VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh mostového jeřábu do haly na výrobu autobusů

Design of Portal Crane for Bus Manufacture Hall

Student: Bc. Jan Pataki

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student:	**Bc. Jan Pataki**
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace:	72 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma:	Návrh mostového jeřábu do haly na výrobu autobusů Design of Portal Crane for Bus Manufacture Hall
Jazyk vypracování:	čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukci mostového jeřábu do haly na výrobu autobusů, rozpětí jeřábu bude 13m, pojezdová délka 40m a maximální nosnost 5t. Na jedné dráze bude konstrukčně řešena dvojice jeřábů. Zpracujte varianty konstrukčního řešení a proveďte jejich zhodnocení. Proveďte konstrukční návrh vybrané varianty a pevnostní kontrolu kritických míst. Zpracujte výrobně-konstrukční dokumentaci vybrané varianty v rozsahu dle upřesnění vedoucího práce. Navrhněte plán údržby navrženého zařízení.
Rozsah práce min. 45 stran textu.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací.* 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů.* 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce.* Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočety a konstrukce strojních dílů.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ-TECHNICKÁ UNIVERZITA Fakulta strojní 3 OSTRAVA

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 15. 5. 2017 .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl(a) seznámen(a) s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 – školní dílo);
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB – TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017 .....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jan Pataki

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lhotka 202, Česká Třebová 560 02

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PATAKI, J. *Návrh mostového jeřábu do haly na výrobu autobusů: diplomová práce.* Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017, 70s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá návrhem mostového jeřábu do výrobny autobusů. V úvodu jsou srovnány jednotlivé typy mostových jeřábů, jejich výhody a nevýhody, na základě tohoto srovnání je zvoleno finální řešení jeřábu, které je vysvětleno v další kapitole. V dalším oddíle práce je statický výpočet ocelové konstrukce zvoleného řešení, včetně kontroly svarů z hlediska únavy. Práce dále řeší zabezpečovací zařízení na jeřábu a plán údržby. Výkresová dokumentace zvoleného řešení je dokumentována v příloze diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PATAKI, J. *Design of Portal Crane for Bus Manufacture Hall: Master Thesis.* Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2017, 70p. Thesis head: Kubín, T.

Master thesis is dealing with design of portal crane for bus manufacture hall. The introduction compares variants of portal cranes designs, their advantages and disadvantages, on this comparsion, final design of crane is selected. This design is explained in next chapter. Next chapter deals with statical analysis of steel construction of selected design, including fatigue analysis of welds. Thesis explains safety devices on crane and maintenance plan. Drawing documentation of selected variant is in the thesis attachments.

Obsah

Úvod 11
1 Varianty řešení a vstupy pro vlastní práci 12
1.1 Varianty nosného mostu 12
1.1.1 Jeřábový most tvořený jedním nosníkem 13
1.1.2 Jeřábový most tvořený dvěma hlavními nosníky 14
1.2 Použité řešení 17
1.2.1 Konstrukční prvky užitého řešení 18
1.2.2 Profily jeřábového mostu 18
1.2.3 Pojížděný příčník 19
1.2.4 Spoje 19
1.2.5 Ztužení ocelové konstrukce 20
1.2.6 Pojezd jeřábu 20
1.2.7 Kladkostroj 21
1.2.8 Elektrické rozvody 22
1.2.9 Nárazníky 23
2. Výpočet Ocelové konstrukce jeřábu 24
2.1 Výpočet hlavního nosníku mostu HEA 500 25
2.1.1 Průřezové charakteristiky: 26
2.1.2 Kombinace zatížení hlavního nosníku: 28
2.1.4 Maximální ohybové momenty v hlavním nosníku: 31
2.1.5 Napětí v dolní a horní pásnici hlavního nosníku: 32
2.1.6 Průhyb hlavního nosníku 33
2.1.7 Podmínky útlumu při rozkmitu hlavního nosníku 34
2.2 Výpočet pojížděného nosníku 35
2.2.1 Průřezové charakteristiky pojížděného nosníku 36
2.2.2 Kombinace zatížení pojížděného nosníku 38
2.2.3 Maximální ohybové momenty vznikající v pojížděném nosníku 39
2.2.4 Napětí v horní pásnici pojížděného nosníku 40
2.2.5 Napětí v dolní pásnici pojížděného nosníku 41
2.2.6 Průhyb pojížděného nosníku: 43
2.3 Výpočet příčného nosníku 44
2.3.1 Průřezové charakteristiky příčného nosníku: 45
2.3.2 Zatížení příčného nosníku: 46
2.3.3 Maximální ohybový moment příčného nosníku: 46

