{E_m} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (74)$$

$$F_{Rd,s} = \frac{(4,2 \cdot 420)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 630 \cdot 63 \cdot (1 - 0,3^2)}{210000} \cdot 0,91 \cdot 0,95 = 1\,234\,241 \text{ N}$$

Kde:

γ_m [–] součinitel spolehlivosti materiálu

ν [–] koeficient radiální deformace, zvolen podle [10]

f_1 [–] součinitel pro tlak na hraně, zvolen podle [10]

f_2 [–] součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku, zvolen podle [10]

6.2.3 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s}$$

$$425\,763 < 1\,234\,241$$

Pojezdové kola vyhovuje zatížení.

6.3 ÚNAVOVÁ PEVNOST KOLA

Aby byla prokázána únavová pevnost kola musí platit :

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f}$$

Kde:

$F_{Sd,f}$ [N] návrhová kontaktní síla pro únavu

$F_{Rd,f}$ [N] návrhová kontaktní síla únosnosti pro únavu

6.3.1 NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA PRO ÚNAVU

Výpočet se provádí obdobně jako u návrhové síly při výpočtu statické únosnosti s rozdílem, že všechny dynamické součinitele a dílčí součinitele bezpečnosti se rovnají 1 [10].

$$F_{Sd,f} = \frac{\frac{(m_j - m_{zdv}) \cdot g}{2} + (m_b + m_{zdv}) \cdot g \cdot 0,9}{n_k} \quad (75)$$

$$F_{Sd,f} = \frac{\frac{(140000 - 30000) \cdot 9,81}{2} + (80000 + 30000) \cdot 9,81 \cdot 0,9}{8} = 188\,842 \text{ N}$$

6.3.2 VÝPOČET NÁVRHOVÉ KONTAKTNÍ SÍLY ÚNOSNOSTI PRO ÚNAVU

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{cf} \cdot \sqrt[m]{s_c}} \cdot f_f \quad (76)$$

Kde:

F_u	[N]	referenční kontaktní síla
s_c	[-]	parametr historie kontaktní síly
m	[-]	exponent při kontaktu kolo kolejnice podle [10]
γ_{cf}	[-]	součinitel konstantní únosnosti při únavě
f_f	[-]	součinitel dalších vlivů

REFERENČNÍ KONTAKTNÍ SÍLA

Tato síla vyjadřuje únavovou pevnost materiálu při $6,4 \cdot 10^6$ kontaktů odvalování, konstantní síle a s 90% pravděpodobností přežití [10].

$$F_u = (1,8 \cdot Re)^2 \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}{E_m} \quad (77)$$

$$F_u = (1,8 \cdot 420)^2 \cdot \frac{\pi \cdot 630 \cdot 59 \cdot (1 - 0,3^2)}{210000} = 289\,206\,N$$

SOUČINITEL SPEKTRA KONTAKTNÍ SÍLY

Tento vzorec předpokládá s tím, že kontakty odvalování budou počítány jednotlivě pro celou životnost kola [10].

$$k_c = \frac{1}{i_t} \cdot \sum_{i=1}^{i_t} \left(\frac{F_{Sd,f,i}}{F_{Sd,f}} \right)^m$$

Protože spočítat zatížení pro každý kontakt odvalování je takřka nemožné, bude do vzorce dosazena průměrná hodnota zatížení. Průměrné zatížení kola je vypočítáno, obdobně jako při výpočtu četnosti výskytu zatížení. Protože v praxi se může více pracovních cyklů provádět na jedné straně jeřábu, bude uvažováno 75 % působení zatížení od břemena a zdvihového ústrojí na jednu stranu jeřábu.

$$F_{Sd,f,prům} = \left(\frac{(m_j - m_{zdv}) \cdot g}{2} + (m_{b,průměr} + m_{zdv}) \cdot g \cdot 0,75 \right) \cdot \frac{1}{n_k} \quad (78)$$

$$F_{Sd,f,prům} = \left(\frac{110000 \cdot 9,81}{2} + (53000 + 30000) \cdot 9,81 \cdot 0,7 \right) \cdot \frac{1}{8}$$

$$F_{Sd,f,prům} = 143\,778\,N$$

$$k_c = \left(\frac{F_{Sd,f \text{ průměr}}}{F_{Sd,f}} \right)^m \quad (79)$$

$$k_c = \left(\frac{143\,778}{202\,331} \right)^{\frac{10}{3}} = 0,316$$

CELKOVÝ POČET KONTAKTŮ ODVALOVÁNÍ

$$i_{tot} = \frac{1}{I_w} \cdot \frac{2 \cdot \bar{x} \cdot C}{\pi \cdot D_w} \quad (80)$$

$$i_{tot} = \frac{1}{1} \cdot \frac{2 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,630} = 20\,210\,151$$

Kde:

- i_{tot} [–] celkový počet kontaktů odvalování [10]
 I_w [–] počet sad kol [10]
 \bar{x} [–] průměrné přemístění pohybu jeřábu [6]
 C [–] celkový počet pracovních cyklů [6]

RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET KONTAKTŮ ODVALOVÁNÍ

$$v_c = \frac{i_{tot}}{i_D} \quad (81)$$

$$v_c = \frac{20\,210\,151}{6,4 \cdot 10^6} = 3,15$$

Kde:

