



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

Josef Zapletal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Josef Zapletal
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
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 kolového portálového jeřábu vybaveného závěsným rámem pro manipulaci s kontejnery. Portálový jeřáb slouží pro jako hlavní manipulační prostředek pro přepravu a stohování kontejnerů na překladišti.

Návrh zahrnuje nosnou konstrukci portálu jeřábu, zdvihové ústrojí.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost jeřábu 40 t.

Cíle bakalářské práce:

Stručná rešerše obdobných zařízení pro kontejnerová překladiště.

Koncepční studie kolového portálového jeřábu.

Výpočet základních funkčních parametrů.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Podsestava svařence hlavního rámu.

Výkres sestavy jeřábu.

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 funkčních parametrů, nosného rámu a zdvihového ústrojí kolového portálového jeřábu používaného pro manipulaci a stohování kontejnerů v rámci kontejnerového překladiště. Součástí práce je tedy návrh hlavních nosných částí jeřábu včetně pevnostní kontroly a návrhu svarů, výpočty zdvihového ústrojí jeřábu, a také výkresová dokumentace hlavních částí tohoto jeřábu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kolový portálový jeřáb, nosná konstrukce, pevnostní kontrola, zdvihové ústrojí, rychlost pojezdu a zdvihu, zrychlení pohonů

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is the design of the main functional parameters, main frame structure and hoisting device of a wheel-mounted gantry crane used for handling and stacking containers within the container terminal. Part of this thesis is therefore the design of main parts of frame structure, including strength proof and weld design, and also calculations of the crane hoisting device and drawings of selected parts of this crane.

KEYWORDS

Wheel-mounted gantry crane, main frame structure, strength proof, lifting device, travel speed, hoist speed, acceleration of drives

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZAPLETAL, Josef. *Portálový kontejnerový jeřáb*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 70 s. Vedoucí diplomové práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021

.....

Josef Zapletal

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat mé rodině a partnerce za podporu během celého bakalářského studia. Také tímto děkuji vedoucímu práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za připomínky k tvorbě této práce.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Rešerše.....	11
1.1 Užití jeřábu	11
1.2 Používané prvky a mechanismy	12
2 Provoz a stabilita jeřábu.....	15
2.1 Provoz podle ČSN 13001-2.....	15
2.1.1 Pravidelná zatížení	15
2.1.2 Občasná zatížení	17
2.1.3 Výjimečná zatížení.....	18
2.2 Klasifikace jeřábu podle ČSN 27 0101	19
2.3 Prokázání stability	20
3 Nosná konstrukce.....	22
3.1 Rozměry	22
3.1.1 Průřezy nosníků.....	22
3.1.2 Rozměry konstrukce	22
3.2 Pevnostní kontrola.....	22
3.2.1 Kombinace zatížení.....	22
3.2.2 Materiál	23
3.2.3 Model	23
3.2.4 Kontrola jednotlivých nosníků.....	27
3.2.5 Zhodnocení pevnostní kontroly	34
3.3 Únava.....	34
3.3.1 Historie napětí	34
3.3.2 Návrhový rozkmit napětí únosnosti	35
3.3.3 Prokázání únavové pevnosti.....	36
3.3.4 Zhodnocení výsledků prokázání únavy.....	36
3.3.5 Úprava nevyhovujícího uzlu	37
3.4 Kontrola svarů	38
3.4.1 Návrhové napětí únosnosti svarových spojů.....	38
3.4.2 Prokázání únosnosti svarů sestavy nosné konstrukce	38
4 Zdvihové ústrojí	44
4.1 Kladkostroj.....	45
4.1.1 Vlastnosti kladkostroje.....	45
4.1.2 Návrh lana	46
4.1.3 Návrh kladky.....	47
4.1.4 Návrh ložiska kladky	48
4.1.5 Návrh bočnic a čepu.....	49
4.1.6 Návrh lanového bubnu	53
4.2 Pohon zdvíhu.....	54
4.2.1 Volba elektromotoru	54
4.2.2 Volba převodovky.....	55
4.2.3 Kontrola rozběhového momentu.....	55
4.2.4 Volba brzd.....	56

Závěr	57
Seznam použitých zkratek a symbolů.....	60
Seznam příloh	66

ÚVOD

Vzhledem k setrvale rostoucímu objemu přepravovaného zboží a rostoucí velikosti nákladních lodí, kdy dnes jedna nákladní loď dokáže pojmout i přes 20 000 TEU (ekvivalent 20stopého kontejneru), se stále zvyšují požadavky na rychlost překládky kontejnerů z nebo na kotvící nákladní loď. Podstatný vliv na plynulost provozu celého kontejnerového terminálu má pak manipulace s kontejnery mezi jeho jednotlivými částmi. Pro tuto manipulaci se jako jedno z výhodných řešení ukazuje použití kolových portálových jeřábů. V této práci se zabývám koncepcí a návrhem vybraných částí a mechanismů takového stroje.

1 REŠERŠE

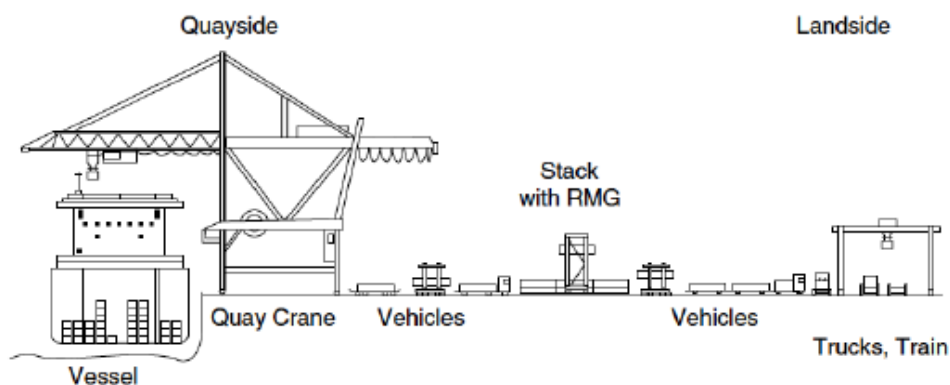
Rešeršní část vychází z dokumentů k obdobným jeřábům od firem KALMAR [8], LIEBHERR [9] a KONE Cranes [10].



Obr. 1 Kolový portálkový jeřáb [8]

1.1 UŽITÍ JEŘÁBU

Samohybné portálkové jeřáby na podvozku s pneumatikami (anglicky straddle carrier) se využívají pro přemísťování kontejnerů po ploše kontejnerového terminálu. Lze je využívat jak pro manipulaci s kontejnery mezi výložníkovými jeřáby pro vykládku lodí a stohovacími portálkovými jeřáby na kolejovém podvozku, tak i pro samotné stohování do výšky 3 nebo 4 kontejnerů. Dále se také využívají pro nakládání kontejnerů na nákladní vozidla nebo na vagony nákladních vlaků.



Obr. 2 Schéma kontejnerového terminálu [14]

Břemena těchto jeřábů jsou kontejnery se standardizovanými rozměry. Rozměry těchto kontejnerů jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 1 Vnější rozměry standardizovaných kontejnerů [15]

Typ kontejneru	20stopý	40stopý	40stopý high-cube	45stopý high-cube
Délka (m)	6,069	12,192	12,192	13,716
Šířka (m)	2,438	2,438	2,438	2,438
Výška (m)	2,591	2,591	2,896	2,896



Obr. 3 Standardizovaný 20stopý kontejner [15]

1.2 POUŽÍVANÉ PRVKY A MECHANISMY

NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce se obvykle skládá z horního rámu tvořeného dvěma podélnými a dvěma příčnými nosníky, dále ze dvou podélných podvozkových nosníků a čtyř nohou spojujících podvozek a horní rám. Všechny části nosné konstrukce bývají realizovány z konzolových nosníků.



Obr. 4 Nosná konstrukce a uspořádání [9]

POJEZD

Podvozek se obvykle skládá z celkem osmi polonáprav, umístěných pod dvěma podélnými podvozkovými nosíky. Pohon pojezdu bývá realizován pomocí asynchronních motorů umístěných přímo v nábojích kol, poháněná bývají většinou čtyři z osmi kol. Natočení kol i s polonápravami zajišťuje obvykle hydraulický systém doplněný mechanickým systémem pro případ selhání hydrauliky. Pneumatiky určené přímo pro jeřáby typu straddle carrier nabízí většina výrobců pneumatik pro pracovní stroje, například CONTINENTAL [17] nebo MAGNA [16]. Průměr těchto pneumatik je 1550 mm [16].

Vzhledem k vysoké poloze těžiště a malému rozchodu kol jsou tyto jeřáby vybaveny systémem kontroly stability, který zabraňuje převržení při otáčení jeřábu.

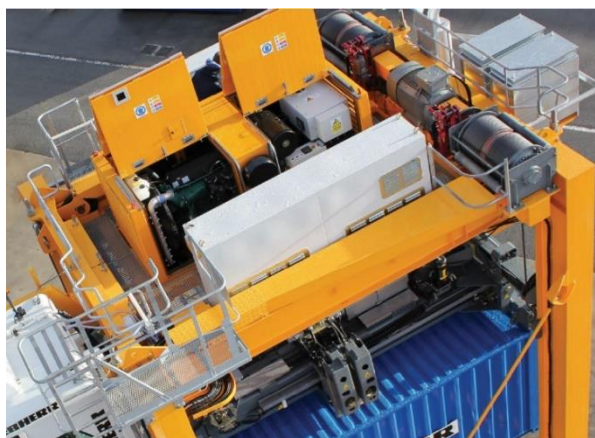


Obr. 5 Asynchronní motor v náboji kola [10]

ZDVIH

Zdvih je realizován zavěšením trámů s uchopovacím prostředkem v celkem čtyř bodech přes kladky, celkem tedy 8 nosnými průřezy lana, dvěma nosnými průřezy v každé ze čtyř oddělených větví. Každá lanová větev má svůj vlastní buben, všechny bubny bývají na společné hřídeli.

Trámy musí být pro zajištění polohy břemene během zrychlování, zpomalování a otáčení jeřábu vedeny na koncích vedením připevněným na nohách jeřábu. Příčná poloha uchopovacího prostředku musí být nastavitelná z důvodu správného uchycení nebo položení kontejneru. Posun uchopovacího prostředku v příčném směru je realizován pomocí hydraulického systému.



Obr. 6 Zdvihové ústrojí [9]

UCHOPOVACÍ PROSTŘEDKY

Uchopovací prostředek na kontejnery (anglicky spreader) může být buď přizpůsobený konkrétní délce kontejneru, nebo teleskopický umožňující uchopování 20stopých i 40stopých kontejnerů. Vývojem a výrobou spreaderů se zabývají specializované firmy jako například ELME [18] nebo Stinis [19].



Obr. 7 Teleskopický spreader [18]

2 PROVOZ A STABILITA JEŘÁBU

2.1 PROVOZ PODLE ČSN 13001-2

Následující výpočty proběhly podle [4] s úpravami speciálně pro portálové jeřáby z [6].

2.1.1 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

GRAVITAČNÍ ÚČINKY

Součinitel φ_1 pro účinky gravitace vychází následovně [6]:

$$\varphi_1 = 1,1 \quad (1)$$

kde

φ_1 je součinitel gravitačních účinků

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

Pro výpočet součinitele φ_2 pro zdvihání volně ležícího břemene byla určena třída tuhosti podle teoretické hodnoty φ_{2t} z [6] jako HC3 a třída pohonu zdvihu jako HD5 (z toho vychází využití frekvenčního měniče a systému vážení břemene). Součinitel φ_2 je určený podle následující rovnice [4]:

$$\varphi_2 = \varphi_{2min} + \beta_2 v_h = \varphi_{2min} = 1,05 \quad (2)$$

kde

φ_2 je součinitel pro zdvih volně ležícího břemena

φ_{2min} je minimální hodnota φ_2 , pro HD5 a HC3 platí $\varphi_{2min} = 1,05$ [4]

v_h je charakteristická rychlost zdvihu, pro HD5 platí $v_h = 0$ m/s [4]

Součinitel φ_{2C} pro HD5 je určený podle následující rovnice [4]:

$$\varphi_{2C} = \varphi_{2min} + \beta_2 v_{h,C} = \varphi_{2min} + \beta_2 \frac{v_{zmax}}{2} = 1,135 \quad (3)$$

kde

φ_{2C} je součinitel pro zdvih volně ležícího břemena při kombinaci zatížení C1

$v_{h,C}$ je charakteristická rychlost zdvihu pro součinitel φ_{2C} podle [4]

NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENE

Součinitel pro náhlé uvolnění části břemene se vypočítá podle rovnice [4]:

$$\varphi_3 = 1 - \frac{m_b}{m_b + m_y} (1 - \beta_3) = -0,6 \quad (5)$$

kde

φ_3 je součinitel pro náhlé uvolnění části břemene zdvihu

β_3 je součinitel pro rychlost uvolnění břemene zdvihu, $\beta_3 = 1,0$ pro rychlé uvolnění [4]

m_b je hmotnost normového břemena (nosnost jeřábu), $m_b = 40000$ kg

m_y je hmotnost stálého břemena (kladnice, spreader), $m_y = 10000$ kg

POJEZD PO NEROVNÉM POVRCHU

Ve výpočtu vlastní frekvence kmitání celého jeřábu při pojezdu po nerovném povrchu byla zohledněna tuhost pneumatik, jak požaduje norma [6]. Výška nerovností povrchu byla uvažována 2 cm. Součinitel pak podle normy [4] vychází:

$$\varphi_4 = 1,19 \quad (6)$$

kde

φ_4 je součinitel pro pojezd po nerovném povrchu

ZRYCHLENÍ POHONŮ

Pro plynulé ovládání otáček (možné díky frekvenčnímu měniči u pohonu zdvihu i pojezdu) jsou třídy dosažení polohy pro zdvih P0 a pro pojezd P1. Z toho vychází součinitele pro zrychlení pohonu podle následujících tří rovnic [6]:

$$\varphi_p = 1,0 \quad (7)$$

kde

φ_p je součinitel pro účinek pohybů postupného dosažení polohy

$$\varphi_{5,z} = 1,10 \quad (8)$$

kde

$\varphi_{5,z}$ je zvyšující součinitel pro zdvih s plynulým ovládáním otáček

$$\varphi_{5,p} = 1,2 \quad (9)$$

kde

$\varphi_{5,p}$ je zvyšující součinitel pro pojezd s plynulým ovládáním otáček

PŘETÍŽENÍ JEŘÁBU

Vzhledem k tomu, že není známý reakční čas systému bránícího přetížení pro výpočet přesné hodnoty součinitele, tak byla použita minimální hodnota navýšená o 10%.

$$\varphi_L = 1,1\varphi_{L,min} = 1,38 \quad (10)$$

kde

φ_L je součinitel břemena pro maximální sílu [4]

$\varphi_{L,min}$ je minimální hodnota součinitele, $\varphi_{L,min} = 1,25$ pro nepřímo působící omezovač síly v laně [4]

2.1.2 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

ZATÍŽENÍ VĚTREM ZA PROVOZU

Zatížení větrem za provozu je určeno pro obvyklý stupeň větru a působení na boční stranu jeřábu. Zatížení působením větru na nosnou konstrukci se určí podle vztahu [4]:

$$Q_{a,nk} = q(3)c_{a,nk}A_{nk} = 13543 N \quad (11)$$

kde

$Q_{a,nk}$ je zatížení působením větru na nosnou konstrukci

$q(3)$ je tlak větru, $q(3) = 250 Pa$ pro obvyklý stupeň větru [4]

$c_{a,nk}$ je aerodynamický součinitel pro nosnou konstrukci

A_{nk} je plocha nosné konstrukce vystavená větru, $A_{nk} = 25,80 m^2$

Zatížení působením větru na kontejner se podle obdobného vztahu určí jako [4]:

$$Q_{a,c} = q(3)c_{a,c}A_c = 13241 N \quad (12)$$

kde

$Q_{a,c}$ je zatížení působením větru na kontejner

$c_{a,c}$ je aerodynamický součinitel pro kontejner

A_c je plocha kontejneru vystavená větru, $A_c = 35,31 m^2$

Zatížení působením větru na stálé břemeno se opět určí podle vztahu [4]:

$$Q_{a,y} = q(3)c_{a,y}A_y = 3461 N \quad (13)$$

kde

$Q_{a,y}$ je zatížení působením větru na stálé břemeno

$c_{a,y}$ je aerodynamický součinitel pro stálé břemeno

A_y je plocha stálého břemena vystavená větru, $A_y = 7,92 m^2$

Celkové zatížení větrem za provozu je pak součtem:

$$Q_a = Q_{a,nk} + Q_{a,c} + Q_{a,y} = 30245 N \quad (14)$$

kde

Q_a je celkové zatížení větrem za provozu

ZATÍŽENÍ SNĚHEM A NÁMRAZOU

Uvažované zatížení odpovídá 10 cm sněhu. Zatížení způsobené přidanými plochami sněhu vystavenými větru vyšlo:

$$Q_{a,w} = 3132 N \quad (15)$$

kde

$Q_{a,w}$ je zatížení způsobené přidanými plochami sněhu vystavenými větru

Zatížení od hmotnosti sněhu vyšlo při uvažované hustotě sněhu 110 kg/m^3 následovně:

$$Q_w = 4910 \text{ N} \quad (16)$$

kde

Q_w je zatížení od hmotnosti sněhu

2.1.3 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

ZATÍŽENÍ VĚTREM MIMO PROVOZ

Zatížení působením větru mimo provoz na nosnou konstrukci a spreader se vypočítá obdobně jako pro zatížení větrem za provozu, a to podle [4]. Působení větru mimo provoz na kontejner nebylo uvažováno. Změní se pouze tlak větru, který vyšel následovně:

$$q(z) = 1145 \text{ Pa} \quad (17)$$

kde

$q(z)$ je tlak větru mimo provoz, pro oblast D a návratnost 25 let [4]