2.3.4 Napětí v příčném nosníku: 46
2.3.5 Průhyb příčného nosníku: 46
2.4 Pojížděný příčník 47
2.4.1 Průřezové charakteristiky pojížděného příčníku: 48
2.4.2 Kombinace zatížení pojížděného příčníku 49
2.4.3 Maximální ohybové momenty: 50
2.4.4 Napětí v pojížděném příčníku: 51
2.4.5 Průhyb nosníku: 51
2.5 Únosnost svarů při únavě 52
2.5.1 Hlavní nosník 52
2.5.2 Pojížděný nosník: 53
2.5.3 Pojížděný příčník: 54
2.6 Celkový průhyb jeřábu 54
3. Pojezd jeřábu 55
3.1 Pojezdová kola 56
3.2 Ložiska pojezdu 57
3.3 Volba motoru pojezdu 58
3.4 Hřídel pojezdu 60
4. Zabezpečovací zařízení na jeřábu 62
4.1 Dvoustupňový koncový vypínač pojezdu mostu 63
4.2 Protisrážkové zařízení 64
4.3 Dvoustupňový koncový vypínač pojezdu kočky 64
4.4 Koncové vypínače zdvihu kladkostroje 64
4.5 Přetěžovací zařízení 65
5. Jeřábová dráha a její údržba 66
7. Pokyny pro údržbu jeřábu 67
8. Závěr 68
9. Zdroje 69
10. Přílohy 70

Seznam použitých značek

a	Zrychlení, označení souřadnic vzdálenosti	[m/s^2], [mm]
α_x	Součinitel lokálního napětí ve směru podélné osy	[-]
α_y	Součinitel lokálního napětí ve směru kolmém na podélnou osu	[-]
b	Označení souřadnic vzdálenosti	[mm]
B_t	Síla od setrvačné hmoty kladkostroje ve směru pojezdu kladkostroje	[N]
B_{tn}	Síla od setrvačné hmoty kladkostroje ve směru pojezdu jeřábu	[N]
c	Označení souřadnic vzdálenosti	[mm]
C_0	Statická únosnost ložiska, Tuhost nosníku	[N], [N/m]
C_a	Dynamická únosnost ložiska	[N]
γ_b	Součinitel zatížení od břemene	[-]
γ_f	Součinitel zatížení od kladkostroje	[-]
γ_g	Součinitel zatížení vlastní hmotností	[-]
γ_i	Součinitel rozjíždění a brždění	[-]
γ_n	Součinitel mimořádného zatížení	[-]
γ_{tp}	Součinitel příčení jeřábu	[-]
γ_u	Součinitel podmínek působení	[-]
γ_{mo}	Součinitel spolehlivosti materiálu	[-]
d	Označení souřadnic vzdálenosti	[mm]
D,d	Průměr	[mm]
δ_h	Součinitel zatížení od spouštění/zdvihání břemene	[-]
δ_t	Součinitel od pojíždění kladkostroje	[-]
E	Modul pružnosti v tahu/tlaku	[MPa]
e	Označení souřadní vzdálenosti	[mm]
ε	Součinitel zahrnující rychlý pokles napětí	[-]
F	Síla	[N]
F_1	Zatížení jednoho kola kladkostroje	[N]
F_a	Axiální síla, celková plocha průřezu	[N], [cm^2]
f	Frekvence	[1/s]
F_r	Radiální síla	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m/s^2]
G	Síla vyvozená hmotností kladkostroje	[N]
H_{tp}	Síla vznikající od příčení jeřábu	[N]
h	Označení souřadnic vzdálenosti	[mm]
i	Počet prvků	[-]
I_x	Moment setrvačnosti k ose x	[cm^4]
I_y	Moment setrvačnosti k ose y	[cm^4]
K	Zatížení 1 kola jeřábu	[N]
$\sum K$	Zatížení dvou kol jeřábu na více zatížené větvi	[N]
k_d	Bezpečnost pro průhyb nosníku, bezpečnost hřídele	[-]
k	Součinitel rozjíždění jeřábu	[-]
l	Označení souřadnic vzdálenosti	[-]
λ	Součinitel příčení jeřábu	[-]