- i_D [–] referenční počet kontaktů odvalování

PARAMETR HISTORIE KONTAKTNÍ SÍLY

Tento parametr popisuje únavový účinek pro určené použití vzhledem k odvalování kola [10].

$$s_c = k_c \cdot v_c$$

$$s_c = 0,316 \cdot 3,15 = 0,995$$

Dle [10] zvoleno:

$$S_c = 1$$

Kde:

- k_c [–] součinitel spektra kontaktní síly
 v_c [–] relativní celkový počet kontaktů odvalování

SOUČINITELE DALŠÍCH VLIVŮ

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \quad (82)$$

$$f_f = 0,91 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 0,865$$

Kde:

$$f_{f1} = f_1 \quad \text{součinitel tlaku na hraně pro únavu}$$

$$f_{f2} = f_2 \quad \text{součinitel nerovnoměrného rozdělení tlaku pro únavu}$$

$$f_{f3} = 1 \quad \text{součinitel přičení kol, zvoleno dle [10]}$$

$$f_{f4} = 1 \quad \text{součinitel mechanického pohonu, zvoleno dle [10]}$$

NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI PRO ÚNAVU

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{cf} \cdot \sqrt[m]{S_c}} \cdot f_f \quad (83)$$

$$F_{Rd,f} = \frac{289\,206}{1,1 \cdot \sqrt[10]{1}} \cdot 0,865 = 227\,421 \text{ N}$$

6.3.3 KONTROLA ÚNAVOVÉ PEVNOSTI KOLA

$$F_{sd,f} \leq F_{Rd,f}$$

$$188\,842 \leq 227\,421$$

Pojezdové kola mají dostatečnou únavovou pevnost, proto mohou být použita pro pojezd jeřábu.

7 NÁVRH POHONNÉHO ÚSTROJÍ

7.1 NÁVRH MOTORU A PŘEVODOVKY

Motor musí být schopen překonat statický jízdní odpor, sílu větru působící proti pohybu jeřábu a sílu potřebnou ke zrychlení. U výpočtu bude uvažován plně zatížený jeřáb a maximální síla větru při provozu. Při této situaci jeřáb nemusí být schopen dosáhnout svého maximálního zrychlení a rychlosti, proto budou tyto hodnoty sníženy. Jinak by došlo k předimenzování pojezdových motorů.

7.1.1 STATICKÝ JÍZDNÍ ODPOR [11]

$$T = g \cdot (m_j + m_b) \cdot \frac{e_t + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R_k} \cdot \kappa \quad (84)$$

$$T = 9,81 \cdot (140000 + 80000) \cdot \frac{0,7 + 0,015 \cdot 150}{315} \cdot 2,5 = 28\,690 \text{ N}$$

Kde:

e [mm] rameno valivého odporu

$f_{\check{c}}$ [–] součinitel čepového tření

$r_{\check{c}}$ [mm] poloměr čepu

κ [–] součinitel zahrnující ostatní jízdní odpory

7.1.2 VÝPOČET SÍLY POTŘEBNÉ KE ZRYCHLENÍ

$$F_{zrych} = m \cdot a_p = (m_j + m_b) \cdot a_p \quad (85)$$

$$F_{zrych} = (140000 + 80000) \cdot 0,2 = 44000 \text{ N}$$

Kde:

a_p [m · s⁻²] zrychlení pojezdu jeřábu při plném zatížení a působení větru

7.1.3 MINIMÁLNÍ CELKOVÝ POTŘEBNÝ VÝKON MOTORŮ POJEZDU

$$P_p = \frac{(T + Q_{5w2} + F_{zrych}) \cdot v_p}{\eta_m} \quad (86)$$

$$P_p = \frac{(28690 + 68775 + 44000) \cdot 1,8}{0,95} = 268,04 \text{ kW}$$

Kde:

v_p [m · s⁻¹] rychlost pojezdu jeřábu při plném zatížení a působení větru

7.1.4 MINIMÁLNÍ VÝKON JEDNOHO MOTORU POJEZDU

Pojezd jeřábu bude zajištěn osmi motory pro zaručení přenosu hnacích sil na koleje.

$$P_m = \frac{P_p}{n_m} \quad (87)$$

$$P_m = \frac{268,04}{8} = 33,55 \text{ kW}$$

Kde:

n_m [-] počet hnaných kol

7.1.5 VÝSTUPNÍ OTÁČKY PŘEVODOVKY

$$n_{pv} = \frac{v_p \cdot 60}{\pi \cdot D_w} \quad (88)$$

$$n_{pv} = \frac{2,5 \cdot 60}{\pi \cdot 0,630} = 75,8 \text{ min}^{-1}$$

7.1.6 MINIMÁLNÍ VÝSTUPNÍ MOMENT PŘEVODOVKY

$$M_{pv} = \frac{P_m}{\omega_{pv}} = \frac{P_m \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{pv}} \quad (89)$$

$$M_{pv} = \frac{33550 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 75,8} = 4226,6$$

7.1.7 VOLBA MOTORU S PŘEVODOVKOU

Byl zvolen převodový motor Siemens LES225SD4P o výkonu 37 kW, který je určen pro provoz s frekvenčním měničem. Motor je vybaven kuželovou převodovkou KAD169 a elektromagnetickou brzdou FDX30/360 které je umístěna na hřídeli motoru [12].