Celkové zatížení větrem mimo provoz pak vychází:

$$Q_{a,0} = 77878 \text{ N} \quad (18)$$

kde

$Q_{a,0}$ je celkové zatížení větrem mimo provoz

ZKUŠEBNÍ BŘEMENA

Při výpočtu podle [4] vychází horší statická zkouška než dynamická zkouška. Hmotnost zkušebního břemene vychází [4]:

$$m_{b,z} = 1,25m_b = 50000 \text{ kg} \quad (19)$$

kde

$m_{b,z}$ je hmotnost zkušebního břemene

Součinitel φ_6 pak vychází [4]:

$$\varphi_6 = 1 \quad (20)$$

kde

φ_6 je součinitel pro statickou zkoušku

ZPĚTNÝ KMIT

Součinitel φ_9 vychází [4]:

$$\varphi_9 = -0,3 \quad (21)$$

kde

φ_9 je součinitel pro zpětný kmit v důsledku upuštění břemene

SELHÁNÍ MECHANISMŮ NEBO KOMPONENT

Součinitel $\varphi_{5,selh}$ pro selhání mechanismů nebo komponent vychází [4]:

$$\varphi_{5,selh} = 1,5 \quad (22)$$

kde

$\varphi_{5,selh}$ je součinitel pro selhání mechanismů nebo komponent

2.2 KLASIFIKACE JEŘÁBU PODLE ČSN 27 0101

POČET CYKLŮ ZA ROK

Norma pro portálové jeřáby [6] zařazuje portálové jeřáby na pryžových pneumatikách do tříd U5-U7, a při používání jeřábu na pobřeží vychází počet cyklů za rok následovně:

$$T_r = \frac{N_C}{N_Y} = 80000 \text{ /rok} \quad (23)$$

kde

T_r je počet pracovních cyklů jeřábu za jeden rok

N_C je celkový počet pracovních cyklů pro návrh jeřábu, $N_C = 2 \cdot 10^6$ [6]

N_Y je doba návratnosti jeřábu (životnost), $N_Y = 25 \text{ let}$ [6]

POMĚRNÉ ZATÍŽENÍ JEŘÁBU

Poměrné zatížení se určí podle rovnice [13]:

$$q = 100 \frac{Q_P}{Q_C} = 100 \frac{(m_{z,p} + m_c + m_y)}{(m_b + m_y)} = 61\% \quad (24)$$

kde

q je poměrné zatížení

Q_C je jmenovité břemeno

Q_P je průměrné břemeno

$m_{z,p}$ je průměrná hmotnost zboží v 40stopém kontejneru, $m_{z,p} = 17937 \text{ kg}$ [20]

m_c je hmotnost prázdného 40stopého kontejneru, $m_c = 3770 \text{ kg}$, [15]

PRACOVNÍ RYCHLOSTI JEŘÁBU

Pro návrh byly převzaty v praxi používané pracovní rychlosti jeřábu podle [9], a to následující:

$$v_{p,max} = 30 \text{ km/h} = 500 \text{ m/min} \quad (25)$$

kde

$v_{p,max}$ je maximální rychlost pojezdu

$$v_{z,max} = 20 \text{ m/min} \quad (26)$$

kde

$v_{z,max}$ je maximální rychlost zdvihu

URČENÍ SKUPINY JEŘÁBŮ

Tab. 2 Mezní hodnoty provozních činitelů [1]

Počet pracovních cyklů za rok T_r	Srovnávací číslo	Poměrné zatížení	Srovnávací číslo	Pracovní rychlosti (m/min)		Srovnávací číslo
		q (%)		$v_{z,max}$	$v_{p,max}$	
Do 20000	1	Do 30	1	Do 8	Do 50	1
20000 až 50000	2	30 až 60	2	8 až 25	50 až 100	2
Přes 50000	3	Přes 60	3	Přes 25	Přes 100	3

Tab. 3 Provozní činitele navrhovaného jeřábu a zařazení do skupiny

Interval provozních činitelů	$T_r > 50000$	$q > 60\%$	$v_{p,max} > 100 \text{ m/min}$	Součet srovnávacích čísel	Skupina jeřábů odpovídající součtu
Srovnávací číslo	3	3	3	9	IV Velmi těžký provoz

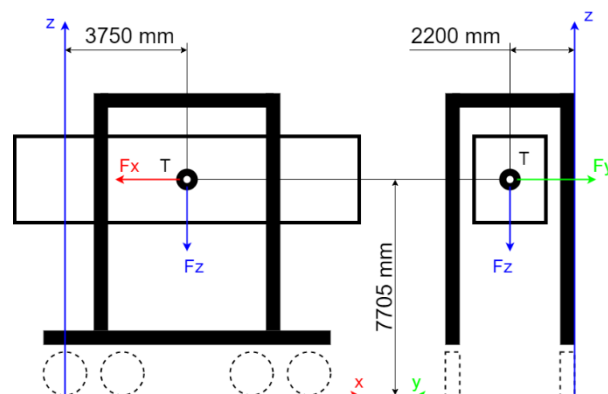
Navrhovaný jeřáb spadá do skupiny jeřábů **IV-Velmi těžký provoz**.

2.3 PROKÁZÁNÍ STABILITY

MOMENTY SIL PŮSOBÍCÍCH NA JEŘÁB

Vzhledem k neznámé poloze těžiště a tomu, že břemeno zdvihu tvoří až 50% celkové hmotnosti, bylo pro prokázání stability uvažováno působení sil v těžišti kontejneru v jeho předpokládané nejvyšší možné poloze.

Síly působící na jeřáb a jejich ramena (vzdálenosti od přímků klopení) ukazuje následující obrázek:



Obr. 8 Síly a ramena sil pro určení momentů

STABILITA A ZRYCHLENÍ POHONŮ

Prokázání stability jeřábu proběhlo podle [4]. Určování zrychlení pohonů vyhovujících stabilitě jeřábu proběhlo iteračně. Zrychlení při brzdění pojezdu nebo při otáčení nepřekročí maximální hodnotu danou třením mezi pneumatikami a povrchem terminálu:

$$a_{pt,max} = gf = 6,87 \text{ m/s}^2 \quad (27)$$

kde

$a_{pt,max}$ je maximální možné zrychlení pojezdu

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

f je součinitel tření mezi pneumatikami a betonovým povrchem, $f = 0,7$ [26]

Tabulky s prokázáním stability (obecně, pro první a poslední iteraci) jsou z důvodu velkého rozměru v příloze. Při poslední iteraci bylo upraveno určení momentů od nouzového zastavení pro přesnější výsledek. V kombinacích zatížení C2 a C4, které nezahrnují hmotnost břemena zdvihu, byla hmotnost stálého břemene zahrnuta do vlastní tíhy jeřábu. V kombinaci C3 je hmotnost stálého břemene zahrnuta v zatížení při zkouškách.

Při kombinaci zrychlení podle tabulky 4 vychází jako nestabilní pouze kombinace zatížení A2, která zahrnuje uvolnění břemena zdvihu. Vzhledem k tomu, že k uvolnění kontejneru dojde pouze při selhání celého spreaderu, které není pravděpodobné, nebyla považována kombinace A2 za nebezpečnou.

Jako vhodná z hlediska stability i z hlediska časů přemístění břemena a ovladatelnosti jeřábu tedy vychází kombinace zrychlení pohonů podle následující tabulky:

Tab. 4 Zrychlení pohonů

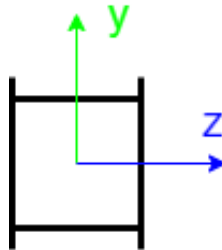
zrychlení		(m/s ²)
běžné	zdvih	0,1
	spouštění	0,1
	brzdění	3
nouzové	zdvih	0,5
	spouštění	0,5
	brzdění	4
otáčení		1,9

3 NOSNÁ KONSTRUKCE

3.1 ROZMĚRY

3.1.1 PRŮŘEZY NOSNÍKŮ

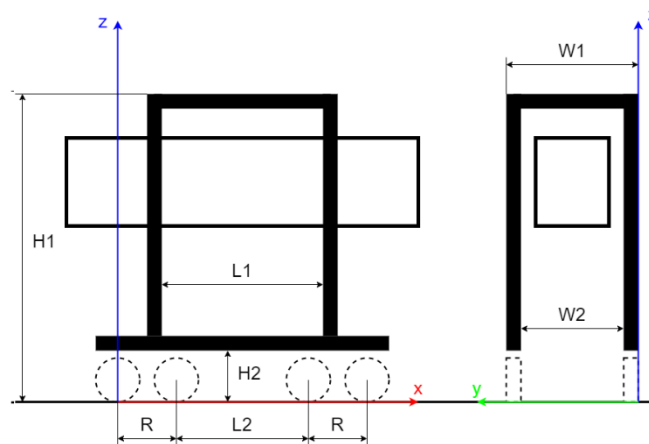
Nosníky a nohy byly navrženy jako konzolové, s průřezem podle obrázku:



Obr. 9 Průřez s lokálním souřadným systémem

Obrázky se zvolenými rozměry nohou a nosníků jsou z důvodu velikosti umístěny v příloze.

3.1.2 ROZMĚRY KONSTRUKCE



Obr. 10 Rozměry konstrukce

Tab. 5 Rozměry konstrukce

H1 (mm)	H2 (mm)	W2 (mm)	W1 (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	R [mm]
11275	1950	3400	4400	5580	3500	2000

3.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA

3.2.1 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Kombinace zatížení stanovuje tabulka z normy [4], která je z důvodu velkého rozměru v příloze. Tabulka podle tohoto vzoru s dosazenými hodnotami součinitelů a zatížení je také umístěna v příloze.

Podle normy je nutné kontrolovat všechny kombinace zatížení, a to kombinace zatížení A zejména na únavu a kombinace B a C na pevnost.

Vzhledem k rozsahu práce byla provedena kontrola na pevnost pouze pro jednu zvolenou kombinaci zatížení, a to zatížení s největší sumou sil ve svislém a podélném směru. Tato kombinace je v tomto případě A4, která tedy byla kontrolována na pevnost i na únavu. Do výpočtů byly zahrnuty i síly působící na nohy jeřábu od vedení trámů se spreaderem, zabraňující kývání břemene zdvihu a kolizi s nohama jeřábu během pojíždění.

3.2.2 MATERIÁL

Jako materiál nosné konstrukce byla zvolena ocel S355J2 s mezí kluzu 355 MPa kvůli svařitelnosti, přijatelné ceně a houževnatosti za nižších teplot.

Návrhové napětí v únosnosti se spočítá podle vzorce [5]:

$$f_{RD\sigma} = \frac{Re}{\gamma_m \gamma_{sm}} = 322,7 \text{ MPa} \quad (28)$$

kde

$f_{RD\sigma}$ [MPa] je návrhové napětí únosnosti

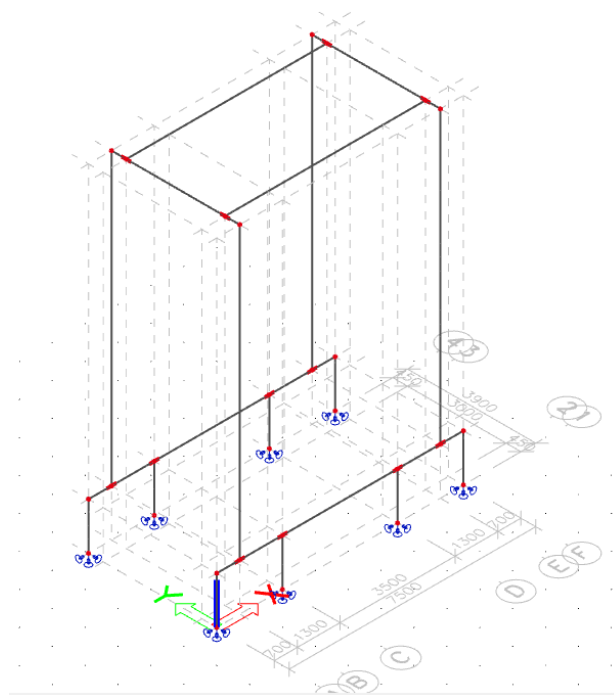
Re [MPa] je mez kluzu materiálu, $Re = 355 \text{ MPa}$ pro ocel S355J2

γ_m [-] je obecný součinitel spolehlivosti, $\gamma_m = 1,1$ [5]

γ_{sm} [-] je specifický součinitel spolehlivosti, $\gamma_{sm} = 1,0$ pro tloušťku menší než 15 mm [5]

3.2.3 MODEL

Pevnostní kontrola byla provedena s pomocí softwaru SCIA Engineer 20.0, protože umožňuje výpočet prutových konstrukcí.



Obr. 11 Model v programu SCIA Engineer

HMOTNOST KONSTRUKCE

Model po zahrnutí vlastní hmotnosti a maximální hmotnosti břemene zdvihu vážil přibližně 80t, předpokládané hmotnosti dalších částí tedy byly přibližně určeny jako 20t. Tyto hmotnosti byly rozděleny na 10t hmotnosti umístěné ve 4 bodech na horních podélných nosnících (hmotnost zdvihového ústrojí, baterií,...) a 10t umístěných ve 4 bodech na podvozkových nosnících (mechanismy pojezdu a otáčení, pneumatiky,...).

ZRYCHLENÍ

Uvažovaný pohyb jeřábu je vpřed, proti směru osy X. Zrychlení jsou uvažovány proti směru os globálního souřadného systému modelu, a v modelu vynásobeny součiniteli φ_z a $\varphi_{x,y}$.

Tab. 6 Zrychlení působící na jeřáb v kombinaci A4

Svislý směr (Z)	Podélný směr (X)	Příčný směr (Y)
$g \text{ (m/s}^2\text{)}$	$a_{p,\max} \text{ (m/s}^2\text{)}$	$a_{o,\max} \text{ (m/s}^2\text{)}$
9,81	3	1,9

SOUČINITELE

$$\varphi_z = \gamma_p \varphi_4 \gamma_f = 2,15 \quad (29)$$

kde

φ_z je součin součinitelů pro pojezd po nerovném povrchu

$$\varphi_{x,y} = \gamma_p \varphi_{5,p} \gamma_f = 2,38 \quad (30)$$

kde

$\varphi_{x,y}$ je součin součinitelů pro zrychlení pohonů, pohon zdvihu se neuvažuje

ZÁTĚŽNÉ SÍLY

Síly umístěné v uzlu příčného a podélného nosníku:

$$F_{z,A4} = \frac{(m_b + m_y)g\varphi_z}{4} = 263644 \text{ N} = 263,644 \text{ kN} \quad (31)$$

kde

$F_{z,A4}$ je svislá síla působící na jednu větev zdvihového ústrojí

$$F_{b,A4} = \frac{F_{z,A4}}{n} \eta_k = 127867 \text{ N} = 127,867 \text{ kN} \quad (32)$$

kde

$F_{b,m}$ je síla v laně mezi bubnem a kladkou pro kombinaci A4

η_k je účinnost jedné větve lanového převodu

n je počet nosných průřezů lana v jedné větvi zdvihového ústrojí

Nejnepříznivější situace pro pevnost nastane při působení setrvačných sil od břemene v polovině nohy jeřábu, jejich velikosti budou:

$$F_{p,A4} = \frac{(m_b + m_y)a_{p,max}\varphi_{x,y}}{4} = 89250 \text{ N} = 89,250 \text{ kN} \quad (33)$$

kde

$F_{p,A4}$ je setrvačná síla od břemene působící na jednu nohu jeřábu při brzdění
 $a_{p,max}$ je maximální běžné zrychlení od brzdění jeřábu

$$F_{o,A4} = \frac{(m_b + m_y)a_{o,max}\varphi_{x,y}}{4} = 56525 \text{ N} = 56,525 \text{ kN} \quad (34)$$

kde

$F_{o,A4}$ je setrvačná síla od břemene působící na jednu nohu jeřábu při otáčení
 $a_{o,max}$ je maximální běžné zrychlení při otáčení jeřábu

Síly od hmotnosti zdvihového ústrojí byly umístěny v $\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ délky obou podélných nosníků, jejich velikosti jsou:

$$F_{zuz,A4} = \frac{m_{zu}g\varphi_z}{4} = 52729 \text{ N} = 52,729 \text{ kN} \quad (35)$$

kde

$F_{zuz,A4}$ je svislá síla od hmotnosti zdvihového ústrojí a baterií
 m_{zu} je hmotnost zdvihového ústrojí a baterií, $m_{zu} = 10000 \text{ kg}$, viz 3.2.3.