λ	Poměr vzdálenosti působiště síly k její šířce	[-]
m_j	Odhad hmotnosti jeřábu	[kg]
m_k	Hmotnost kladkostroje	[kg]
m_Q	Hmotnost břemene	[kg]
m_{red}	Redukovaná hmotnost kladkostroje kmitající s nosníkem	[kg]
M_a	Ohybový moment k podpoře A	[Nm]
M_{Btn}	Ohybový moment vznikající od brzdné síly jeřábu	[Nm]
M_b	Ohybový moment k podpoře B	[Nm]
M_f	Ohybový moment vznikající od břemene a kladkostroje	[Nm]
M_{Htp}	Ohybový moment vznikající od příční jeřábu	[Nm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
M_q	Ohybový moment vznikající od vlastní hmotnosti	[Nm]
η	Účinnost převodovky	[-]
P	Výkon motoru	[W]
P_b	Spojitá setrvačná síla od hmotnosti ocelové konstrukce	[N/m]
P_{or}	Radiální ekvivalentní zatížení	[N]
Q	Síla vyvozená břemenem	[N]
q	Celkové spojité zatížení	[N/m]
q_n	Součet spojitých zatížení	[N/m]
q_p	Spojité zatížení od zatížení trojlejí a příčníků	[N/m]
R,r	Poloměr kola	[mm]
R_d	Výpočtová pevnost	[MPa]
Re	Mez kluzu	[MPa]
$R_{fat(-1)}$	Základní výpočtová pevnost pro únavu materiálu	[MPa]
$R_{fat,p(x)}$	Míjivé napětí (tlak)	[MPa]
$R_{fat,t(x)}$	Míjivé napětí (tah)	[MPa]
Rm	Mez pevnosti	[MPa]
S_1	Dílčí plocha průřezu	[cm^2]
S_2	Dílčí plocha průřezu	[cm^2]
s_0	Statická bezpečnost ložiska	[-]
σ_{Btn}^D	Napětí od brzdné síly jeřábu	[MPa]
σ_{Btn}^H	Napětí od brzdné síly jeřábu horní pásnice	[MPa]
σ_F^H	Napětí od břemene a kladkostroje horní pásnice	[MPa]
σ_F^D	Napětí od břemene a kladkostroje dolní pásnice	[MPa]
σ_{Htp}^H	Napětí od příčení horní pásnice	[MPa]
σ_q^D	Napětí od vlastní hmotnosti dolní pásnice	[MPa]
σ_q^H	Napětí od vlastní hmotnosti horní pásnice	[MPa]
σ^H	Celkové napětí v horní pásnici	[MPa]
σ_{max}	Maximální napětí	[MPa]

σ_{min}	Minimální napětí	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{locxi}	Napětí ve směru podélné osy nosníku	[MPa]
σ_{locyi}	Napětí ve směru kolmém na podélnou osu nosníku	[MPa]
σ_1^D	Celkové napětí v bodě 1	[MPa]
σ_2^D	Celkové napětí v bodě 2	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
T	Těžiště, jízdní odpory	[-],[N]
t	Tloušťka materiálu	[mm]
t_{tl}	Doba útlumu kmitu nosníku	[s]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
μ	Součinitel valivého tření mezi ocelovým kolem a kolejnicí	[-]
$v_{1,max}$	Maximální rychlost jeřábu	[m/min]
$v_{2,min}$	Minimální rychlost jeřábu	[m/min]
ν	Logaritmický dekrement útlumu kmitání	[-]
W	Celková kinetická energie	[J]
W_x	Průřezový modul v ohybu k ose x	[cm^3]
W_y	Průřezový modul v ohybu k ose y	[cm^3]
X_0	Součinitel působení síly	[N]
x	vodorovný průhyb nosníku	[mm]
χ	Poměr mezních napětí	[-]
y	svislý průhyb nosníku	[mm]
y_1	Vzdálenost působiště síly od okraje pojížděné pásnice	[mm]
Y_0	Součinitel působení síly	[N]
z_{st}	Maximální průhyb nosníku od břemene	[mm]

Úvod

Tato práce se zabývá návrhem mostového jeřábu do haly na výrobu autobusů, která se v současné době projektuje. Cílem je navrhnout ocelovou konstrukci jeřábu, která splní podmínky pro bezpečný provoz, životnost a snadnou údržbu a její výpočet z hlediska statického a z hlediska únavy. Tato práce dále bude řešit mechanismy zajišťující bezpečný provoz jeřábu, návod k jeho bezpečnému používání a plán jeho údržby, dílčí celky jeřábu jako jeho pojezdový mechanismus, kladkostroj, elektrické vedení a další, budou taktéž předmětem této diplomové práce. Dalším požadavkem je, aby po jeřábové dráze pojížděli dva identické jeřáby, tomu je třeba uzpůsobit konstrukci jeřábu. Jeřábová dráha je součástí projektu haly a bude v práci popsána, nicméně její statický výpočet není předmětem této diplomové práce.