Tab. 10 Parametry motoru a převodovky

Výkon motoru	37 kW
Točivý moment motoru	240 Nm
Otáčky motoru	1478 min ⁻¹ (50 Hz) 1782 min ⁻¹ (60 Hz) 2592 min ⁻¹ (87 Hz)
Převodový poměr převodovky	30,75
Nominální moment převodovky	13 000 Nm
Brzdový moment brzdy	360 Nm
Celková hmotnost včetně oleje	809 kg

7.1.8 KONTROLA BRZDY

$$a_{br_3} = \frac{F}{m} = \frac{2 \cdot M_b \cdot i_p \cdot n_m}{D_w \cdot (m_b + m_j)}$$

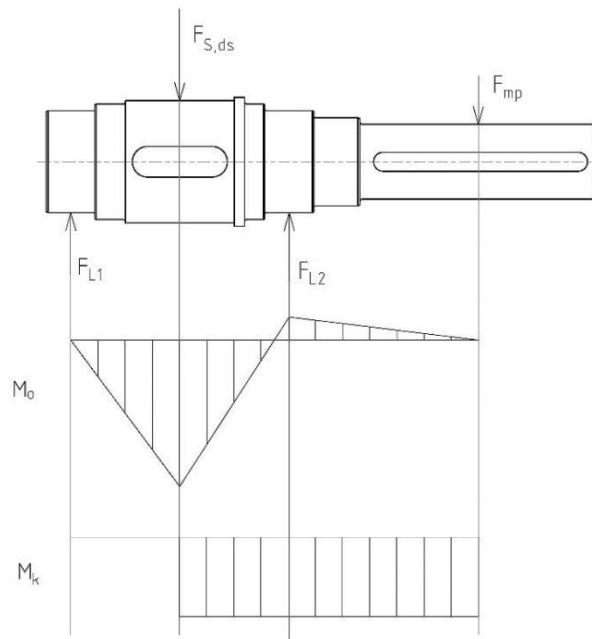
$$a_{br_3} = \frac{2 \cdot 360 \cdot 30,75 \cdot 8}{0,630 \cdot (80000 + 140000)} = 1,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

S ohledem na to, že maximální zpomalení na kolejích s ohledem na tření a_{br_2} vyšlo $1,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, může být navrhnutá brzda považována za dostačující.

7.2 KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE

Hřídel je namáhána na ohyb silou od hmotnosti jeřábu a břemena, dále je namáhána silou od hmotnosti motoru a převodovky a je namáhána na krut, který je největší při brždění jeřábu.

Hřídel je z materiálu C45 s mezí kluzu 390 MPa.



Obr. 16 VVÚ hnací hřídele pojezdového kola

7.2.1 SILY PŮSOBÍCÍ NA HNACÍ HŘÍDEL

ZATÍŽENÍ HŘÍDELE

$$F_{Sd,s} = 425\,763 \text{ N}$$

$$F_{mp} = m_{mp} \cdot \phi_j \cdot g \tag{90}$$

$$F_{mp} = 809 \cdot 1,55 \cdot 9,81 = 12\,301 \text{ N}$$

REAKCE V LOŽISCÍCH

$$F_{L1} = \frac{F_{Sd,s} \cdot x_1 - F_{mp} \cdot x_2}{2 \cdot x_1} \quad (91)$$

$$F_{L1} = \frac{425763 \cdot 161 - 12301 \cdot 155}{2 \cdot 161} = 202\,287 \text{ N}$$

$$F_{L2} = \frac{F_{Sd,s} \cdot x_1 + F_{mp} \cdot (2 \cdot x_1 + x_2)}{2 \cdot x_1} \quad (92)$$

$$F_{L2} = \frac{425763 \cdot 161 + 12301 \cdot (2 \cdot 161 + 155)}{2 \cdot 161} = 235\,791 \text{ N}$$

Kde:

x_1 [mm] vzdálenost středu drážky pro pero od ložiska pod pojezdovým kolem

x_2 [mm] vzdálenost středu drážky pro pero od ložiska pod převodovkou

MOMENT ZPŮSOBENÝ BRZDĚNÍM

$$M_{bh} = M_b \cdot i_p \quad (93)$$

$$M_{bh} = 360 \cdot 30,75 = 11\,070 \text{ Nm}$$

Kde:

m_{np} [kg] hmotnost převodového motoru

M_{bh} [Nm] moment brzdy na hřídeli

i_p [-] převodový poměr převodovky

7.2.2 NAPĚTÍ NA HŘÍDELI**V MÍSTĚ POJEZDOVÉHO KOLA**

$$\sigma_{oh1} = \frac{M_o}{W_o} \cdot \alpha_\sigma = \frac{32 \cdot F_{L1} \cdot x_1}{\pi \cdot d_{s1}^3} \cdot \alpha_\sigma \quad (94)$$

$$\sigma_{oh1} = \frac{32 \cdot 202287 \cdot 161}{\pi \cdot 164,7^3} \cdot 1,8 = 133,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kh1} = \frac{M_{bh}}{W_k} \cdot \alpha_\tau = \frac{16 \cdot M_{bh}}{\pi \cdot d_{s1}^3} \cdot \alpha_\tau \quad (95)$$

$$\tau_{kh1} = \frac{16 \cdot 11\,070\,000}{\pi \cdot 164,7^3} \cdot 3,2 = 40,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red_{h1}} = \sqrt{\sigma_{oh1}^2 + 3 \cdot \tau_{kh1}^2} \quad (96)$$

$$\sigma_{red_{h1}} = \sqrt{133,7^2 + 3 \cdot 40,4^2} = 150,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red_{h1}} < Re \quad \text{hřídel vyhovuje}$$