$$F_{zup,A4} = \frac{m_{zu}a_{p,max}\varphi_{x,y}}{4} = 17850 \text{ N} = 17,85 \text{ kN} \quad (36)$$

kde

$F_{zup,A4}$ je podélná setrvačná síla od hmotnosti zdvihového ústrojí a baterií

$$F_{zuo,A4} = \frac{m_{zu}a_{o,max}\varphi_{x,y}}{4} = 11305 \text{ N} = 11,305 \text{ kN} \quad (37)$$

kde

$F_{zuo,A4}$ je příčná setrvačná síla od hmotnosti zdvihového ústrojí a baterií

Síly od hmotností mechanismu pojezdu byly umístěny na oba podvozkové nosníky v místech uložení 2. a 3. kola, jejich velikosti jsou:

$$F_{puz,A4} = \frac{m_{pu}g\varphi_z}{4} = 52729 \text{ N} = 52,729 \text{ kN} \quad (38)$$

kde

$F_{puz,A4}$ je svislá síla od hmotnosti mechanismů pojezdu a otáčení
 m_{pu} je hmotnost mechanismů pojezdu a otáčení, $m_{pu} = 10000 \text{ kg}$, viz 3.2.3.

$$F_{pup,A4} = \frac{m_{pu} a_{p,max} \varphi_{x,y}}{4} = 17850 \text{ N} = 17,85 \text{ kN} \quad (39)$$

kde

$F_{pup,A4}$ je podélná setrvačná síla od hmotnosti mechanismů pojezdu a otáčení

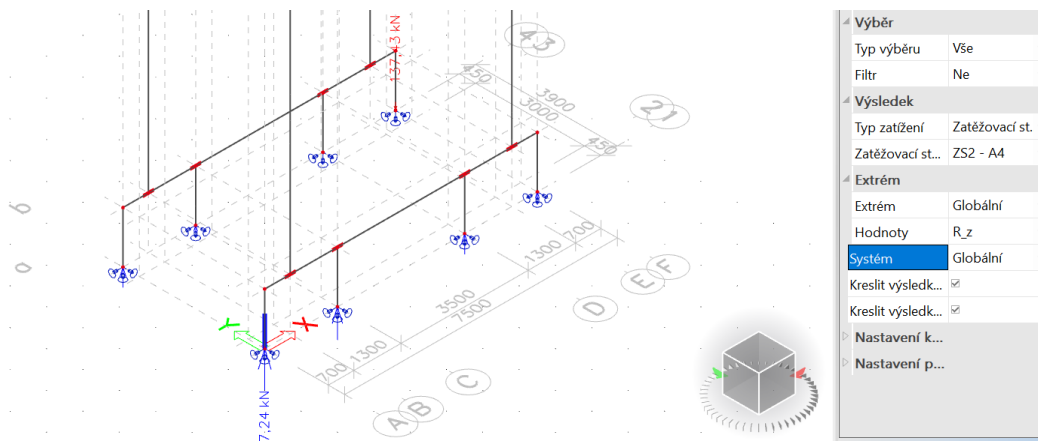
$$F_{puo,A4} = \frac{m_{pu} a_{o,max} \varphi_{x,y}}{4} = 11305 \text{ N} = 11,305 \text{ kN} \quad (40)$$

kde

$F_{puo,A4}$ je příčná setrvačná síla od hmotnosti mechanismů pojezdu a otáčení

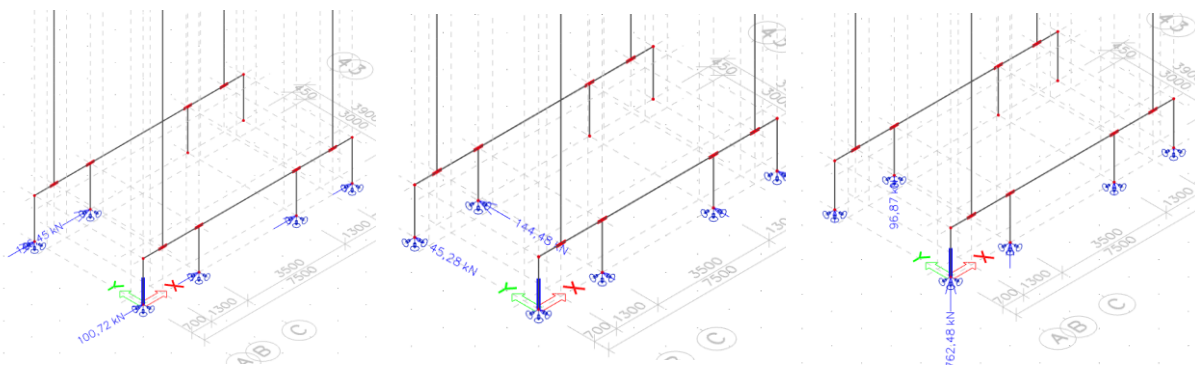
VAZBY

Kvůli působení odstředivých a setrvačných sil ve všech třech směrech byly vazby zvolené jako kloubové pružné, s přibližnou tuhostí pneumatik. Dvě z vazeb vykazovaly tah ve svislém směru, kde by kola ve skutečnosti ztratila kontakt s vozovkou.



Obr. 12 Nefunkční vazby

Tyto vazby tedy byly zhodnoceny jako nefunkční a odstraněny. Po jejich odstranění vychází všechny reakce správnými směry.



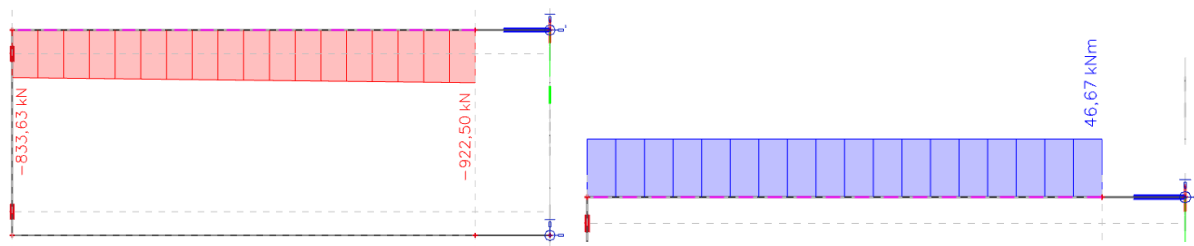
Obr. 13 Úprava vazeb

3.2.4 KONTROLA JEDNOTLIVÝCH NOSNÍKŮ

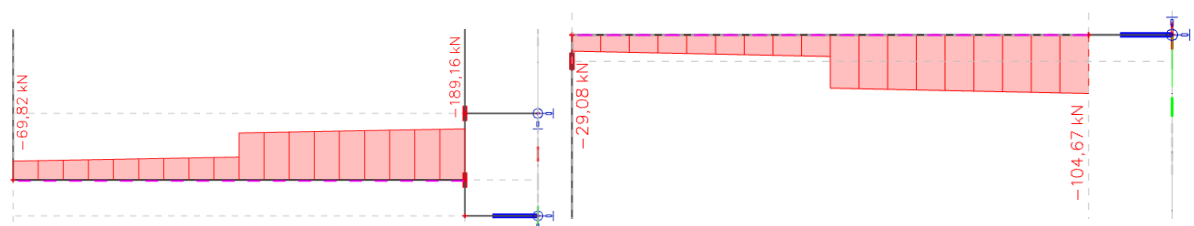
Použitý software dokáže na jednotlivých prutech určit průběhy VVÚ, které byly využity ke kontrole pevnosti, i přímo smyková a normálová napětí. Tyto hodnoty napětí byly využity pouze ke kontrole správnosti následujících výpočtů.

NOHA JEŘÁBU

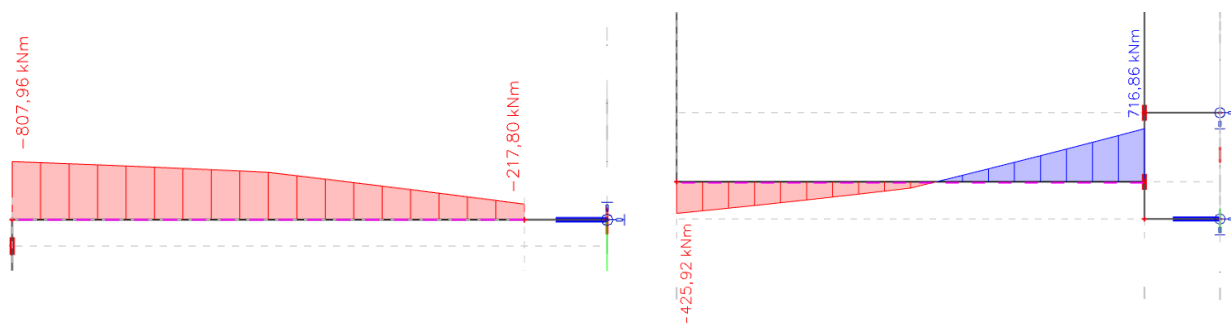
Největší zatížení vychází u přední nohy na straně vzdálenější od středu otáčení jeřábu, pro tuto tedy byla provedena následující kontrola.



Obr. 15 Průběhy N (vlevo) a M_k (vpravo)



Obr. 16 Průběhy T_y (vlevo) a T_z (vpravo)



Obr. 14 Průběhy M_y (vlevo) a M_z (vpravo)

Nebezpečný průřez vychází v místě vetknutí. Vzhledem k tomu, že největší hodnoty mají složky tlaku a ohybového momentu, bude největší napětí na povrchu nohy.

Charakteristiky průřezu:

$$S = 5,760 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$W_{oy} = 8,605 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{oz} = 6,979 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_k = 15,584 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

kde

S je plocha průřezu

W_{oy} je modul průřezu v ohybu k ose Y

W_{oz} je modul průřezu v ohybu k ose Z

W_k je modul průřezu v krutu

Normálové (tlakové) napětí na povrchu:

$$\sigma = \left| \frac{N}{S} \right| + \left| \frac{M_{oy}}{W_{oy}} \right| + \left| \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \right| = 169400 \text{ kPa} = 169,4 \text{ MPa} \quad (41)$$

kde

σ je normálové napětí v kritickém průřezu

Smykové napětí na povrchu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = 4600 \text{ kPa} = 4,6 \text{ MPa} \quad (42)$$

kde

τ je smykové napětí od krutu

Prokázání pevnosti [5]:

$$\sigma_{SD} < f_{RD\sigma} \quad (43)$$

$$\sigma_{SD} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 169,6 \text{ MPa} < 322,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (44)$$

kde

σ_{SD} je návrhové napětí

KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY NOHY

Kontrola proběhla podle [5]. Vybočení nohy jeřábu do strany odpovídá případu volného konce a vetknutí na druhém konci, vybočení směrem vpřed nebo vzad odpovídá případu vetknutí na obou koncích.

Kritická síla vzpěru pro prut vetknutý na obou koncích se určí podle rovnice [5]:

$$N_k = \frac{4\pi^2 EJ_z}{L^2} = 203450500 \text{ N} = 203450,5 \text{ kN} \quad (45)$$

kde

N_k je kritická síla vzpěru

E je modul pružnosti v tahu, $E = 210 \times 10^9 \text{ Pa}$ pro ocel [22]

J_z je kvadratický modul průřezu k lokální ose Z průřezu, $J_z = 1,815 \times 10^{-3} \text{ m}^4$

L je délka prutu, $L = 8,6 \text{ m}$

Kritická síla vzpěru pro prut vetknutý na jednom konci a volný na druhém konci se určí podle rovnice [5]:

$$N_k = \frac{\pi^2 E J_y}{4L^2} = 15069600 \text{ N} = 15069,6 \text{ kN} \quad (46)$$

kde

J_y je kvadratický modul průřezu k lokální ose Y průřezu, $J_y = 2,151 \times 10^{-3} \text{ m}^4$

Menší síla vychází pro případ vybočení nohy do strany, z této síly se určí štíhlost podle vztahu [5]:

$$\lambda = \sqrt{\frac{ReS}{N_k}} = 1,16 \quad (47)$$

kde

λ je štíhlost prutu

Návrhová tlaková síla únosnosti je pak tvaru [5]:

$$N_{Rd} = \frac{\kappa ReS}{\gamma_m} = 8307800 \text{ N} = 8307,8 \text{ kN} \quad (48)$$

kde

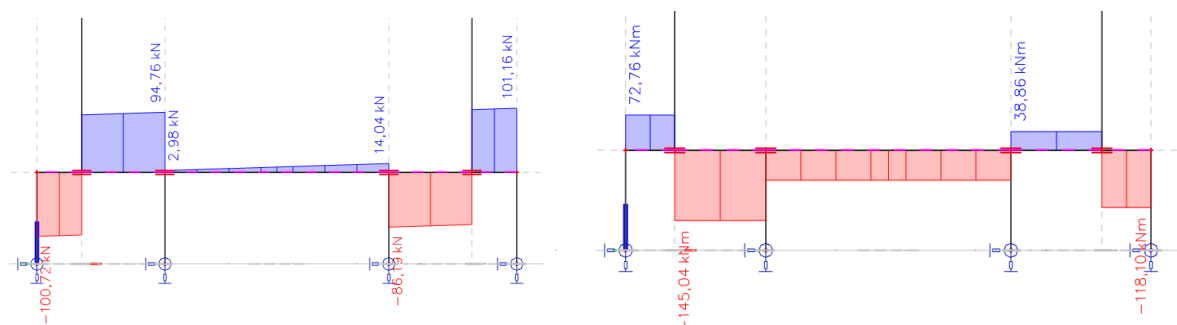
N_{Rd} je návrhová tlaková síla únosnosti

κ je redukční součinitel, $\kappa = 0,45$ pro daný průřez a štíhlost [5]

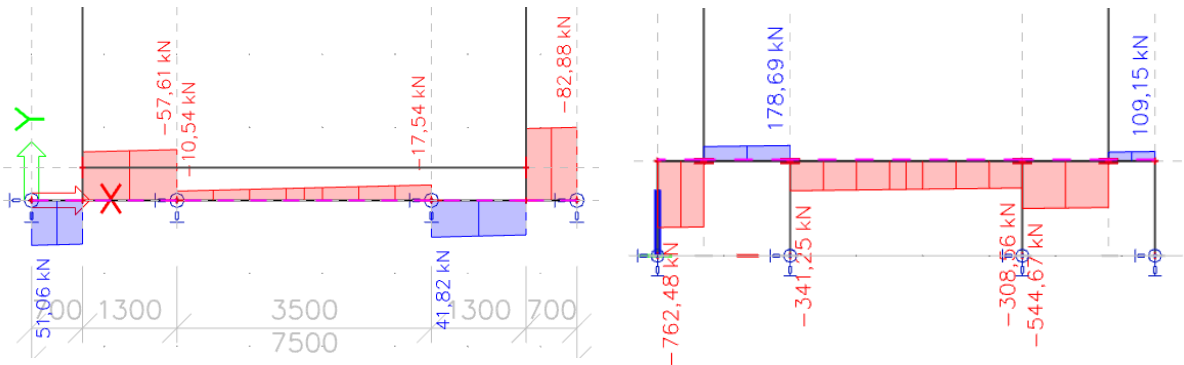
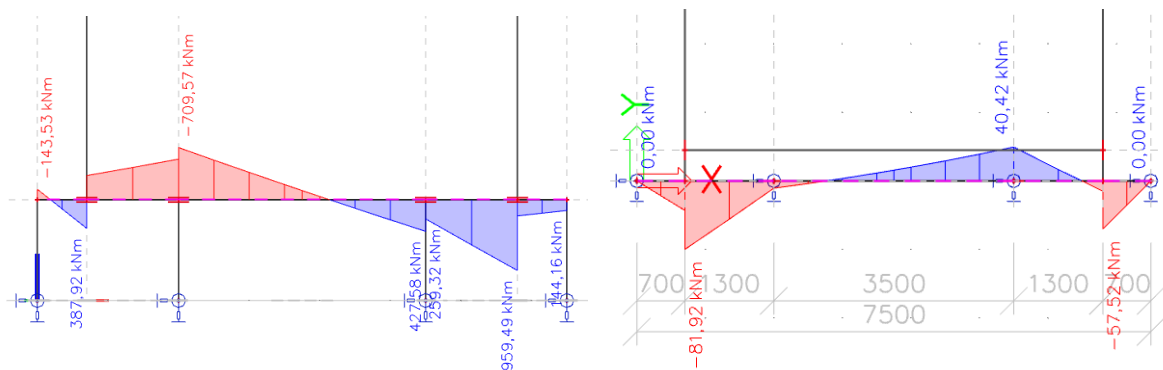
Vzhledem k tomu, že maximální tlaková síla v noze při kombinaci zatížení A4 dosahuje hodnoty 922,5 kN, tak u nohou při této kombinaci **nedojde ke ztrátě vzpěrné stability**.

PODVOZKOVÝ NOSNÍK

Dominantní složkou VVÚ je ohybový moment M_{oy} , který vychází větší u podvozkového nosníku vzdálenějšího od středu otáčení jeřábu. Pro tento nosník byla zpracována následující kontrola.



Obr. 17 Průběhy N (vlevo) a M_k (vpravo)


 Obr. 18 Průběhy T_y (vlevo) a T_z (vpravo)

 Obr. 19 Průběhy M_y (vlevo) a M_z (vpravo)

Vzhledem k tomu, že největší hodnoty mají složky ohybového momentu, bude největší napětí na povrchu podvozkového nosníku. Nebezpečný průřez pak vychází v místě vetknutí zadní nohy.