1 Varianty řešení a vstupy pro vlastní práci

V této kapitole se zabývám rozborem ocelové konstrukce jeřábu a jeho dílčích prvků. V praxi se objevuje celá řada konstrukcí jeřábových mostů a jeho pohyblivých součástí některé zde uvádím, a posuzuji vhodnost jejich použití z hlediska požadavků zadání, požadavků ekonomických a konstrukčních. Následují vstupy pro moji diplomovou práci:

- Nosnost: 5000 [Kg]
- Rozpětí: 13 [m]
- Kladkostroj: zvolen s ohledem na nosnost a způsob uložení
- Rozvor kol: zvolen s ohledem na konstrukci jeřábové dráhy a příčení jeřábu
- Počet cyklů za den: 50 [-]
- Životnost ocelové konstrukce: 30 let
- Užitná délka jeřábové dráhy: 40 [m]
- Vzdálenost polí jeřábové dráhy: 6 [m]
- Maximální výška jeřábu: 7 [m]

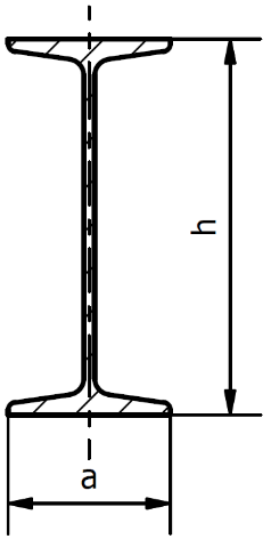
1.1 Varianty nosného mostu

V praxi se přistupuje k celé řadě provedení nosných mostů jeřábu, které se odvíjejí od požadavků investorů, nejdůležitější parametry jsou uvedeny v následujícím přehledu:

- Nosnost [kg]
- Rozpětí [m]
- Životnost ocelové konstrukce [cykly]
- Požadavky na ovládání (např. ovládání z kabiny nebo panelem ze země)
- Druh provozu

1.1.1 Jeřábový most tvořený jedním nosníkem

Jeden hlavní nosník se užívá především u jeřábů nižších nosností, nízkého rozpětí. Bývá tvořen z různých válcovaných nebo svařovaných profilů, trend je takový, že vzhledem k požadavku na vysokou tuhost a ekonomičnost se přistupuje spíše k profilům válcovaným, nejčastěji se užívají normalizované profily typu I (na obrázku 1.1), typu HEA, typu HEPA nebo dva U profily svařené dohromady. Jeřábová kočka pojíždí po spodní pásnici nosníku. Výhody a nevýhody následují v tabulce 1.1.



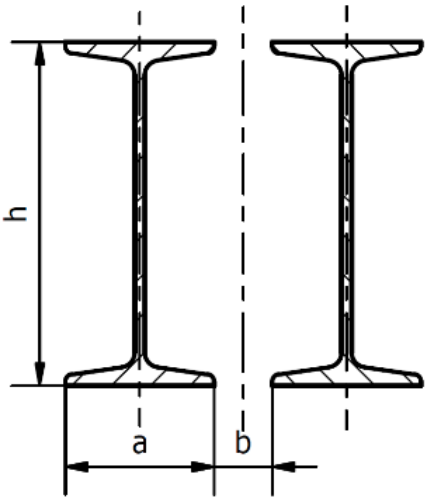
Obr. 1.1 nosný průřez mostu tvořeného I profilem

Výhody	Nevýhody
Jednoduchá konstrukce	Veškeré napětí přenáší jeden nosník
Úspora materiálu	Nevhodné pro větší rozpětí jeřábu
Příznivá celková hmotnost konstrukce	1 způsob uchycení kočky
Lze volit konstantní nebo proměnlivý průřez	Riziko boulení (není možnost ztužení stojny pomocí žeber)
	Vlivem uchycení kočky vzniká ve spodní pásnici lokální ohybové napětí σ_{loc}