Kde:

$$\alpha_{\sigma} \quad [-] \quad \text{koncentrátor ohybového napětí drážky pro pero}$$

$$d_{s1} \quad [mm] \quad \text{průměr hřídele pod drážkou pro pero}$$

$$\alpha_{\tau} \quad [-] \quad \text{koncentrátor tečného napětí drážky pro pero}$$

$$\sigma_{o_{h1}} \quad [MPa] \quad \text{ohybové napětí v místě drážky pro pero}$$

$$\tau_{k_{h1}} \quad [MPa] \quad \text{tečné napětí v místě drážky pro pero}$$

V MÍSTĚ ULOŽENÍ PŘEVODOVKY

$$\sigma_{o_{h2}} = \frac{M_o}{W_o} \cdot \alpha_{\sigma} = \frac{32 \cdot F_{mp} \cdot x_2}{\pi \cdot d_{s2}^3} \cdot \alpha_{\sigma} \quad (97)$$

$$\sigma_{o_{h2}} = \frac{32 \cdot 12301 \cdot 155}{\pi \cdot 100,1^3} \cdot 1,8 = 34,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k_{h2}} = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_{\tau} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{s2}^3} \cdot \alpha_{\tau} \quad (98)$$

$$\tau_{k_{h2}} = \frac{16 \cdot 11\,070\,000}{\pi \cdot 100,1^3} \cdot 3,2 = 179,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o_{h2}}^2 + 3 \cdot \tau_{k_{h2}}^2} \quad (99)$$

$$\sigma_{red_{h2}} = \sqrt{34,9^2 + 3 \cdot 179,9^2} = 313,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red_{h2}} < Re \quad \text{hřídel vyhovuje}$$

Kde:

$$d_{s2} \quad [mm] \quad \text{Průměr hřídele pod drážkou pro pero}$$

$$\sigma_{o_{h2}} \quad [MPa] \quad \text{Ohybové napětí v místě drážky pro pero}$$

$$\tau_{k_{h2}} \quad [MPa] \quad \text{Tečné napětí v místě drážky pro pero}$$

7.2.3 KONTROLA PER NA HŘÍDELI

$$p_{dov} = 150 \text{ MPa}$$

$$p_{p1} = \frac{2 \cdot M_k}{d_1 \cdot (l_{p1} - b_{p1}) \cdot t_{1p1}} \quad (100)$$

$$p_{p1} = \frac{2 \cdot 11\,070\,000}{180 \cdot (140 - 45) \cdot 9,7} = 133,5 \text{ MPa}$$

$$p_{p1} < p_{dov} \quad \text{pero vyhovuje}$$

$$p_{p2} = \frac{2 \cdot M_k}{d_2 \cdot (l_{p2} - b_{p2}) \cdot t_{1p2}} \quad (101)$$

$$p_{p2} = \frac{2 \cdot 11\,070\,000}{110 \cdot (315 - 28) \cdot 6,1} = 115 \text{ MPa}$$

$$p_{p2} < p_{dov} \quad \text{pero vyhovuje}$$

Kde:

l_p	[mm]	Délka pera
b_p	[mm]	Šířka pera
t_{1p}	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji
p_{p1}	[MPa]	Maximální tlak působící na pero

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem portálového jeřábu pro manipulaci s kontejnery. Jeřáb musí být schopen zvedat dva plně zatížené kontejnery současně, tomu odpovídá nosnost jeřábu 80 tun.

Výpočet byl proveden pomocí aktuálně platných norem, z nichž nejdůležitější pro návrh byla ČSN EN 13001-2, která se zabývá zatížením jeřábů. Pomocí této normy byly určeny hlavní zatížení působící na jeřáb jejich součinitele a jednotlivé kombinace zatížení.

Rám byl navržen pomocí programu SCIA ENGINNER 2020, ve kterém byl vytvořen osový model rámu, na který byly dosazeny jednotlivé účinky zatížení a nastaveny jejich kombinace. Bylo provedeno několik simulací, jejichž cílem bylo určit při kterých kombinacích zatížení dochází k největšímu namáhání jednotlivých nosníků ve všech jejich osách. Pomocí získaných vnitřních účinků byly navrženy průřezy nosníků. Hlavní nosníky byly posléze zkontrolovány vůči meznímu stavu pružnosti a stojiny byly navíc zkontrolovány na vzpěr kvůli ověření, zda návrh proběhl správně. Nejmenší součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti (1,95) vyšel na kyvné stojině. Tento součinitel bezpečnosti sice není příliš velký, ale součinitele bezpečnosti jsou již zahrnuty ve výpočtu zatížení, protože dle normy byla hmotnost břemena pro výpočet zvětšena více než 3x a hmotnost jeřábu více než 1,5x. Z toho lze usoudit že návrh rámu jeřábu proběhnul úspěšně.