Charakteristiky průřezu:

$$S = 5,640 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$W_{oy} = 8,340 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{oz} = 6,946 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_k = 15,286 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Normálové napětí na povrchu:

$$\sigma = \left| \frac{N}{S} \right| + \left| \frac{M_{oy}}{W_{oy}} \right| + \left| \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \right| = 118300 \text{ kPa} = 118,3 \text{ MPa} \quad (48)$$

Smykové napětí na povrchu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = 11500 \text{ kPa} = 11,5 \text{ MPa} \quad (49)$$

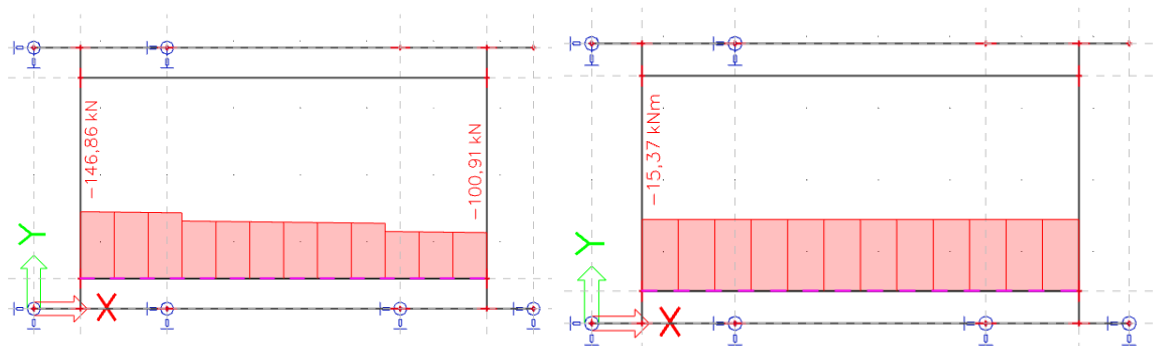
Prokázání pevnosti [5]:

$$\sigma_{SD} < f_{RD\sigma} \quad (50)$$

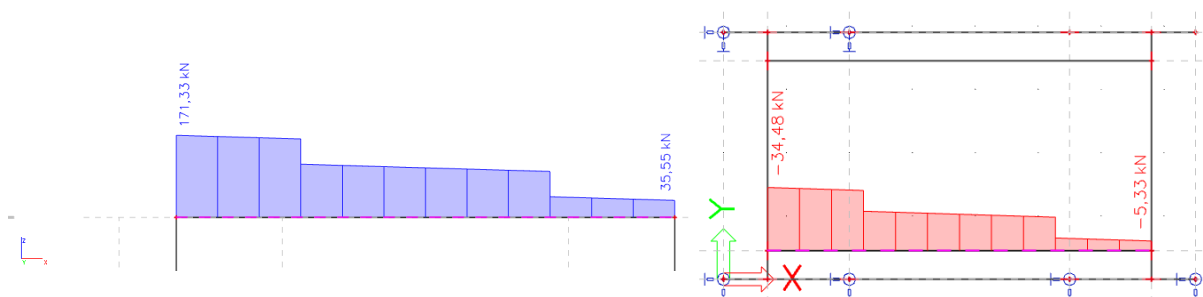
$$\sigma_{SD} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 120,5 \text{ MPa} < 322,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (51)$$

HORNÍ PODÉLNÝ NOSNÍK

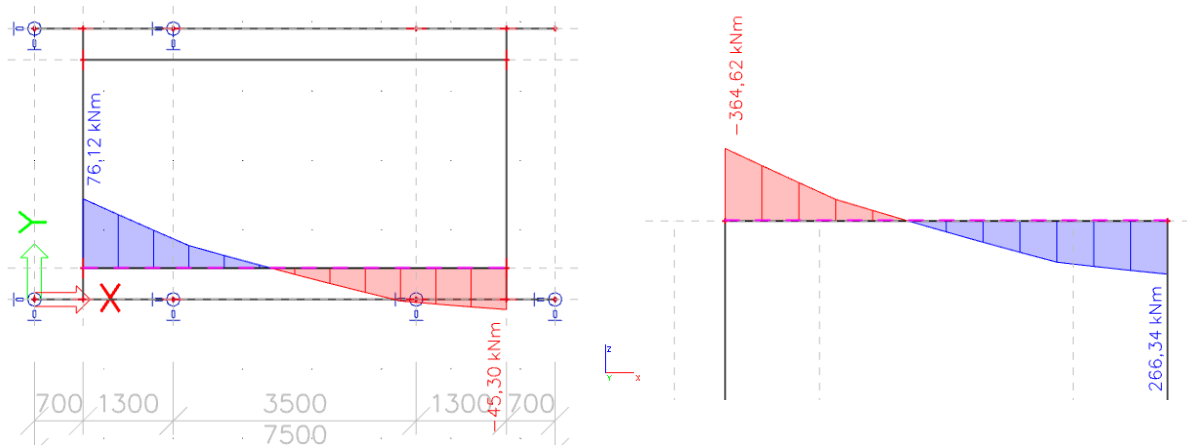
Dominantní složkou VVÚ je ohybový moment M_{oz} , který vychází větší u podélného nosníku vzdálenějšího od středu otáčení jeřábu. Pro tento nosník byla zpracována následující kontrola.



Obr. 20 Průběh N (vlevo) a M_k (vpravo)



Obr. 21 Průběhy T_y (vlevo) a T_z (vpravo)



Obr. 22 Průběhy M_y (vlevo) a M_z (vpravo)

Vzhledem k tomu, že největší hodnoty mají složky ohybového momentu a tlaku, bude největší napětí na povrchu podvozkového nosníku. Nebezpečný průřez pak vychází v místě vetknutí předního konce nosníku k příčnému nosníku.

Charakteristiky průřezu:

$$S = 3,000 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$W_{oy} = 3,244 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{oz} = 3,277 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_k = 6,521 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Normálové napětí na povrchu:

$$\sigma = \left| \frac{N}{S} \right| + \left| \frac{M_{oy}}{W_{oy}} \right| + \left| \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \right| = 139600 \text{ kPa} = 139,6 \text{ MPa} \quad (52)$$

Smykové napětí na povrchu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = 3500 \text{ kPa} = 3,5 \text{ MPa} \quad (53)$$

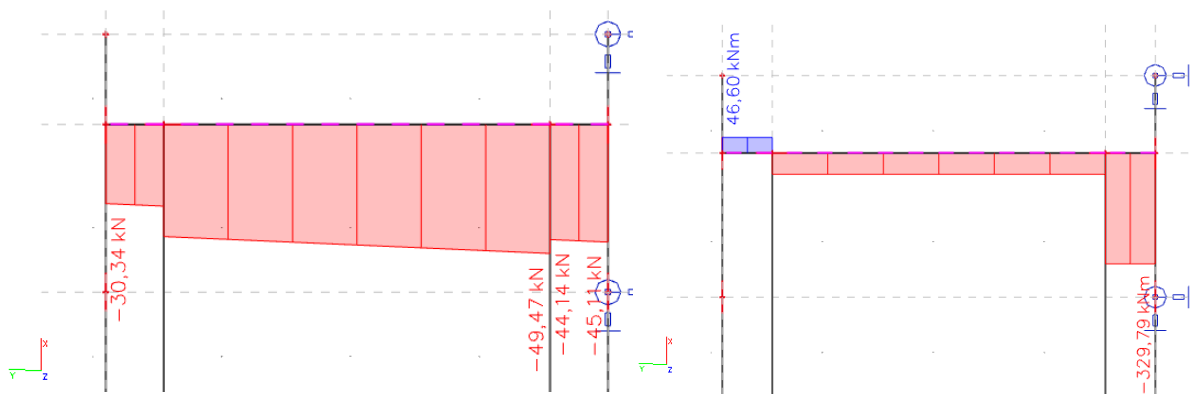
Prokázání pevnosti [5]:

$$\sigma_{SD} < f_{RD\sigma} \quad (54)$$

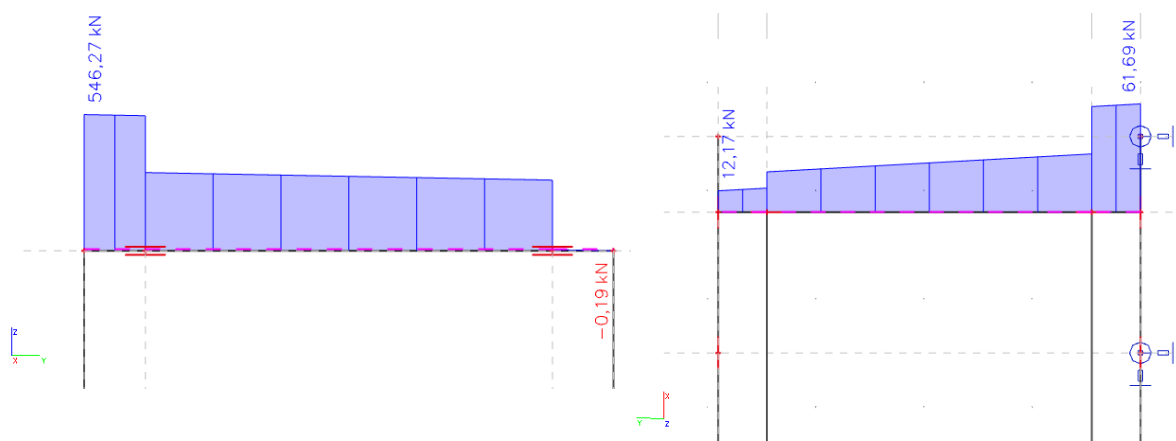
$$\sigma_{SD} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 139,8 \text{ MPa} < 322,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (55)$$

HORNÍ PŘÍČNÝ NOSNÍK

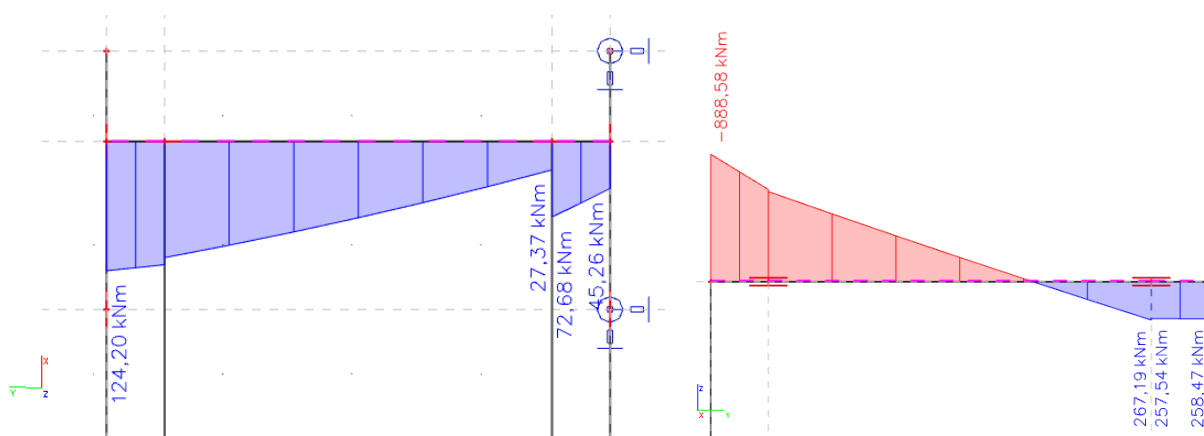
Dominantní složkou VVÚ je ohybový moment M_{oz} , který vychází větší u příčného nosníku umístěného vzadu. Pro tento nosník byla zpracována následující kontrola.



Obr. 23 Průběhy N (vlevo) a M_k (vpravo)



Obr. 25 Průběhy T_y (vlevo) a T_z (vpravo)



Obr. 24 Průběhy M_y (vlevo) a M_z (vpravo)

Vzhledem k tomu, že největší hodnoty mají složky ohybového momentu a tlaku, bude největší napětí na povrchu podvozkového nosníku. Nebezpečný průřez pak vychází v místě vetknutí předního konce nosníku k příčnému nosníku.

Charakteristiky průřezu:

$$S = 5,760 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$W_{oy} = 8,605 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{oz} = 7,405 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_k = 16,010 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Normálové napětí na povrchu:

$$\sigma = \left| \frac{N}{S} \right| + \left| \frac{M_{oy}}{W_{oy}} \right| + \left| \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \right| = 126000 \text{ kPa} = 126,0 \text{ MPa} \quad (56)$$

Smykové napětí na povrchu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = 30600 \text{ kPa} = 30,6 \text{ MPa} \quad (57)$$

Prokázání pevnosti [5]:

$$\sigma_{SD} < f_{RD\sigma} \quad (58)$$

$$\sigma_{SD} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 140,1 \text{ MPa} < 322,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (59)$$

3.2.5 ZHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ KONTROLY

Prokázání pevnosti bylo úspěšné u všech nosníků, všechny nosníky tedy vyhovují požadavkům normy na statickou únosnost konstrukce jeřábu. Hodnoty napětí získaných výpočtem z VVÚ a hodnoty získané z modelu se shodují. Hodnoty napětí získané přímo z modelu také potvrzují správnost předpokladů pro výběr kontrolované nohy, podvozkového nosníku, podélného nosníku a příčného nosníku.

Vzhledem k tomu, že odchylka polohy těžiště břemene zdvihu je maximálně 8% [2], a získané hodnoty návrhových napětí se pohybují okolo 1/2 hodnoty návrhového napětí únosnosti, tak nebylo uvažováno nerovnoměrné zatížení konstrukce od nerovnoměrného tahu v lanech.

3.3 ÚNAVA

Kontrola únavy proběhla podle [5] pro kombinaci zatížení A4.

3.3.1 HISTORIE NAPĚTÍ

Nejprve bylo nutné určit alespoň přibližně třídu historie napětí S. V pevnostní kontrole bylo uvažováno zatížení nejtěžším možným břemenem při nejvyšších možných zrychleních. Při průměrném pracovním cyklu je jeřáb zatížen průměrným břemenem a provozován při zrychleních menších než maximálně možných. Vzhledem k neznámým údajům o provozu byla přibližná hodnota podílu průměrného rozkmitu napětí ku maximálnímu rozkmitu určena:

$$\frac{\Delta\sigma_{pr}}{\Delta\sigma_{max}} \approx \frac{1}{2} \frac{q}{100} = 0,305 \quad (60)$$

kde

$\frac{\Delta\sigma_{pr}}{\Delta\sigma_{max}}$ je podíl průměrného rozkmitu ku maximálnímu rozkmitu

Součinitel spektra v závislosti na m se určí na základě Palmgren-Minerova pravidla podle rovnice [5]:

$$k_m = \sum \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_{max}} \right)^m \frac{n_i}{N} \quad (61)$$

kde

k_m je součinitel spektra v závislosti na m

$\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_{max}}$ je podíl i -tého rozkmitu napětí ku maximálnímu rozkmitu napětí

m je konstanta sklonu křivky $\log \Delta\sigma - \log N$, $m = 3$ pro uvažované průřezy s vnitřními příčnými výztuhami [5]

N je celkový počet rozkmitů napětí

n_i je počet rozkmitů i -tého napětí

Vzhledem k neznámým údajům o provozu byl určen součinitel přibližně jako:

$$k_m = \sum \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_{max}} \right)^m \frac{n_i}{N} \approx \left(\frac{\Delta\sigma_{pr}}{\Delta\sigma_{max}} \right)^m \approx \left(\frac{1}{2} \frac{q}{100} \right)^m = 0,028 \quad (62)$$

Při uvažování 4 rozkmitů napětí v kombinaci A4 za pracovní cyklus jeřábu bude relativní celkový počet rozkmitů napětí podle rovnice [5]:

$$\nu = \frac{N}{N_{ref}} = \frac{4N_c}{N_{ref}} = 4 \quad (63)$$

kde

ν je relativní celkový počet výskytů rozkmitů napětí

N_{ref} je referenční počet cyklů, $N_{ref} = 2\,000\,000$ [5]

Parametr historie napětí pak bude podle rovnice [5]:

$$s_m = k_m \nu = 0,11 \quad (64)$$

kde

s_m je parametr historie napětí

Tento parametr odpovídá třídě historie napětí **S4**.

3.3.2 NÁVRHOVÝ ROZKMIT NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI

Návrhový rozkmit napětí únosnosti se určí následovně [5]:

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{mf} \sqrt[m]{s_m}} = 123,5 \text{ MPa} \quad (65)$$

kde

$\Delta\sigma_{Rd}$ je návrhový rozkmit napětí únosnosti

$\Delta\sigma_C$ je charakteristická únavová pevnost, $\Delta\sigma_C = 71 \text{ MPa}$ pro uvažované průřezy s vnitřními příčnými výztuhami [5]

γ_{mf} je dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti, $\gamma_{mf} = 1,20$ pro přístupné části a s nebezpečím pro osoby při selhání [5]

Výše uvedené charakteristické únavové pevnosti lze podle [5] dosáhnout při použití jednostranného koutového svaru stupně kvality B nebo C.