Dále byl proveden návrh pojezdového ústrojí, který začal návrhem pojezdových kol. Tato kola byla zkontrolována pomocí normy ČSN EN 13001-3-3 na statickou únosnost a na únavovou pevnost. Následně proběhl návrh motoru s převodovkou, při kterém byl zvolen převodový motor SIMOGEAR LES225SD4P, který je vybaven brzdou a je optimalizován pro práci s frekvenčním měničem. Následně byla ještě ověřena pevnost hřídele.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RODRIGUE, Jean-Paul a Theo NOTTEBOOM. Port Terminals. *The Geography of Transport Systems* [online]. New York: Routledge, 2020 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://transportgeography.org/contents/chapter6/port-terminals/>
- [2] Ship to Shore (STS) cranes. *Woelfer-motoren* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.woelfer-motoren.com/reference/ship-to-shore-sts-cranes/>
- [3] *Konecranes* [online]. 2021 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/>
- [4] Rail Mounted Gantry Cranes. *Konecranes* [online]. 2021 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/equipment/container-handling-equipment/rail-mounted-gantry-cranes>
- [5] Liebherr ship to shore crane Capetown. In: *Liebherr* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/can/products/maritime-cranes/port-equipment/container-bridges/ship-to-shore-container-cranes.html#!/mcm-sts-accordion-start=mcm-sts-features-start>
- [6] ČSN EN 13001-1. *Jeřáby - návrh všeobecně - Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [7] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [8] ČSN EN 15011+A1. *Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [9] ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla pro pozemní stavby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [10] ČSN EN 13001-3-3. *Jeřáby - návrh všeobecně - Část 3: Mezní stavy a prokázání způsobilosti kontaktů kolo/kolejnice*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [11] GAJDŮŠEK, J. a M. ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno, 1988. Skripta. VUT Brno.
- [12] Siemens Industry Mall. *Siemens* [online]. 2021 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/goos/WelcomePage.aspx?regionUrl=/&language=en>

- [13] Shanghai-container-port. In: *Sampi* [online]. 2019 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://sampi.co/shanghai-port-2018/>
- [14] Straddle. In: *Konecranes* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/equipment/container-handling-equipment/straddle-carriers>
- [15] Rubber Tired Gantry (RTG) ... In: *Corvus Energy* [online]. 2021 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://corvusenergy.com/two-new-hybrid-rubber-tired-gantry-cranes-rtgs-powered-by-corvus-energy-to-be-installed-in-yidong-terminal-port-of-shanghai/>
- [16] Kalmar OneTerminal. In: *Kalmar* [online]. Helsinki, Finland, 2021 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://www.kalmarglobal.com/492963/globalassets/automation/oneterminal/kalmar-oneterminal-brochure.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{br_1}	[m·s ⁻²]	Maximální zpomalení aby nedošlo k překlopení jeřábu
a_{br_2}	[m·s ⁻²]	Maximální zpomalení s ohledem na tření mezi kolem a kolejnicí
$a_{br_{max}}$	[m·s ⁻²]	Maximální zpomalení jeřábu
a_p	[m·s ⁻²]	Zrychlení pojezdu jeřábu
a_{zdv}	[m·s ⁻²]	Zrychlení zdvihu
b_1	[mm]	Šířka pásnice v horním průřezu nosníku
b_2	[mm]	Šířka pásnice v dolním průřezu nosníku
b_p	[mm]	Šířka pera
c_a	[-]	Součinitel aerodynamického odporu
d_1	[mm]	Výška stojiny v horním průřezu nosníku
d_2	[mm]	Výška stojiny v dolním průřezu nosníku
d_{s1}	[mm]	Průměr hřídele pod drážkou pro pero pod hnacím kolem
d_{s2}	[mm]	Průměr hřídele pod drážkou pro pero pod převodovkou
e_t	[-]	Součinitel valivého tření
f_1	[-]	Součinitel pro tlak na hraně
f_2	[-]	Součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku
$f_{\check{c}}$	[-]	Součinitel čepového tření
f_f	[-]	Součinitel dalších vlivů
f_{f1}	[-]	Součinitel tlaku na hraně pro únavu
f_{f2}	[-]	Součinitel nerovnoměrného rozdělení tlaku pro únavu
f_{f3}	[-]	Součinitel přičení kol
f_{f4}	[-]	Součinitel mechanického pohonu
f_{rec}	[-]	Součinitel doby návratu větru
i_D	[-]	Referenční počet kontaktů odvalování
i_p	[-]	Převodový poměr převodovky
i_{tot}	[-]	Celkový počet kontaktů při odvalování
k_{1MSP_2}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v horním pr. kyvné stojiny
k_{1MSP_3}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v horním pr. pevné stojiny
k_{2MSP_2}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v dolním pr. kyvné stojiny
k_{2MSP_3}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v dolním pr. pevné stojiny
k_{vzp_2}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability kyvné stojiny