3.3.3 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Pro prokázání únavové pevnosti musí být splněna podmínka [5]:

$$\Delta\sigma_{max} \leq \Delta\sigma_{Rd} \quad (66)$$

kde

$\Delta\sigma_{max}$ je největší rozkmit napětí pro kombinaci A4

Hodnoty maximálních tahových napětí v jednotlivých nosnících a nohách při zatížení podle kombinace A4, a napětí ve stejných místech při zatížení vlastní vahou a vahou stálého břemene za klidu celého stroje, byly získány přímo z výsledků modelu. Rozkmit napětí pro každý nosník se pak vypočítá [5]:

$$\Delta\sigma_{max} = \sigma_h + \sigma_n \quad (67)$$

kde

σ_h je horní napětí (v nosníku nebo noze, při kombinaci A4)

σ_n je dolní napětí (v nosníku nebo noze, při klidu stroje)

V případě dolního tahového napětí se vzorec změní na [5]:

$$\Delta\sigma_{max} = \sigma_h - \sigma_n \quad (68)$$

Hodnoty vypočítané podle vzorců zmíněných výše jsou uvedeny v následující tabulce, vždy pro nohu, podvozkový nosník, podélný nosník a příčný nosník s největšími rozkmity.

Tab. 7 Hodnoty napětí, rozkmitů napětí a prokázání únavové pevnosti

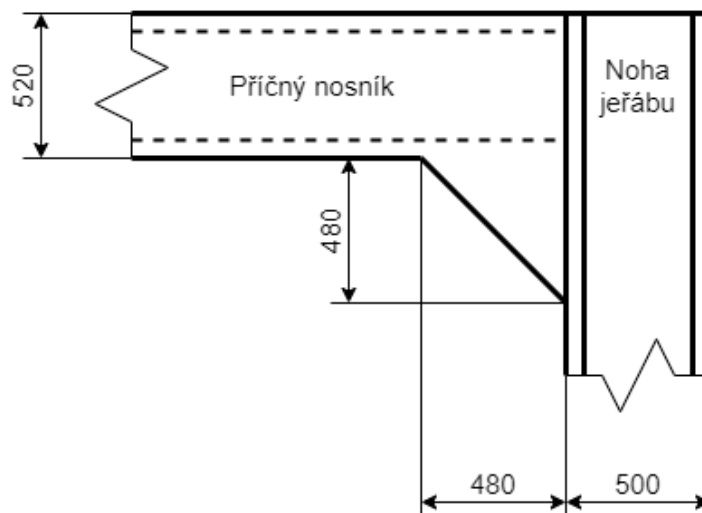
Název	Noha jeřábu	Podvozkový nosník	Horní podélný nosník	Horní příčný nosník
Poloha	vpředu	oba nosníky	oba nosníky	vzadu
σ_h (MPa)	140,5	115,4	129,8	124,5
σ_n (MPa)	3,8 (tah)	6,0 (tah)	7,4 (tah)	1,4 (tah)
$\Delta\sigma_{max}$ (MPa)	136,7	109,4	122,4	123,1
$\Delta\sigma_{Rd}$ (MPa)	123,5	123,5	123,5	123,5
Vyhovuje únavové pevnosti	NE	ANO	ANO	ANO

Z tabulky vyplývá, že podélný, příčný a podvozkový nosník vyhovují. Noha nevyhovuje, ale podle dat z modelu jen v délce 740 mm od horního okraje nohy.

3.3.4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PROKÁZÁNÍ ÚNAVY

Prokázání únavy bylo úspěšné u podélných, příčných i podvozkových nosníků. V případě nohy je návrhový rozkmit únosnosti překročen, ale jen na délce 740 mm od horního konce nohy. Hodnota rozkmitu napětí v případě příčného nosníku vychází velmi blízko pod návrhovým rozkmitem únosnosti. Oba tyto rozkmity, které by mohly být nebezpečné z hlediska únavy, se nachází v místě spojení nohy a příčného nosníku. Použité řešení snížení napětí v uzlu bylo zvoleno jako vyztužení celého uzlu pomocí rozšíření příčného nosníku na koncích, jak ukazuje obrázek. Druhou možností by bylo použití oboustranného koutového svaru po krátkých délkách s nebezpečnými hodnotami rozkmitu pro zvýšení charakteristické únavové pevnosti.

3.3.5 ÚPRAVA NEVYHOVUJÍCÍHO UZLU



Obr. 26 Vytužení uzlu

Charakteristiky vyztuženého průřezu v místě maximálního normálového (tlakového) napětí:

$$S = 8,64 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$W_{oy} = 11,525 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{oz} = 8,056 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Normálové (tlakové) napětí na povrchu výztuhy:

$$\sigma = \left| \frac{N}{S} \right| + \left| \frac{M_{oy}}{W_{oy}} \right| + \left| \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \right| = 132600 \text{ kPa} = 132,6 \text{ MPa} \quad (69)$$

Charakteristiky vyztuženého průřezu v místě maximálního tahového normálového napětí:

$$S = 8,64 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$W_{oy} = 12,380 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{oz} = 7,746 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Normálové (tahové) napětí na povrchu výztuhy:

$$\sigma = \frac{N}{S} + \left| \frac{M_{oy}}{W_{oy}} \right| + \left| \frac{M_{oz}}{W_{oz}} \right| = 110600 \text{ kPa} = 110,6 \text{ MPa} \quad (70)$$

Úprava snížila horní napětí pod hodnotu návrhového rozkmitu napětí únosnosti a zároveň nezvýšila tlakové napětí ve výztuze nad mez kluzu, takže problém nedostatečné únavové pevnosti nohy vyřešila.

3.4 KONTROLA SVARŮ

3.4.1 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI SVAROVÝCH SPOJŮ

Návrhové napětí únosnosti svarových spojů při zatížení tahem se určí podle rovnice [5]:

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w Re}{\gamma_m} = 290,5 \text{ MPa} \quad (71)$$

kde

$f_{w,Rd}$ je návrhové napětí únosnosti svarových spojů

α_w je součinitel v závislosti na typu svaru, druhu napětí a materiálu, $\alpha_w = 0,9$ pro částečný průvar a materiál s $Re < 420 \text{ MPa}$ [5]

γ_m je dílčí součinitel spolehlivosti materiálu, $\gamma_m = 1,1$ pro kombinace zatížení A [4]

Obdobně pro zatížení smykem [5]:

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w Re}{\gamma_m} = 193,6 \text{ MPa} \quad (72)$$

3.4.2 PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI SVARŮ SESTAVY NOSNÉ KONSTRUKCE

Hodnoty VVÚ jsou získány z modelu a označení je upraveno podle lokálního souřadného systému každého svaru. Osy vyznačené na obrázcích představují lokální souřadný systém svaru. Charakteristiky průřezů jsou vypočtené hodnoty po zohlednění účinné délky svaru.

SPOJENÍ NOHY A PŘÍČNÉHO NOSNÍKU

Hodnoty VVÚ v místě konstrukčního uzlu získané z modelu:

Tab. 8 Hodnoty VVÚ v uzlu

Tz (N)	Ty (N)	Mz (Nm)	N (N)	My (Nm)	Mk (Nm)
833630	69820	46670	29080 (tlak)	807960	425920

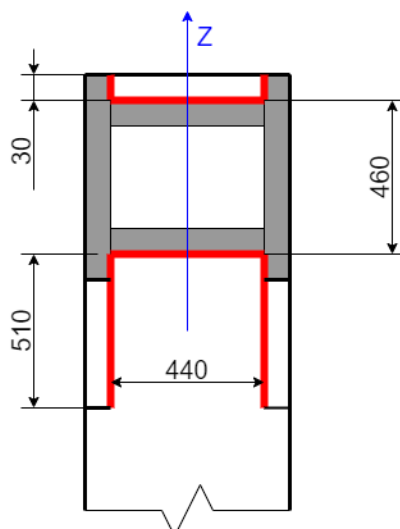
Maximální účinná tloušťka svaru závisí na minimální tloušťce stěn svařovaných nosníků podle vztahu [5]:

$$a = 0,7t_{min} = 21 \text{ mm} \quad (73)$$

kde

a je účinná tloušťka svaru

t_{min} je minimální tloušťka stěn nosníků, $t_{min} = 30 \text{ mm}$



Obr. 27 Svar nohy a
příčného nosníku

Charakteristiky průřezu svaru:

$$S = 39396 \text{ mm}^2$$

$$J_p = 5850 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 5,850 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

$$J_{oZ} = 551,2 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 5,512 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$J_{oY} = 5299 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 5,299 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

Smykové napětí od síly T_Z :

$$\tau_{T_Z} = \frac{T_Z}{S} = 21,2 \text{ MPa} \quad (74)$$

kde

τ_{T_Z} je smykové napětí od síly T_Z

Smykové napětí od síly T_Y :

$$\tau_{T_Y} = \frac{T_Y}{S} = 1,8 \text{ MPa} \quad (75)$$

kde

τ_{T_Y} je smykové napětí od síly T_Y

Maximální smykové napětí od momentu M_K :

$$\tau_{M_K} = \frac{M_K r}{J_p} = 54700000 \text{ Pa} = 54,7 \text{ MPa} \quad (76)$$

kde

τ_{M_K} je maximální smykové napětí od momentu M_K

r je vzdálenost nejvzdálenější části svaru od těžiště svaru, $r = 0,752 \text{ m}$

J_p je polární kvadratický moment účinného průřezu svaru

Maximální smykové napětí ve svaru bude vektorovým součtem jednotlivých smykových napětí, jeho velikost bude:

$$\tau_s = \sqrt{(\tau_{TZ} + \tau_{MK} \cos \alpha)^2 + (\tau_{TY} + \tau_{MK} \sin \alpha)^2} = 65,7 \text{ MPa} \quad (77)$$

kde

τ_s je maximální smykové napětí ve svaru
 α je úhel svírající τ_{MK} a τ_{TZ} , $\alpha = 73,0^\circ$

Prokázání únosnosti svaru [5]:

$$f_{w,Rd} > \tau_s \quad (78)$$

$$193,6 \text{ MPa} > 65,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (79)$$

Normálové napětí od síly N:

$$\sigma_N = \frac{N}{S} = -0,7 \text{ MPa} \quad (80)$$

kde

σ_N je normálové napětí od síly N

Maximální normálové napětí od momentu M_Y :

$$\sigma_{M_Y} = \frac{M_Y z_{max}}{J_{oY}} = 109600000 \text{ Pa} = 109,6 \text{ MPa} \quad (81)$$

kde

σ_{M_Y} je maximální normálové napětí od momentu M_Y

z_{max} je maximální vzdálenost od střednice ve směru Z, $z_{max} = 0,719 \text{ m}$

J_{oY} je osový kvadratický moment účinného průřezu svaru k ose Y

Maximální smykové napětí od momentu M_Z :

$$\sigma_{M_Z} = \frac{M_Z y_{max}}{J_{oZ}} = 18600000 \text{ Pa} = 18,6 \text{ MPa} \quad (82)$$

kde

σ_{M_Z} je maximální normálové napětí od momentu M_K

y_{max} je maximální vzdálenost ve směru Y od těžiště svaru, $y_{max} = 0,22 \text{ m}$

J_{oZ} je osový kvadratický moment účinného průřezu svaru k ose Z

Maximální tahové normálové napětí ve svaru je součtem jednotlivých napětí:

$$\sigma_s = \sigma_{TZ} + \sigma_{M_Y} + \sigma_{M_Z} = 127,5 \text{ MPa} \quad (83)$$

kde

σ_s je maximální normálové napětí ve svaru

Prokázání únosnosti svaru [5]:

$$f_{w,Rd} > \sigma_s \quad (84)$$

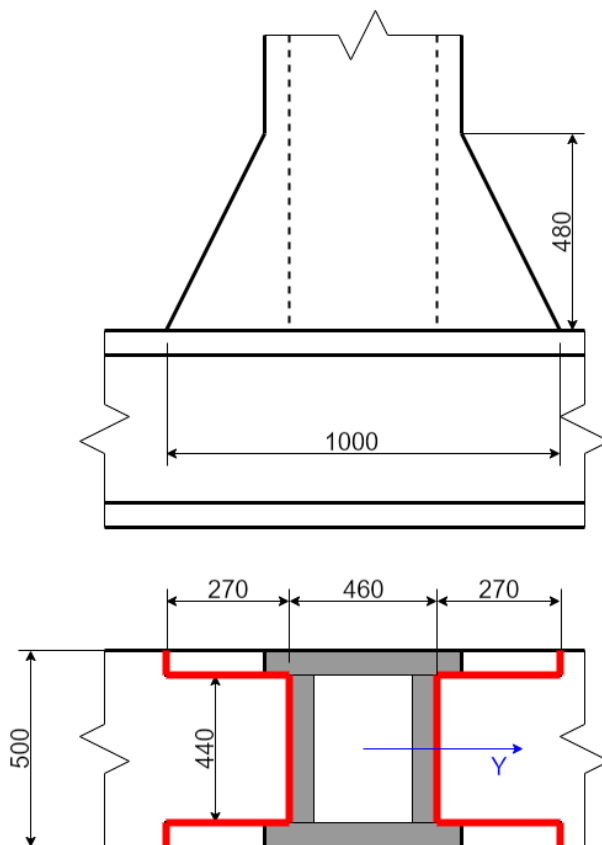
$$290,5 \text{ MPa} > 127,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (85)$$

SPOJENÍ NOHY A PODVOZKOVÉHO NOSNÍKU

Svaření nohy s nerozšířeným koncem a podvozkového nosníku se ukázalo jako nevhodné. Proto byla provedena úprava konce nohy podle následujícího obrázku:

Tab. 9 Hodnoty VVÚ v uzlu

N (N)	Ty (N)	Mk (Nm)	Tz (N)	My (Nm)	Mz (Nm)
922500 (tlak)	189160	46670	104670	217800	716860



Obr. 28 Svar nohy a podvozkového nosníku

Charakteristiky průřezu svaru:

$$a = 21 \text{ mm}$$

$$S = 41160 \text{ mm}^2$$

$$J_p = 4219,1 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 42,191 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$J_{oZ} = 3593 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 35,93 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$J_{oY} = 626,1 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 6,261 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$y_{max} = 0,5 \text{ m}$$

$$z_{max} = 0,25 \text{ m}$$

$$r = 0,56 \text{ m}$$

$$\alpha = 63,4^\circ$$

Smykové napětí od síly T_Z :

$$\tau_{T_Z} = \frac{T_Z}{S} = 2,5 \text{ MPa} \quad (86)$$

Smykové napětí od síly T_Y :

$$\tau_{T_Y} = \frac{T_Y}{S} = 4,6 \text{ MPa} \quad (87)$$

Maximální smykové napětí od momentu M_K :

$$\tau_{M_K} = \frac{M_K r}{J_p} = 6200000 \text{ Pa} = 6,2 \text{ MPa} \quad (88)$$

Maximální smykové napětí ve svaru:

$$\tau_s = \sqrt{(\tau_{T_Z} + \tau_{M_K} \cos \alpha)^2 + (\tau_{T_Y} + \tau_{M_K} \sin \alpha)^2} = 11,4 \text{ MPa} \quad (89)$$

Prokázání únosnosti svaru [5]:

$$f_{w,Rd} > \tau_s \quad (90)$$

$$193,6 \text{ MPa} > 11,4 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (91)$$

Normálové napětí od síly N :

$$\sigma_N = \frac{N}{S} = -22,4 \text{ MPa} \quad (92)$$

Maximální normálové napětí od momentu M_Y :

$$\sigma_{M_Y} = \frac{M_Y z_{max}}{J_{oY}} = 87000000 \text{ Pa} = 87,0 \text{ MPa} \quad (93)$$

Maximální normálové napětí od momentu M_Z :

$$\sigma_{M_Z} = \frac{M_Z y_{max}}{J_{oZ}} = 99800000 \text{ Pa} = 99,8 \text{ MPa} \quad (94)$$

Maximální normálové napětí ve svaru:

$$\sigma_s = \sigma_N + \sigma_{M_Y} + \sigma_{M_Z} = 164,4 \text{ MPa} \quad (95)$$

Prokázání únosnosti svaru [5]:

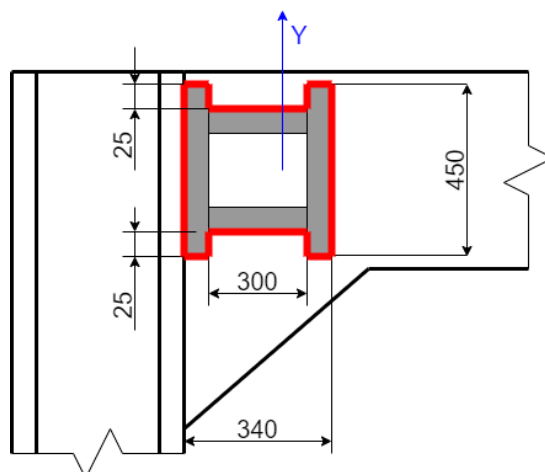
$$f_{w,Rd} > \sigma_s \quad (96)$$

$$290,5 \text{ MPa} > 164,4 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (97)$$

SPOJENÍ PODÉLNÉHO A PŘÍČNÉHO NOSNÍKU

Tab. 10 Hodnoty VVÚ v uzlu

N (N)	T _y (N)	M _k (Nm)	T _z (N)	M _y (Nm)	M _z (Nm)
-146860	171330	15370	34480	76120	364620



Obr. 29 Svar podélného a příčného nosníku

Charakteristiky průřezu svaru:

$$a = 14 \text{ mm}$$

$$S = 23520 \text{ mm}^2$$

$$J_p = 564,7 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 5,647 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$J_{oZ} = 374,1 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 3,741 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$J_{oY} = 190,6 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 1,906 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$y_{max} = 0,23 \text{ m}$$

$$z_{max} = 0,17 \text{ m}$$

$$r = 0,29 \text{ m}$$

$$\alpha = 53,5^\circ$$

Smykové napětí od síly T_Z:

$$\tau_{T_Z} = \frac{T_Z}{S} = 1,47 \text{ MPa} \quad (98)$$

Smykové napětí od síly T_Y:

$$\tau_{T_Y} = \frac{T_Y}{S} = 7,3 \text{ MPa} \quad (99)$$

Maximální smykové napětí od momentu M_K :

$$\tau_{M_K} = \frac{M_K r}{J_p} = 7900000 \text{ Pa} = 7,9 \text{ MPa} \quad (100)$$

Maximální smykové napětí ve svaru:

$$\tau_s = \sqrt{(\tau_{T_Z} + \tau_{M_K} \cos \alpha)^2 + (\tau_{T_Y} + \tau_{M_K} \sin \alpha)^2} = 15,0 \text{ MPa} \quad (101)$$

Prokázání únosnosti svaru [5]:

$$f_{w,Rd} > \tau_s \quad (102)$$

$$193,6 \text{ MPa} > 15,0 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (103)$$

Normálové napětí od síly N :

$$\sigma_N = \frac{N}{S} = -6,2 \text{ MPa (tlak)} \quad (104)$$

Maximální normálové napětí od momentu M_Y :

$$\sigma_{M_Y} = \frac{M_Y z_{max}}{J_{oY}} = 67900000 \text{ Pa} = 67,9 \text{ MPa} \quad (105)$$

Maximální normálové napětí od momentu M_Z :

$$\sigma_{M_Z} = \frac{M_Z y_{max}}{J_{oZ}} = 224000000 \text{ Pa} = 224,0 \text{ MPa} \quad (106)$$

Maximální tahové normálové napětí ve svaru:

$$\sigma_s = \sigma_N + \sigma_{M_Y} + \sigma_{M_Z} = 287,7 \text{ MPa} \quad (107)$$

Prokázání únosnosti svaru [5]:

$$f_{w,Rd} > \sigma_s \quad (108)$$

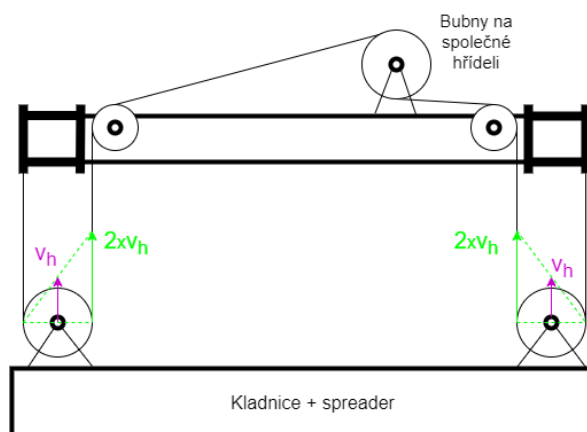
$$290,5 \text{ MPa} > 287,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (109)$$

Vzhledem k napětí blízkému k návrhovému napětí únosnosti by bylo vhodné uzel vyztužit.

4 ZDVIHOVÉ ÚSTROJÍ

4.1 KLDKOSTROJ

Celé ústrojí bude uspořádané podobně jako v rešerši, a to uložením všech čtyř bubnů na jednu hřídel procházející převodovkou. Kinematické schéma poloviny kladkostroje je pak na následující obrázku, a tento kladkostroj je použitý dvakrát vedle sebe po směru jízdy jeřábu, s pohonem zdvihu mezi těmito kladkostroji.



Obr. 30 Schéma kladkostroje

Volba lana probíhala vzhledem k omezenému množství dat o užívání jeřábu podle starší normy ČSN 270100 [13], návrh částí zdvihového ústrojí pak probíhal podle [1]. Každé z celkem čtyř lan jeřábu je vedeno přes dvě kladky a navíjeno na jednom konci, takže představuje jednu ze čtyř stejně zatěžovaných větví lanového převodu. Následující výpočet probíhal pro jedno z těchto lan.

4.1.1 VLASTNOSTI KLDKOSTROJE

LANOVÝ PŘEVOD

$$i = n = 2$$

(110)

kde

n je počet nosných průřezů lana v jedné větvi zdvihového ústrojí

i je lanový převod

ÚČINNOST PŘEVODU

Účinnost lanového převodu jedné větve bude stejná jako celého kladkostroje, a to podle vzorce [13]:

$$\eta_k = \eta_1 \frac{1 - \eta_1^{(n_1)}}{n_1(1 - \eta_1)} = 0,97$$

(111)

kde

η_k je účinnost zdvihového ústrojí

n_1 počet kladek v jedné větvi zdvihového ústrojí, $n_1 = 2$

η_1 je účinnost jedné kladky na pevné ose, $\eta_1 = 0,98$ pro kladku na valivém ložisku [1]

4.1.2 NÁVRH LANA

BEZPEČNOST

U kladkostrojů s motorickým pohonem je součinitel bezpečnosti lana $k_l = 4,1$, u lan se střídavým ohybem se navýší o 0,7 na hodnotu $k_l = 4,8$ [13].

V tomto součiniteli bezpečnosti jsou zahrnuty dynamické účinky a účinky případného rozevření lana [13].

ZATÍŽENÍ SVISLÉHO LANA

Těžiště kontejneru může být posunuté od geometrického středu břemena až o 8% jeho rozměru [2] v podélném i příčném směru, zatížení lana proto bylo násobeno hodnotou $1,08^2$. Zbylá část vzorce je převzatá z [13].

$$F_l = 1,08^2 \frac{(m_b + m_y)g}{(zn)\eta_k} = 73727 \text{ N} \quad (112)$$

kde

F_l je zatížení lana

z je počet funkčních větví zdvihového ústrojí, $z = 4$

VOLBA LANA

Lano vyhovuje, pokud jeho zatížení nepřesáhne dovolenou hodnotu [13]:

$$F_{DOV} = \frac{P}{k_l} \geq F_l \quad (113)$$

kde

F_{DOV} je dovolené zatížení lana

P je jmenovitá pevnost lana (minimální síla při přetržení)

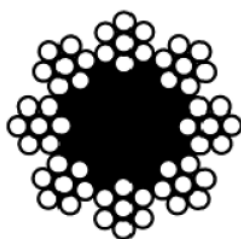
Po úpravě vychází minimální jmenovitá pevnost lana ve tvaru:

$$P = k_l F_l = 353888 \text{ N} = 353,888 \text{ kN} \quad (114)$$

Lano bylo vybráno z normy ČSN EN 12385-4+A1 [12]. Norma [13] doporučuje použití lana o pevnosti drátů 1570 MPa, tedy tříde pevnosti lana 1770. Použité lano bude podle následující tabulky:

Tab. 11 Zvolené lano [12]

Označení lana	Třída pevnosti (MPa)	Minimální síla při přetržení (kN)	Jmenovitý průměr lana (mm)	Duše
8x7-FC	1770	366	24	Z oceli



Obr. 31 Průřez
zvoleného lana [12]

4.1.3 NÁVRH KLADKY

Všechny kladky v navrhovaném zdvihovém ústrojí jsou vodící. Navrženy jsou podle [1].

SOUČINITEL DRUHU JEŘÁBU

Pro skupinu jeřábů IV a vodící kladku platí, že součinitel druhu jeřábu $\alpha_k = 26$ [1]. Hodnotu α zvětšujeme o 2, pokud lano nabíhá na druhou kladku v opačném směru [1]. Výsledná hodnota je pak $\alpha_k = 28$.

TEORETICKÝ PRŮMĚR KLADKY

Teoretický průměr kladky se určí podle rovnice [1]:

$$D_t = \alpha_k d_l = 672 \text{ mm} \quad (115)$$

kde

D_t je teoretický průměr kladky

d_l je jmenovitý průměr lana, $d_l = 24 \text{ mm}$

α_k je součinitel druhu jeřábu pro kladku

JMENOVITÝ PRŮMĚR KLADKY

Průměr kladky se určí podle rovnice [1]:

$$D_k = D_t - d_l = 648 \text{ mm} \quad (116)$$

kde

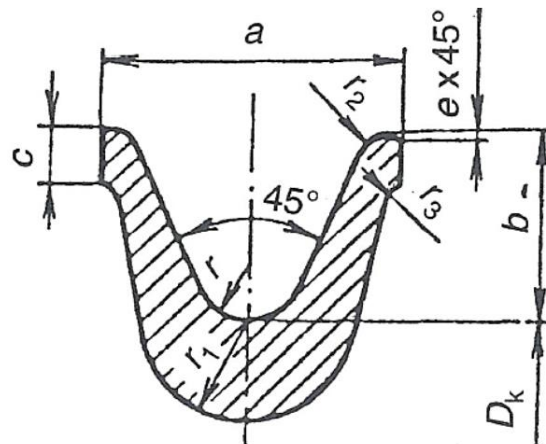
D_k je jmenovitý průměr kladky

Po zaokrouhlení na normalizovaný rozměr podle [1]:

$$D_k = 710 \text{ mm} \quad (117)$$

ROZMĚRY DRÁŽKY

Rozměry drážky na kladce ukazují následující obrázek a tabulka.



Obr. 32 Rozměry drážky [1]

Tab. 12 Rozměry drážky [1]

Průměr lana	r	a	b	c	e	r1	r2	r3
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
24	13,2	64	43	11	1,5	22	6	4

4.1.4 NÁVRH LOŽISKA Kladky

MAXIMÁLNÍ FREKVENCE OTÁČENÍ LOŽISKA

$$f_{Lmax} = i \frac{v_{zmax}}{D_k \times 10^3} = 50 \text{ min}^{-1} \quad (118)$$

kde

f_{Lmax} je frekvence otáčení ložiska

Vzhledem k relativně nízké maximální frekvenci otáčení a malému podílu pracovního času zdvihového ústrojí k celkovému času provozu jeřábu byla u ložiska analyticky kontrolována pouze statická únosnost.

STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Síla působící na ložisko byla uvažována podle následujícího vztahu. U kladek na kladnici je uvažován úhel opásání 180° , takže je celá hodnota vynásobená 2 představující vektorový součet sil.

$$F_L = 2F_l = 2 \cdot 73727 = 147454 \text{ N} = 147,454 \text{ kN} \quad (119)$$

kde

F_L je radiální síla působící na ložisko

VOLBA LOŽISKA A KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Kontrola statické únosnosti proběhla podle [1]. Uvažováno bylo občasné otáčení ložiska a ekvivalentní zatížení rovné maximálnímu zatížení. Minimální statická únosnost ložiska byla určena podle následujícího vztahu [1]:

$$C_{0(\min)} = sF_{ekv} = sF_L = 221181N \quad (120)$$

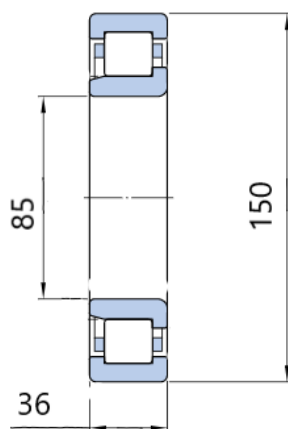
kde

$C_{0(\min)}$ je minimální statická únosnost ložiska

F_{ekv} je ekvivalentní zatížení

s je součinitel statické únosnosti ložiska, $s = 1,5$ pro kladky, které se otáčejí jen občas [1]

Zvoleno bylo ložisko s vyšší statickou únosností, a to válečkové ložisko NU 2217 ECJ od výrobce SKF [21].

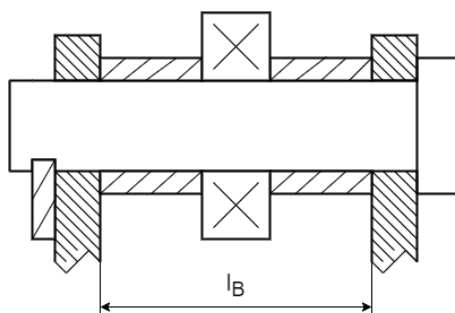


Obr. 33 Zvolené ložisko[21]

4.1.5 NÁVRH BOČNIC A ČEPU

USPOŘÁDÁNÍ

Ložisko s kladkou bude odděleno od bočnic distančními kroužky na obou stranách pro snadnější rozebírání při údržbě. Poloha čepu je ustavena pojistným plechem na šroubech a osazením, jak ukazuje následující obrázek:



Obr. 34 Uspořádání

Materiál bočnic a čepu byl zvolen také S355J2.

NÁVRH TLOUŠŤKY BOČNIC

Tloušťka bočnic byla určena podle rovnice:

$$t_B = \frac{F_L k}{\pi d_L p_{DOV}} = 34,71 \text{ mm} \quad (121)$$

kde

t_B je tloušťka bočnic

p_{DOV} je dovolený tlak v dotyku, $p_{DOV} = \min 35 \text{ MPa}$ pro ocel S355J2 [22]

d_L je vnitřní průměr ložiska, $d_L = 85 \text{ mm}$

k je součinitel bezpečnosti, $k = 2,20$ [1]

Po zaokrouhlení vychází tloušťka bočnic:

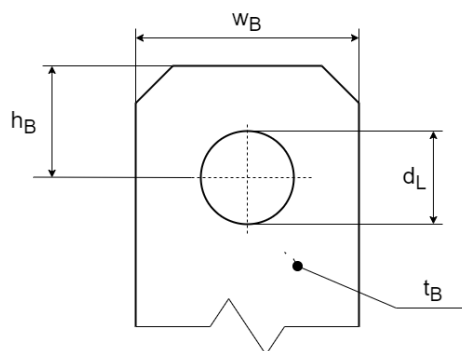
$$t_B = 35 \text{ mm} \quad (122)$$

NÁVRH OSTATNÍCH ROZMĚRŮ BOČNIC

Vzhledem k součiniteli koncentrace napětí a dvěma neznámým rozměrům byl zvolen postup navržení rozměrů a jejich následné kontroly.

Tab. 13 Rozměry bočnic

t_B (mm)	w_B (mm)	h_B (mm)	d_L (mm)
35	200	100	85



Obr. 35 Rozměry bočnic

$$k_{MSP,B} = \frac{Re}{\sigma_{ext,B}} = \frac{Re(w_B - d_L)t_B}{\alpha_B F_L} = 3,59 \quad (123)$$

kde

$k_{skut,b}$ je skutečná bezpečnost bočnic k MSP při navržených rozměrech

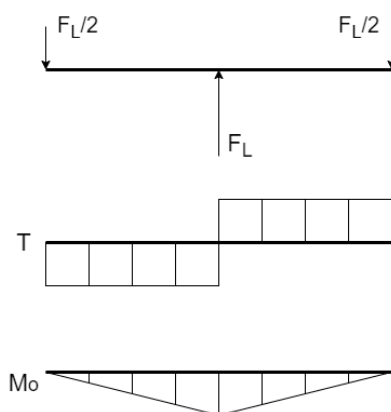
w_B je šířka bočnic

α_B je součinitel tvaru pro danou kombinaci rozměrů, $\alpha_B = 2,7$ [11]

$\sigma_{ext,B}$ je extrémní napětí v bočnici

Vzhledem k tomu, že skutečná bezpečnost k meznímu stavu pružnosti je vyšší než požadovaná bezpečnost k , tak **rozměry bočnice vyhovují**.