k_{vzpz_3}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability pevné stojiny
k_{1MSP}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
k_c	[-]	Součinitel spektra kontaktní síly
l_p	[mm]	Délka pera
l_r	[m]	Délka jedné větve lana
l_r	[m]	Redukovaná délka nosníku
l_v	[m]	Vzdálenost čepů vahadel podvozku
$m_{bprům}$	[kg]	Průměrná hmotnost zdvihaného břemena
m_h	[kg]	Celková hmotnost břemene
m_b	[kg]	Hmotnost břemena zdvihu
m_j	[kg]	Hmotnost jeřábu
m_{mp}	[kg]	Hmotnost motoru s převodovkou
m_{n1}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru nosníku
m_s	[kg·m ⁻¹]	Střední hmotnost jednoho metru nosníku
$m_{zk_{dyn}}$	[kg]	Hmotnost břemena při dynamické zkoušce
$m_{zk_{stat}}$	[kg]	Hmotnost břemena při statické zkoušce
n_k	[-]	Počet pojezdových kol na jedné straně jeřábu
n_m	[-]	Počet hnaných kol
n_{pv}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
p_{dov}	[MPa]	Dovolený tlak pro pero
$q(z)$	[Pa]	Ekvivalentní statický tlak větru
q_{n1}	[N·m ⁻¹]	Liniové zatížení způsobené vlastní hmotností nosníku
$r_{\check{c}}$	[-]	Poloměr čepu
s_c	[-]	Parametr historie kontaktní síly
t_{1p}	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji
t_f	[mm]	Tloušťka pásnice nosníku
t_w	[mm]	Tloušťka stojiny nosníku
$v(z)$	[m·s ⁻¹]	Ekvivalentní statická rychlost větru
v_h	[m·s ⁻¹]	Výpočtová rychlost zdvihu
v_{hmax}	[m·s ⁻¹]	Nejvyšší ustálená rychlost zdvihu
v_c	[-]	Relativní celkový počet kontaktů odvalování
v_p	[m·s ⁻¹]	Rychlost pojezdu jeřábu při plném zatížení a působení větru
v_{ref}	[m·s ⁻¹]	Rychlost referenčního bouřlivého větru

\bar{x}	[m]	Průměrné přemístění
x_1	[mm]	Vzdálenost středu drážky pro pero pod hnacím kolem od ložiska
x_2	[mm]	Vzdálenost středu drážky pro pero pod převodovkou od ložiska
Δm_h	[kg]	Uvolněná část hmotnosti břemene
S	[m ²]	Plocha na kterou působí vítr
C	[-]	Počet cyklů jeřábu
L	[m]	Délka nosníku
T	[N]	Statický jízdní odpor
b	[mm]	Šířka pásnice nosníku
d	[mm]	Výška stojiny nosníku
e	[mm]	Vnitřní vzdálenost mezi stojinami
f	[-]	Součinitel tření suchého kola a kolejnice
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
kQ_r	[-]	Četnost výskytu zatížení
m	[-]	Exponent při kontaktu kolo kolejnice
$q(3)$	[Pa]	Ekvivalentní statický tlak větru za provozu
h_{Tb}	[m]	Výška těžiště břemene
h_{Tj}	[m]	Výška těžiště jeřábu
C_i	[-]	Počet cyklů, ve kterých je manipulováno s břemenem
C_r	[-]	Celkový počet cyklů jeřábu
D_w	[mm]	Průměr pojezdového kola
$F_{Sd,f,prům}$	[N]	Průměrné zatížení pojezdového kola
F_1	[N]	Síla od pojezdového kola kočky
F_{A1}	[N]	Silové reakce vlastní hmotnosti v podpoře nosníku
F_{A2}	[N]	Silové reakce způsobené břemenem v podpoře nosníku
F_{B1}	[N]	Silové reakce vlastní hmotnosti v podpoře nosníku
F_{B2}	[N]	Silové reakce způsobené břemenem v podpoře nosníku
F_{L1}	[N]	Radiální síla působící na 1. ložisko
F_{L2}	[N]	Radiální síla působící na 2. ložisko
F_{N1}	[N]	Tlaková síla v dolním průřezu stojiny
F_{N1}	[N]	Tlaková síla v horním průřezu kyvné stojiny
$F_{Rd,f}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti pro únavu
$F_{Rd,s}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti

$F_{sd,f}$	[N]	Návrhová kontaktní síla pro únavu
$F_{sd,s}$	[N]	Návrhová kontaktní síla
F_{krit}	[N]	Kritická tlaková síla
F_{mp}	[N]	Gravitační síla způsobená hmotností motoru a převodovky
F_u	[N]	Referenční kontaktní síla
F_{zrych}	[N]	Síla potřebná ke zrychlení jeřábu
I_w	[-]	Počet sad kol
J_{z1}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment set. v horním průřezu nosníku (osa z)
J_{z2}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment set. v dolním průřezu nosníku (osa z)
J_y	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment setrvačnosti osy y nosníku
J_{y1}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment set. v horním průřezu nosníku (osa z)
J_{y1}	[mm ⁴]	Kvadratický moment setrvačnosti pásnice k hlavní ose nosníku
$J_{y1'}$	[mm ⁴]	Kvadratický moment setrvačnosti pásnice
J_{y2}	[mm ⁴]	Celkový kvadratický moment set. v dolním průřezu nosníku (osa y)
J_{y2}	[mm ⁴]	Kvadratický moment setrvačnosti stojiny nosníku
M_{oFmax}	[Nm]	Ohybový moment způsobený hmotností břemene a kočky
$M_{o_{max}}$	[Nm]	Celkový ohybový moment působící na příčný nosník
$M_{o_{qmax}}$	[Nm]	Ohybový moment způsobený vlastní hmotností nosníku
M_b	[Nm]	Brzdňý moment brzdy
M_k	[Nm]	Brzdňý moment na výstupní hřídeli převodovky
M_{kl}	[Nm]	Klopňý moment při brždění
M_{oy1}	[Nm]	Ohybové namáhání v horním průřezu kyvné stojiny v ose y
M_{oy2}	[Nm]	Ohybové namáhání v dolním průřezu kyvné stojiny v ose y
M_{oz1}	[Nm]	Ohybové namáhání v horním průřezu kyvné stojiny v ose z
M_{oz2}	[Nm]	Ohybové namáhání v dolním průřezu kyvné stojiny v ose z
M_{pv}	[Nm]	Výstupňý moment převodovky
M_{vyr}	[Nm]	Vyrovňávací moment při brždění
P_p	[kW]	Minimální výkon jednoho motoru pojezdu
P_p	[kW]	Potřebňý výkon motorů pojezdu
Q_{5w1}	[N]	Účinek větru pro výpočet konstrukce jeřábu
Q_{5w2}	[N]	Účinek větru pro výpočet rozjezdových hnacích sil
Q_{9dyn}	[N]	Zatížení při dynamické zkoušce
Q_{9stat}	[N]	Zatížení při statické zkoušce

Q_1	[N]	Gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
Q_{10}	[N]	Zatížení při nouzovém brždění
Q_2	[N]	Gravitační účinky působící na břemeno zdvihu
Q_3	[N]	Celkové gravitační účinky
Q_4	[N]	Zatížení způsobené zrychlením zdvihu
Q_6	[N]	Zatížení způsobené větrem mimo provoz
Q_7	[N]	Zatížení způsobená sněhem a námrazou
Q_i	[N]	Tíha i-tého břemene
Q_r	[N]	Maximální tíha břemene
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
R_r	[MPa]	Třída pevnosti lana
S_{n_1}	[mm ²]	Plocha průřezu nosníku
S_1	[mm ²]	Plocha horního průřezu nosníku
S_2	[mm ²]	Plocha dolního průřezu nosníku
S_s	[mm ²]	Plocha středního průřezu nosníku
W_{o_y}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu osy y nosníku
W_{oz1}	[mm ³]	Modul průřezu ohybu horního průřezu nosníku (osa z)
W_{oz1}	[mm ³]	Modul průřezu ohybu horního průřezu nosníku (osa z)
W_{oz2}	[mm ³]	Modul průřezu ohybu dolního průřezu nosníku (osa z)
W_{oz2}	[mm ³]	Modul průřezu ohybu dolního průřezu nosníku (osa z)
Z_{a1}	[-]	Součinitel bezpečnosti lana
α_σ	[-]	Koncentrátor ohybového napětí drážky pro pero
α_τ	[-]	Koncentrátor tečného napětí drážky pro pero
β_2	[-]	Součinitel třídy tuhosti
β_3	[-]	Součinitel rychlosti uvolňování břemene
γ_{cf}	[-]	Součinitel konstantní únosnosti při únavě
γ_f	[-]	Celkový součinitel bezpečnosti
γ_m	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
γ_p	[-]	Součinitel zatížení pro hmotnost jeřábu
ε_s	[-]	Součinitel větru úrovně W2
ρ_{vz}	[kg·s ⁻¹]	Hustota vzduchu
σ_{oh1}	[MPa]	Ohybové napětí hnací hřídele v místě pojezdového kola