NÁVRH DÉLKY ČEPU



Obr. 36 VVÚ v čepu

$$\sigma_{max,\check{c}} = \frac{M_{OMAX,\check{c}}}{W_{OMIN,\check{c}}} = \frac{\frac{F_L (l_B + t_B)}{2}}{\frac{\pi d_L^3}{32}} = 70,31 \text{ MPa} \quad (124)$$

kde

$\sigma_{max,\check{c}}$ je maximální normálové napětí v čepu

$M_{OMAX,\check{c}}$ je maximální ohybový moment v čepu

$W_{OMIN,\check{c}}$ je minimální modul průřezu v ohybu v místě působení $M_{OMAX,\check{c}}$

l_B je vzdálenost mezi bočnicemi spojenými čepem, $l_B = 80 \text{ mm}$

$$\tau_{max,\check{c}} = \frac{4T}{3S} = \frac{8F_L}{3\pi d_L^2} = 17,32 \text{ MPa} \quad (125)$$

kde

$\tau_{max,\check{c}}$ je maximální smykové napětí v čepu

Redukované napětí vychází největší na povrchu, a to:

$$\sigma_{red,\check{c}} = \sigma_{max,\check{c}} = 70,31 \text{ MPa} \quad (126)$$

kde

$\sigma_{red,\check{c}}$ je nejvyšší redukované napětí v čepu

Navržený tvar čepu neobsahuje žádné koncentrátoři napětí v zatížené části, není tedy nutné zvyšovat hodnotu redukovaného napětí kvůli koncentraci napětí. Skutečná bezpečnost čepu k MSP pak je:

$$k_{MSP,\check{c}} = \frac{Re}{\sigma_{red,\check{c}}} = 5,05 > k \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (127)$$

kde

$k_{MSP,\check{c}}$ je skutečná bezpečnost čepu k MSP při navržených rozměrech

KONTROLA ÚNAVY ČEPU

Korigovaná mez únavy pro čep se určí z Marinovy rovnice [11]:

$$\sigma'_{Co} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{Co} = 179 \text{ MPa} \quad (128)$$

kde

σ'_{Co} je korigovaná mez únavy pro čep

σ_{Co} je mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace, $\sigma_{Co} = 0,504R_m = 237 \text{ MPa}$ pro materiál S355J2 [11]

k_a je součinitel vlivu jakosti povrchu, $k_a = 0,88$ pro soustružený povrch a zvolený materiál [11]

k_b je součinitel vlivu velikosti tělesa, $k_b = 0,86$ pro nerotující kruhový profil průměru

$d_L = 85 \text{ mm}$ [11]

k_c je součinitel vlivu způsobu zatěžování, $k_c = 1$ pro ohyb [11]

k_d je součinitel vlivu teploty, $k_d = 1$ pro 20 °C [11]

k_e je součinitel spolehlivosti, uvažováno $k_e = 1$

k_f je součinitel zahrnující další vlivy, uvažováno $k_f = 1$

Dolní napětí v čepu odpovídá situaci, kdy je zdvihový mechanismus zatížený pouze stálým břemenem zdvihu, horní napětí je maximální redukované napětí v čepu. Použitím vzorců (126), (124), (112) a (113) pouze pro stálé břemeno pak vychází následující hodnoty:

$$\sigma_n = 14,1 \text{ MPa} \quad (129)$$

kde

σ_n je dolní napětí v čepu

$$\sigma_h = \sigma_{red,\check{c}} = 70,3 \text{ MPa} \quad (130)$$

kde

σ_h je horní napětí v čepu

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = 28,1 \text{ MPa} \quad (131)$$

kde

σ_a je amplituda napětí v čepu

$$\sigma_m = \sigma_n + \sigma_a = 42,2 \text{ MPa} \quad (132)$$

kde

σ_m je střední napětí v čepu

Bezpečnost k meznímu stavu únavy byla zhodnocena podle nejkonzervativnějšího, Soderbergova kritéria. Bezpečnost čepu k meznímu stavu únavy pak bude:

$$k_{u,\check{c}} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{c0}} + \frac{\sigma_m}{Rm}} = 4,05 > k \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (133)$$

kde

$k_{u,\check{c}}$ je bezpečnost k meznímu stavu únavy

Návrh čepu kladky umístěné na nosné konstrukci a hřídele, která nese bubny lze provést podobným postupem. Stejně tak lze ověřit únavovou bezpečnost i pro bočnice.

4.1.6 NÁVRH LANOVÉHO BUBNU

SOUČINITEL DRUHU JEŘÁBU

Pro skupinu jeřábů IV a lanový buben platí, že součinitel druhu jeřábu $\alpha_b = 24$ [1].

PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

Minimální průměr lanového bubnu se určí z rovnice [1]:

$$D_b = \alpha_b d_l = 576 \text{ mm} \quad (134)$$

kde

D_b je průměr lanového bubnu

α_b je součinitel druhu jeřábu

Po zaokrouhlení na normalizovaný rozměr podle [1] vychází průměr bubnu:

$$D_b = 630 \text{ mm} \quad (135)$$

POČET ZÁVITŮ LANOVÉHO BUBNU

Délka navinutého lana [1]:

$$L_b = i h_z = 18000 \text{ mm} \quad (136)$$

kde

L_b je délka navinutého lana

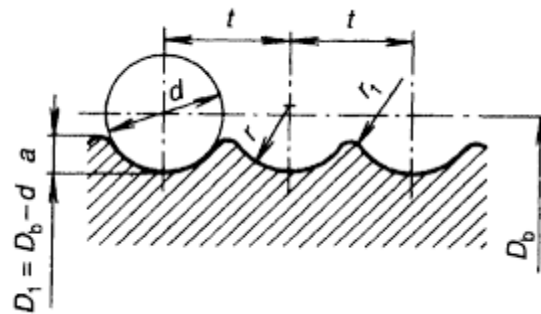
h_z je předpokládaná výška zdvihu, $h_z = 9000 \text{ mm}$

Počet závitů [1]:

$$z_b = \frac{L_b}{\pi D_b} + (2 \text{ až } 3) = 9,1 + (2 \text{ až } 3) = 12 \quad (137)$$

kde

z_b je počet závitů lanového bubnu

PROFIL LANOVÝCH DRÁŽEK


Obr. 37 Profil drážek na bubnu [1]

Tab. 14 Rozměry profilu bubnu [1]

Průměr lana d (mm)	r (mm)	a (mm)	t (mm)	r_1 (mm)
24	13,2	7,5	27,5	3,5

DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

Délka lanového bubnu se určí rovnicí [1]:

$$l_b = z_b t_b = 330 \text{ mm} \quad (138)$$

kde

l_b je délka lanového bubnu

t_b je stoupání závitů, $t_b = 27,5 \text{ mm}$

PRŮMĚR PŘÍRUBY BUBNU

Výška bočnic bubnu podle [1] bude:

$$b_b = 1,5d_l = 36 \text{ mm} \quad (139)$$

kde

b_b je výška bočnic bubnu

$$D_p = D_b + 2b_b = 702 \text{ mm} \quad (140)$$

kde

D_p je průměr příruby bubnu

4.2 POHON ZDVIHU
4.2.1 VOLBA ELEKTROMOTORU
VÝKON NUTNÝ KE ZDVIHU KONSTANTNÍ RYCHLOSTÍ

$$\eta_m = \eta_k \eta_p \eta_b = 0,88 \quad (141)$$

kde

η_m je celková účinnost mechanické části zdvihového ústrojí

η_b je účinnost uložení bubnu, $\eta_b = 0,98$ pro kladku (buben) na valivém ložisku [1]

η_p je účinnost převodovky, uvažována jako $\eta_p = 0,93$

Výkon elektromotoru nutný ke zdvihu konstantní rychlostí se určí [1]:

$$P_v = \frac{(m_b + m_y)g v_{zmax}}{60000 \eta_m} = 185,8 \text{ kW} \quad (142)$$

kde

P_v je výkon elektromotoru nutný ke zdvihu konstantní rychlostí

v_{zmax} je nejvyšší rychlost zdvihu

ZVOLENÝ ELEKTROMOTOR

Na základě získaného výkonu P_v byl zvolen čtyřpólový asynchronní elektromotor SIEMENS SIMOTICS GP/SD 1LE1503-3AB5, s parametry podle následující tabulky:

Tab. 15 Parametry zvoleného elektromotoru [23]

P (kW)	ne (1/min)	Me (Nm)	me (kg)	Je (kgm ²)
200	1488	1284	1190	3,7

4.2.2 VOLBA PŘEVODOVKY

PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

$$i_n = \frac{2\pi n_e D_b}{1000 v_{zmax} i_k} = 147,3 \quad (143)$$

kde

i_n je návrh převodového poměru

n_e jsou otáčky elektromotoru

ZVOLENÁ PŘEVODOVKA

Převodovka byla volena od firmy FLENDER s nejbližším možným převodovým poměrem, zvolená převodovka je pak FLENDER K4SH 218.0 F s parametry podle tabulky:

Tab. 16 Parametry převodovky [24]

Převodový poměr (-)	Výstupní moment (Nm)	Vzdálenost vstupní a výstupní hřídele (mm)
142,969	272000	1560

4.2.3 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Moment pro zdvih konstantní rychlostí bude podle rovnice [1]:

$$M_Q = \frac{(m_b + m_y)g D_b}{2000 i_k i_p \eta_m} = 614,01 \text{ Nm} \quad (144)$$

kde

M_Q je moment pro zdvih konstantní rychlostí

Moment pro zrychlení vychází z rovnice [1]:

$$M_{zp} = \frac{(m_b + m_y)a_{zmax}D_b}{2000i_k i_p \eta_m} = 6,26 \text{ Nm} \quad (145)$$

kde

M_{zp} je moment pro zrychlení zdvihu

a_{zmax} je maximální zrychlení zdvihu, $a_{zmax} = 0,1 \text{ m/s}^2$

Moment všech rotujících hmot při zdvihání se určí podle rovnice [1]:

$$M_{zr} = \beta_r J_e \varepsilon_e = \beta_r J_e \frac{2000 a_{zmax}}{D_b i_k i_p} = 0,006 \text{ Nm} \quad (146)$$

kde

M_{zr} je moment všech rotujících hmot

J_e je setrvačný moment elektromotoru

ε_e je úhlové zrychlení elektromotoru

β_r je součinitel podle [1], $\beta_r = 1,5$

Rozběhový moment je pak součtem předchozích hodnot [1]:

$$M_{roz b} = M_Q + M_{zp} + M_{zr} = 620,27 \text{ Nm} \quad (147)$$

kde

$M_{roz b}$ je rozběhový moment elektromotoru

Rozběhový moment elektromotoru je menší než maximální moment dodaný elektromotorem, moment motoru tedy **dostačuje** na rozběh zdvihového mechanismu.

4.2.4 VOLBA BRZD

Pro případ selhání brzdy budou použity dvě stejné brzdy na hřídeli spojující motor a převodovku. Právě kvůli bezpečnosti jsou brzdící momenty určené pro případ fungování pouze jedné z brzd, a to pomocí rovnice [1]:

$$M_u = M_Q m_u = 1228,02 \text{ Nm} \quad (148)$$

kde

M_u je ubrzditelný moment

m_u je součinitel bezpečnosti brzdy [1]

Brzda byla zvolena od výrobce KRÁLOVO POLE CRANES, konkrétně typ KPC D400-160, který poskytuje brzdící moment maximálně 1550 Nm.

ZÁVĚR

První část této bakalářské práce se zabývá řešením podobných zařízení a návrhem pracovních rychlostí a zrychlení navrhovaného kolového portálového kontejnerového jeřábu. Návrh pracovních rychlostí a zrychlení byl proveden se zřetelem k ovladatelnosti jeřábu a zachování stability. Výsledkem tohoto návrhu je kromě samotných zrychlení a rychlostí také použití frekvenčních měničů u pohonu zdvihu i pojezdu, a dále také využití systému pro vážení břemene a systému kontroly stability jeřábu. V této části byly také určeny zatížení, a to podle normy ČSN EN 13001-2 [4] s přihlédnutím k ČSN EN 15011+A1 [6].

Druhá část této práce se zabývá pevnostní kontrolou a kontrolou únavy u nosné konstrukce jeřábu, a to podle normy a ČSN EN 13001-3-1+A2 [5]. K výpočtu vnitřních účinků a napětí v konstrukci byl použit prutový model v softwaru SCIA Engineer 20.0.

Jako nejhorší z hlediska pevnosti konstrukce i z hlediska únavy se ukázala kombinace zatížení A4. Všechny předběžně navržené profily nosníků vyhovovaly vzhledem k pevnosti, vzhledem k únavě nevyhovovala noha jeřábu. Jako řešení problému bylo navrženo a úspěšně zkontrolováno vyztužení kritického místa na noze jeřábu. Úspěšná byla také kontrola vzpěru nohy jeřábu.

Součástí druhé části této práce je i návrh svarů spojujících jednotlivé nosníky a kontrola jejich únosnosti, která byla úspěšná u všech navržených spojů. Použité svary budou koutové a svařované ručním svařováním obalenou elektrodou E 38 A RR.

Třetí část této práce obsahuje návrh základních parametrů zdvihového ústrojí, včetně volby lana podle normy ČSN 27 0100 [13], návrhu kladek a bubnů, volby ložisek i volby motoru, převodovky a brzdy.

Pro jednotlivé části nosné konstrukce i čepy a bočnice ve zdvihovém ústrojí byl zvolen materiál S355J2 z důvodů vhodné meze kluzu, dobré houževnatosti za nižších teplot a přijatelné ceny. Dalším velmi důležitým důvodem pro výběr tohoto materiálu byla svařitelnost. Vzhledem k provozu jeřábu v prostředí s velkou vzdušnou vlhkostí a přítomností soli bude důležitá protikorozní ochrana všech částí konstrukce i mechanismů.

Ze zpracovaného 3D modelu pak vychází menší možný zdvih než navržený, a to z důvodu větších rozměrů mechanismu posunu spreaderu v příčném směru než bylo předpokládáno při návrhu rozměrů konstrukce. Vůle při projíždění prázdného jeřábu nad 3 high-cube kontejnery se tím zmenšila na 42 mm, podvozek byl proto zvýšen o 58 mm, aby výsledná vůle byla 100 mm. Vliv této úpravy vzhledem k malému relativnímu rozdílu rozměrů je zanedbatelný.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. Jeřáby. I. díl. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974, 645 stran.
- [2] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN, Zdeněk CVEKL, Oldřich JURÁŠEK a Juraj KOŠÁBEK. Jeřáby. II. díl. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1975, 562 stran.
- [3] ČSN EN 13001-1. Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, listopad 2015.
- [4] ČSN EN 13001-2. Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, březen 2015.
- [5] 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, prosinec 2018.
- [6] ČSN EN 15011+A1. Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, srpen 2014.
- [7] BIGOŠ, Peter. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [8] KALMAR Global Oy [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.kalmarglobal.com/4ad2ab/globalassets/equipment/straddle-carriers/straddle-carrier-datasheet-2.pdf>
- [9] Liebherr Container Cranes Ltd. [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/shared/media/maritime-cranes/downloads-and-brochures/brochures/liebherr-straddle-carrier-stacking-port-brochure.pdf>
- [10] Konecranes [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: https://www.konecranes.com/sites/default/files/download/kc-sc-en-01_0.pdf
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] ČSN EN 12385-4+A1. Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvíhací účely. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, prosinec 2008.
- [13] ČSN 270100. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1977.



- [14] ResearchGate [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-diagram-of-a-container-terminal-Voss-Stahlbock-Steenken-2004_fig1_271199814
- [15] HZ KONTEJNERY s.r.o. [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <http://hz-kontejnery.cz/>
- [16] MAGNA TYRES GROUP [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://magnatyres.com/cs/produkty/pneumatiky-pro-pristavni-manipulacni-stroje/>
- [17] Continental AG [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.continental-tires.com/specialty/products/straddlemaster-radial>
- [18] ELME Spreader AB [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.elme.com/product/816tl>
- [19] Stinis Lifting Equipment [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.stinis.com/port-products/straddle-carrier-spreaders/>
- [20] KLAPAL, Josef, Bc. *Strategie vývoje přepravy kontejnerů mezi Čínou a německými přístavy*. Praha, 2017. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta dopravní, Ústav logistiky a managementu dopravy. Vedoucí práce doc. Ing. Helena Bínová, Ph.D.
- [21] SKF AB [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz>
- [22] E-konstruktor [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [23] Siemens AG [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:6f82c4e0-1360-4249-aa61-83eedfd15c78/catalog-d81-1-lv-motors.pdf>
- [24] FLENDER Gearbox Configurator [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/portal/portal>
- [25] KRÁLOVO POLE CRANES, a.s. [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/en/product/komponenty-zdvihu-jerabu/lifting-brakes/standard-lifting-brakes/>
- [26] conVERTER [online] [cit 2021-10-5]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_c	[m ²]	Plocha kontejneru vystavená větru
A_{nk}	[m ²]	Plocha nosné konstrukce vystavená větru
A_y	[m ²]	Plocha stálého břemena vystavená větru
a	[mm]	Účinná tloušťka svaru
$a_{o,max}$	[m/s ²]	Maximální běžné zrychlení při otáčení jeřábu
$a_{p,max}$	[m/s ²]	Maximální běžné zrychlení od brzdění jeřábu
$a_{pt,max}$	[m/s ²]	Maximální možné zrychlení pojezdu
a_{zmax}	[m/s ²]	Maximální zrychlení zdvihu
b_b	[mm]	Výška bočnic bubnu
$C_{0(min)}$	[N]	Minimální statická únosnost ložiska
$c_{a,c}$	[-]	Aerodynamický součinitel pro kontejner
$c_{a,nk}$	[-]	Aerodynamický součinitel pro nosnou konstrukci
$c_{a,y}$	[-]	Aerodynamický součinitel pro stálé břemeno
D_b	[mm]	Průměr lanového bubnu
D_k	[mm]	Jmenovitý průměr kladky
D_p	[mm]	Průměr příruby bubnu
D_t	[mm]	Teoretický průměr kladky
d_L	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
d_l	[mm]	Jmenovitý průměr lana
E	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
F_{DOV}	[N]	Dovolené zatížení lana
F_L	[N]	Radiální síla působící na ložisko
$F_{b,m}$	[N]	Síla v laně mezi bubnem a kladkou pro kombinaci A4
F_{ekv}	[N]	Ekvivalentní zatížení
F_l	[N]	je zatížení lana
$F_{o,A4}$	[N]	Setrvačná síla od břemene působící na jednu nohu jeřábu při otáčení
$F_{p,A4}$	[N]	Setrvačná síla od břemene působící na jednu nohu jeřábu při brzdění
$F_{puo,A4}$	[N]	Příčná setrvačná síla od hmotnosti mechanismů pojezdu a otáčení
$F_{pup,A4}$	[N]	Podélná setrvačná síla od hmotnosti mechanismů pojezdu a otáčení
$F_{puz,A4}$	[N]	Svislá síla od hmotnosti mechanismů pojezdu a otáčení
$F_{z,A4}$	[N]	Svislá síla působící na jednu větev zdvihového ústrojí
$F_{zuo,A4}$	[N]	Příčná setrvačná síla od hmotnosti zdvihového ústrojí a baterií

$F_{zup,A4}$	[N]	Podélná setrvačná síla od hmotnosti zdvihového ústrojí a baterií
$F_{zuz,A4}$	[N]	Svislá síla od hmotnosti zdvihového ústrojí a baterií
f	[-]	Součinitel tření mezi pneumatikami a betonovým povrchem
f_{Lmax}	[min ⁻¹]	Frekvence otáčení ložiska
$f_{RD\sigma}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti
$f_{w,Rd}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti svarových spojů
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
h_z	[mm]	Výška zdvihu
i	[-]	Lanový převod
i_n	[-]	Návrh převodového poměru
J_e	[-]	Setrvačný moment elektromotoru
J_{oY}	[m ⁴]	Osový kvadratický moment účinného průřezu svaru k ose Y
J_{oZ}	[m ⁴]	Osový kvadratický moment účinného průřezu svaru k ose Z
J_p	[m ⁴]	Polární kvadratický moment účinného průřezu svaru
J_y	[m ⁴]	Kvadratický modul průřezu k lokální ose Y průřezu
J_z	[m ⁴]	Kvadratický modul průřezu k lokální ose Z průřezu
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
$k_{MSP,\check{c}}$	[-]	Skutečná bezpečnost čepu k MSP při navržených rozměrech
k_a	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel zahrnující další vlivy
k_m	[-]	Součinitel spektra v závislosti na m
$k_{skut,b}$	[-]	Skutečná bezpečnost bočnic k MSP při navržených rozměrech
$k_{u,\check{c}}$	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu únavy
L	[m]	Délka prutu
L_b	[mm]	Délka navinutého lana
l_B	[mm]	Vzdálenost mezi bočnicemi spojenými čepem
l_b	[mm]	Délka lanového bubnu
$M_{OMAX,\check{c}}$	[Nmm]	Maximální ohybový moment v čepu
M_Q	[Nm]	Moment pro zdvih konstantní rychlostí

$M_{roz b}$	[Nm]	Rozběhový moment elektromotoru
M_u	[Nm]	Ubrzditelný moment
M_{zp}	[Nm]	Moment pro zrychlení zdvihu
M_{zr}	[Nm]	Moment všech rotujících hmot
m	[-]	Konstanta sklonu křivky $\log \Delta \sigma - \log N$
$m_{b,z}$	[kg]	Hmotnost zkušebního břemene
m_b	[kg]	Hmotnost normového břemena (nosnost jeřábu)
m_c	[kg]	Hmotnost prázdného 40stopého kontejneru
m_{pu}	[kg]	Hmotnost mechanismů pojezdu a otáčení
m_u	[-]	Součinitel bezpečnosti brzdy
m_y	[kg]	Hmotnost stálého břemena (kladnice, spreaderu)
$m_{z,p}$	[kg]	Průměrná hmotnost zboží v 40stopém kontejneru
m_{zu}	[kg]	Hmotnost zdvihového ústrojí a baterií
N	[1]	Celkový počet rozkmitů napětí
N_C	[1]	Celkový počet pracovních cyklů pro návrh jeřábu
N_{Rd}	[N]	Návrhová tlaková síla únosnosti
N_Y	[rok]	Doba návratnosti jeřábu (životnost)
N_k	[N]	Kritická síla vzpěru
N_{ref}	[1]	Referenční počet cyklů
n	[1]	Počet nosných průřezů lana v jedné větvi zdvihového ústrojí
n_1	[-]	Počet kladek v jedné větvi zdvihového ústrojí
n_e	[1/min]	Otáčky elektromotoru
n_i	[1]	Počet rozkmitů i-tého napětí
P	[N]	Jmenovitá pevnost lana (minimální síla při přetržení)
P_v	[kW]	Výkon elektromotoru nutný ke zdvihu konstantní rychlostí
p_{DOV}	[MPa]	Dovolený tlak v dotyku
Q_C	[kg]	Jmenovité břemeno
Q_P	[kg]	Průměrné břemeno
$Q_{a,0}$	[N]	Celkové zatížení větrem mimo provoz
$Q_{a,c}$	[N]	Zatížení působením větru na kontejner
$Q_{a,nk}$	[N]	Zatížení působením větru na nosnou konstrukci
$Q_{a,w}$	[N]	Zatížení způsobené přidanými plochami sněhu vystavenými větru
$Q_{a,y}$	[N]	Zatížení působením větru na stálé břemeno

Q_a	[N]	Celkové zatížení větrem za provozu
Q_w	[N]	Zatížení od hmotnosti sněhu
q	[%]	Poměrné zatížení
$q(3)$	[Pa]	Tlak větru
$q(z)$	[Pa]	Tlak větru mimo provoz
Re	[MPa]	Mez kluzu materiálu
r	[m]	Vzdálenost nejvzdálenější části svaru od těžiště svaru
S	[m ²]	Plocha průřezu
s	[-]	Součinitel statické únosnosti ložiska
s_m	[-]	Parametr historie napětí
T_r	[1/rok]	Počet pracovních cyklů jeřábu za jeden rok
t_B	[mm]	Tloušťka bočnic
t_b	[mm]	Stoupání závitů
t_{min}	[mm]	Minimální tloušťka stěn nosníků
$v_{h,C}$	[m/s]	Charakteristická rychlost zdvihu pro součinitel φ_{2C} podle
v_h	[m/s]	Charakteristická rychlost zdvihu
$v_{p,max}$	[km/h]	Maximální rychlost pojezdu
$v_{z,max}$	[m/min]	Maximální rychlost zdvihu
$W_{OMIN,\check{c}}$	[mm ⁻³]	Minimální modul průřezu v ohybu v místě působení $M_{OMAX,\check{c}}$
W_k	[m ³]	Modul průřezu v krutu
W_{Oy}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu k ose Y
W_{Oz}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu k ose Z
w_B	[mm]	Šířka bočnic
y_{max}	[m]	Maximální vzdálenost ve směru Y od těžiště svaru
z	[1]	Počet funkčních větví zdvihového ústrojí
z_b	[1]	Počet závitů lanového bubnu
z_{max}	[m]	Maximální vzdálenost ve směru Z od těžiště svaru
$\frac{\Delta\sigma_i}{\Delta\sigma_{max}}$	[-]	Podíl i-tého rozkmitu napětí ku maximálnímu rozkmitu napětí
$\frac{\Delta\sigma_{pr}}{\Delta\sigma_{max}}$	[-]	Podíl průměrného rozkmitu ku maximálnímu rozkmitu
$\Delta\sigma_C$	[MPa]	Charakteristická únavová pevnost
$\Delta\sigma_{Rd}$	[MPa]	Návrhový rozkmit napětí únosnosti
$\Delta\sigma_{max}$	[MPa]	Největší rozkmit napětí pro kombinaci A4
α	[°]	Úhel svírající τ_{M_K} a τ_{T_Z}

α_k	[-]	Součinitel druhu jeřábu pro kladku
α_B	[-]	Součinitel tvaru pro danou kombinaci rozměrů
α_b	[-]	Součinitel druhu jeřábu
α_w	[-]	Součinitel v závislosti na typu svaru, druhu napětí a materiálu
β_3	[-]	Součinitel pro rychlost uvolnění břemene zdvihu
β_r	[-]	Součinitel
γ_m	[-]	Obecný součinitel spolehlivosti
γ_m	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
γ_{mf}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti
γ_{sm}	[-]	Specifický součinitel spolehlivosti
ε_e	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení elektromotoru
η_1	[-]	Účinnost jedné kladky na pevné ose
η_b	[-]	Účinnost uložení bubnu
η_k	[-]	Účinnost jedné větve lanového převodu
η_k	[-]	Účinnost zdvihového ústrojí
η_m	[-]	Celková účinnost mechanické části zdvihového ústrojí
η_p	[-]	Účinnost převodovky
κ	[-]	Redukční součinitel, $\kappa = 0,45$ pro daný průřez a štíhlost
λ	[-]	Štíhlost prutu
ν	[-]	Relativní celkový počet výskytů rozkmitů napětí
σ	[MPa]	Normálové napětí v kritickém průřezu
σ_{M_Y}	[Pa]	Maximální normálové napětí od momentu M_Y
σ_{M_Z}	[MPa]	Maximální normálové napětí od momentu M_K
σ_h	[MPa]	Horní napětí
σ_{C0}	[MPa]	Mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace
σ_{C0}'	[MPa]	Korigovaná mez únavy pro čep
σ_N	[MPa]	Normálové napětí od síly N
σ_{SD}	[MPa]	Návrhové napětí
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí v čepu
$\sigma_{ext,B}$	[MPa]	Extrémní napětí v bočnici
σ_m	[MPa]	Střední napětí v čepu
$\sigma_{max,\check{c}}$	[MPa]	Maximální normálové napětí v čepu
σ_n	[MPa]	Dolní napětí

$\sigma_{red,\check{c}}$	[MPa]	Nejvyšší redukované napětí v čepu
σ_s	[MPa]	Maximální normálové napětí ve svaru
τ	[MPa]	Smykové napětí od krutu
τ_{M_K}	[Pa]	Maximální smykové napětí od momentu M_K
τ_{T_Y}	[MPa]	Smykové napětí od síly T_Y
τ_{T_Z}	[MPa]	Smykové napětí od síly T_Z
$\tau_{max,\check{c}}$	[MPa]	Maximální smykové napětí v čepu
τ_s	[MPa]	Maximální smykové napětí ve svaru
φ_1	[-]	Součinitel gravitačních účinků
φ_2	[-]	Součinitel pro zdvih volně ležícího břemena
φ_{2C}	[-]	Součinitel pro zdvih volně ležícího břemena při kombinaci zatížení C1
φ_{2min}	[-]	Minimální hodnota φ_2
φ_3	[-]	Součinitel pro náhlé uvolnění části břemene zdvihu
φ_4	[-]	Součinitel pro pojezd po nerovném povrchu
$\varphi_{5,p}$	[-]	Zvyšující součinitel pro pojezd s plynulým ovládním otáček
$\varphi_{5,selh}$	[-]	Součinitel pro selhání mechanismů nebo komponent
$\varphi_{5,z}$	[-]	Zvyšující součinitel pro zdvih s plynulým ovládním otáček
φ_6	[-]	Součinitel pro statickou zkoušku
φ_9	[-]	Součinitel pro zpětný kmit v důsledku upuštění břemene
$\varphi_{L,min}$	[-]	Minimální hodnota součinitele φ_L
φ_L	[-]	Součinitel břemena pro maximální sílu
φ_p	[-]	Součinitel pro účinek pohybů postupného dosažení polohy
$\varphi_{x,y}$	[-]	Součin součinitelů pro zrychlení pohonů, pohon zdvihu se neuvažuje
φ_z	[-]	Součin součinitelů pro pojezd po nerovném povrchu

SEZNAM PŘÍLOH

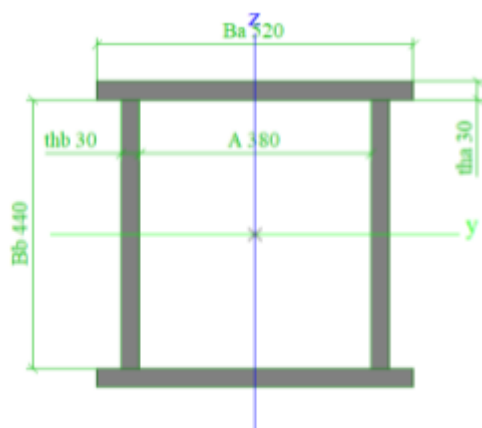
- Přílohy
 - Příloha 1 Prokázání stability
 - Příloha 2 Průřezy nosníků
 - Příloha 3 Kombinace zatížení

- Výkresová dokumentace
 - Výkres 1 Svarek hlavního rámu
 - Výkres 2 Sestava jeřábu

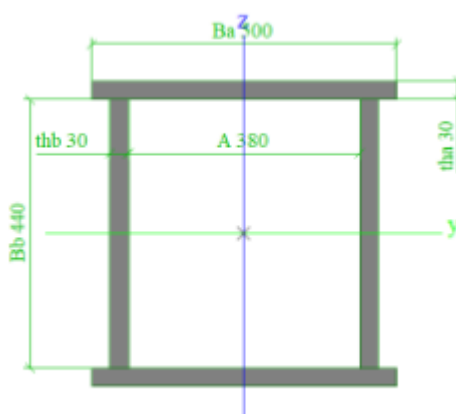
Poslední iterace (výsledek):

Kategorie zatížení	Zatížení fi	Kombinace zatížení A			Kombinace zatížení B	Kombinace zatížení C											
		gammap A1	A2	0	gammap B1	gammap C2	C3	C4	C6	C7	C8	C9	C10	C11			
Pravidelná	Nepříznivé účinky vlastní tíhy	0	1,16	0	0	1,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Priznivé účinky vlastní tíhy	1839375	1839375	1839375	1839375	1839375	2207250	1839375	2207250	1839375	1839375	1839375	1839375	1839375	1839375	1839375	1839375
	Hmotnost břemena zdvihu	949118	1	949118	949118	1	1138942	949118	1138942	949118	949118	949118	949118	949118	949118	949118	949118
	Působení zrychlení pohonů, zahrnutý všechny pohyby	1839375	1,22	2244038	-1E+06	2133675	-	-	-	2023313	3115901	-606994	2023313	2023313	2023313	-	-
	Přetvoření/přemístění	949118	1,22	1157924	-694754	1,16	1100977	1,1	-	1044030	1607806	-313209	1044030	1044030	-	-	-
	Přetvoření/přemístění	-9675	-	-11803,5	-11804	-	-11223	-	-	-13303	-	-	-	-	-	-	-
	Přetvoření/přemístění	-18750	-	-22875	-22875	-	-21750	-	-	-25781	-	-	-	-	-	-	-
	Přetvoření/přemístění	-1463000	-	-1784860	-2E+06	-	-1697080	-	-	-2E+06	-	-	-	-	-	-	-
	Přetvoření/přemístění	-2310000	1,22	-2818200	-3E+06	1,16	-2679600	1,1	-	-3E+06	-	-	-	-	-	-	-
	Přetvoření/přemístění	0	1,1	0	0	1,05	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Občasná	Zatížení větrem za provozu	-233038	-	-	-	-270324	1,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-256342
	Zatížení sněhem a námrazou - hmotnost	18413	-	-	-	21359,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení sněhem a námrazou - plochy	9501	-	-	-	11021,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	vystavené větru	-24116	-	-	-	1,16	-27974,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Vyjimečná	Zatížení větrem mimo provoz	-600052	-	-	-	-	-	-660057	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách	1138941,6	-	-	-	-	-	1252836	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky	2207250	-	-	-	-	-	2427975	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Síly od nouzového zastavení pojezdu	0	-	-	-	-	-	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Síly od selhání mechanismů	-1463000	-	-	-	-	-	-	-	-2E+06	-	-	-	-	-	-	-
	Síly od selhání mechanismů	-3080000	-	-	-	-	-	-	-	-3E+06	-	-	-	-	-	-	-
	Síly od selhání mechanismů	-48375	-	-	-	-	-	-	-	-53213	-	-	-	-	-	-	-
	Síly od selhání mechanismů	-93750	-	-	-	-	-	-	-	-103125	-	-	-	-	-	-	-
	Dynamické buzení jeřábu	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-
	Dynamické buzení jeřábu	0	-	-	-	-	-	1,1	-	-	-	-	-	-	-	-	0
Momentová rovnováha	Podle příčné osy	-	1242338	-2E+06	-	1293059	-	2207250	1446469	2207250	371563	4955276	1232381	3862688	3862688	1839375	
	Podle podélné osy	-	310378,5	-2E+06	-	54514,4	-	478884	418421	1138942	330635	2556924	1232381	1993148	1993148	692776	

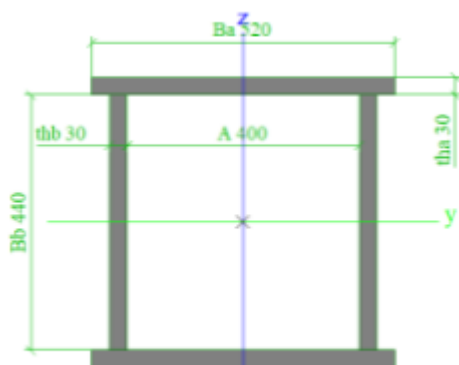
Průřezy nosníků



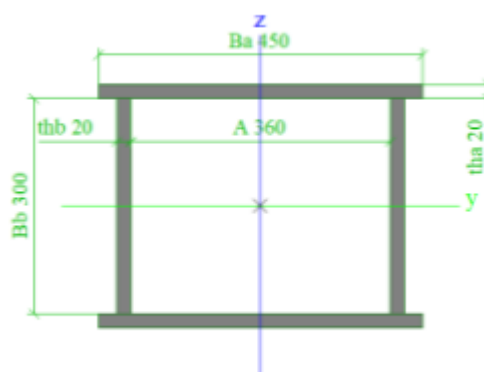
Noha jeřábu



Podvozkový nosník



Příčný nosník



Podélný nosník