σ_{oh1}	[MPa]	Ohybové napětí v místě drážky pro pero pod hnacím kolem
σ_{oh2}	[MPa]	Ohybové napětí v místě drážky pro pero pod převodovkou
σ_{omax1}	[MPa]	Maximální ohybové napětí příčného nosníku
σ_{redh1}	[MPa]	Redukované napětí v místě drážky pro pero pod hnacím kolem
σ_{redh2}	[MPa]	Redukované napětí v místě drážky pro pero pod převodovkou
σ_{T1}	[MPa]	Tlakové napětí v horním průřezu nosníku
σ_{T2}	[MPa]	Tlakové napětí v dolním průřezu nosníku
σ_{c1}	[MPa]	Celkové napětí v horním průřezu nosníku
σ_{c2}	[MPa]	Celkové napětí v dolním průřezu nosníku
σ_{krit}	[MPa]	Kritické tlakové napětí
σ_{oy1}	[MPa]	Ohybové napětí v horním průřezu nosníku (osa y)
σ_{oy2}	[MPa]	Ohybové napětí v dolním průřezu nosníku (osa y)
σ_{oz1}	[MPa]	Ohybové napětí v horním průřezu nosníku (osa z)
σ_{oz2}	[MPa]	Ohybové napětí v dolním průřezu nosníku (osa z)
τ_{kh1}	[MPa]	Tečné napětí v místě drážky pro pero pod hnacím kolem
τ_{kh2}	[MPa]	Tečné napětí v místě drážky pro pero pod převodovkou
τ_{max}	[MPa]	Maximální tečné napětí příčného nosníku
ω_{pv}	[rad ⁻¹]	Úhlová rychlost výstupní hřídele převodovky
ϕ_{6dyn}	[-]	Součinitel zatížení při dynamických zkouškách
ϕ_{6stat}	[-]	Součinitel zatížení při statických zkouškách
ϕ_1	[-]	Součinitel vybuzení kmitání při zdvihání břemena
$\phi_{2,min}$	[-]	Součinitel pro kombinaci třídy tuhosti a třídy pohonu zdvihu
ϕ_2	[-]	Součinitel zdvihání volně ležícího břemena
ϕ_{2c}	[-]	Součinitel zdvihání volně ležícího břemena (kombinace zatížení C)
ϕ_{2t}	[-]	Teoretický součinitel zdvihání
ϕ_3	[-]	Součinitel náhlého uvolnění části břemena
ϕ_4	[-]	Součinitel vlivu pojezdu po nerovném povrchu
ϕ_5	[-]	Součinitel zatížení způsobené zrychlením pohonů
ϕ_b	[-]	Celkový součinitel hmotnosti břemena
ϕ_j	[-]	Celkový součinitel hmotnosti jeřábu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Kombinace zatížení A a B

Příloha 2: Kombinace zatížení C

Výkresová dokumentace:

1-PJ80-1-1 Sestava podvozku jeřábu

4-PJ80-1-2 Kusovník podvozku jeřábu

4-PJ80-1-3 Kusovník podvozku jeřábu

3-PJ80-2-1 Sestava podvozkového kola

4-PJ80-2-2 Kusovník podvozkového kola

4-PJ80-2-3 Kusovník podvozkového kola

2-PJ80-3-1 Sestava hlavního rámu jeřábu

2-PJ80-3-2 Svařenec stojiny jeřábu

Kategorie zatížení	Zatížení		Q [N]	Kombinace zatížení											
					A1	A2	A3	A4			B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky pojezdu	Hmotnost jeřábu	1 962 000	1,22	1	1	1	—		0,97	1	1	1	—	—
		Hmotnost břemena zdvihu	784 800	1,34	1,4	-0,55	1	—		1,22	1,4	-0,55	1	—	—
		Pojezd po nerovném povrchu	2 746 800	1,22	—	—	—	1		1,16	—	—	—	1	1
	Účinky od zrychlení	Pohon zdvihu se neuvažuje	88 000	1,34	1,2	1,2		1,2		1,22	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
		Zrychlení pohonu zdvihu	28 000	1,34			1,2								
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	86 000	—	—	—	—	—		1,22	1	1	1	1	1
		Zatížení sněhem a námrazou	94 600	—	—	—	—	—		1,22	1	1	1	1	1
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		284 832	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—
	Zatížení při zkouškách	Statická zkouška	981 000	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—
		Dynamická zkouška	863 280	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—
	Síly na nárazníky		432 000	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—
	Síly při nouzovém zastavení		304 000	—	—	—	—	—		—	—	—	—	—	—
Celkový součinitel bezpečnosti				1,48					1,34						
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu				1,1					1,1						
Suma vodorovných sil [N]				172 776	172 776	0	172 776		297 076	297 076	154 625	297 076	154 652		
Suma svislých sil [N]				6 293 725	2 955 214	5 682 202	5 455 584		5 500 630	2 748 614	4 996 536	4 866 706	4 866 706		

Kategorie zatížení	Zatížení		Q [N]		Kombinace zatížení							
					C1	C2	C3 stat.	C3 dyn.	C4	C6	C7	C11
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky pojezdu	Hmotnost jeřábu	1 962 000	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		Hmotnost břemena zdvíhu	784 800	1,1	1,59	?	—	—	1	1	1	—
		Pojezd po nerovném povrchu	2 746 800	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Účinky od zrychlení	Pohon zdvíhu se neuvažuje	88 000	1,1	—	—	—	1,2	—	—	—	—
		Zrychlení pohonu zdvíhu	28 000									
	Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	86 000	1,16	—	—	1	1	—	—	—
Zatížení sněhem a námrazou			94 600	1,1	—	1	—	—	—	—	—	—
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		284 832		1,1	—	1	—	—	—	—	—
	Zatížení při zkouškách	Statická zkouška	981 000	1,1	—	—	1	—	—	—	—	—
		Dynamická zkouška	863 280	1,1	—	—	—	1,295	—	—	—	—
	Síly na nárazníky		432 000		1,1	—	—	—	—	—	—	—
	Síly při nouzovém zastavení		304 000		1,1	—	—	—	—	—	1,2	—
Celkový součinitel bezpečnosti					1,22							
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu					1,1							
Suma vodorovných sil [N]					0	420 469	133 878	133 878	1 020 350	533 912	0	133 878
Suma svislých sil [N]					4 738 354	3 035 953	4 344 457	4 596 219	4 054 826	4 054 826	4 054 826	2 896 304