Tab. 1.1 výhody a nevýhody jednoho hlavního nosníku

1.1.2 Jeřábový most tvořený dvěma hlavními nosníky

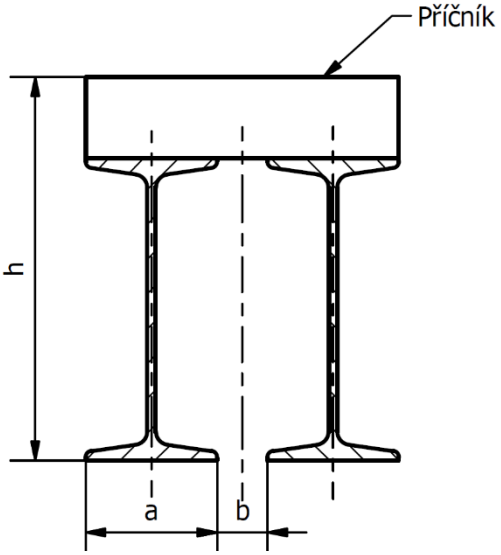
Jeřábový most tvořený dvěma hlavními nosníky se užívá pro svou zvýšenou tuhost v takových provozech, kde je jedním z požadavků vysoké rozpětí jeřábu, vysoká nosnost nebo obojí. Opět jsou tvořeny především válcovanými profily typu I (na obrázku 1.2 a 1.3), HEA, HEPA atd. Oba hlavní nosníky mohou být svázané nebo nesvázané.



Obr. 1.2 nosný průřez mostu tvořen dvěma nesvázanými profily I

Nesvázané profily	
Výhody	Nevýhody
Nosné profily se nechovají jako nosník jednoho průřezu	Nízká tuhost
Jednotlivé profily jsou nahraditelné	Riziko boulení
	Velikost rozměru b má větší vliv na klopení než u svázaných nosníků

Tab. 1.2 výhody a nevýhody nesvázaných profilů



Obr. 1.3 nosný průřez tvořen dvěma svázanými profily

Svázané profily	
Výhody	Nevýhody
Vysoká tuhost	Vyšší hmotnost konstrukce
Zvětšení nosného průřezu	Horší nahraditelnost jednotlivých prvků konstrukce
Díky pravidelnému ztužení nosného mostu příčníky odpadá boulení	
Velikost rozměru b nemá velký vliv na klopení nosníků	

Tab. 1.3 výhody a nevýhody svázaných profilů

V závislosti na zvolené alternativě se mohou objevit různé způsoby uložení jeřábové kočky, ta může pojíždět po horní či dolní pásnici, a může být buď podvěšená nebo pojíždět na vlastním vozíčku po kolejnici. Výhody a nevýhody jsou uvedeny v tabulkách 1.4, 1.5,1.6 a 1.7.

Jeřábová kočka pojíždí po spodní pásnici	
Výhody	Nevýhody
Kladkostroj nezasahuje mimo těleso mostu	Horší přístupnost kladkostroje
Zvýšená výška zdvihu	Varianta nepříznivě ovlivňuje klopení hlavních nosníků
Nosné profily lze svázat	Vlivem uchycení kočky vzniká ve spodní pásnici lokální ohybové napětí σ_{loc}

Tab. 1.4 výhody a nevýhody kladkostroje pojížděného na spodní pásnici

Kladkostroj podvěšen na spodní pásnici	
Výhody	Nevýhody
Přístupnost kladkostroje	Snížená výška zdvihu
Nosné profily lze svázat	Varianta nepříznivě ovlivňuje klopení hlavních nosníků
	Vlivem uchycení kočky vzniká ve spodní pásnici lokální ohybové napětí σ_{loc}

Tab. 1.5 výhody a nevýhody kladkostroje podvěšeného na spodní pásnici

Jeřábová kočka podvěšena na horní pásnici	
Výhody	Nevýhody
Není třeba řešit lokální ohybové napětí σ_{loc}	Nutno opatřit nosný profil kolejnicí
Zvýšená výška zdvihu	Horší přístupnost kladkostroje
Menší klopení než u variant s pojížděnou spodní pásnicí	Jeřábová kočka může vyskočit z kolejnice při dynamickém rázu
Snažší řešení boulení	Nosné profily nelze svázat

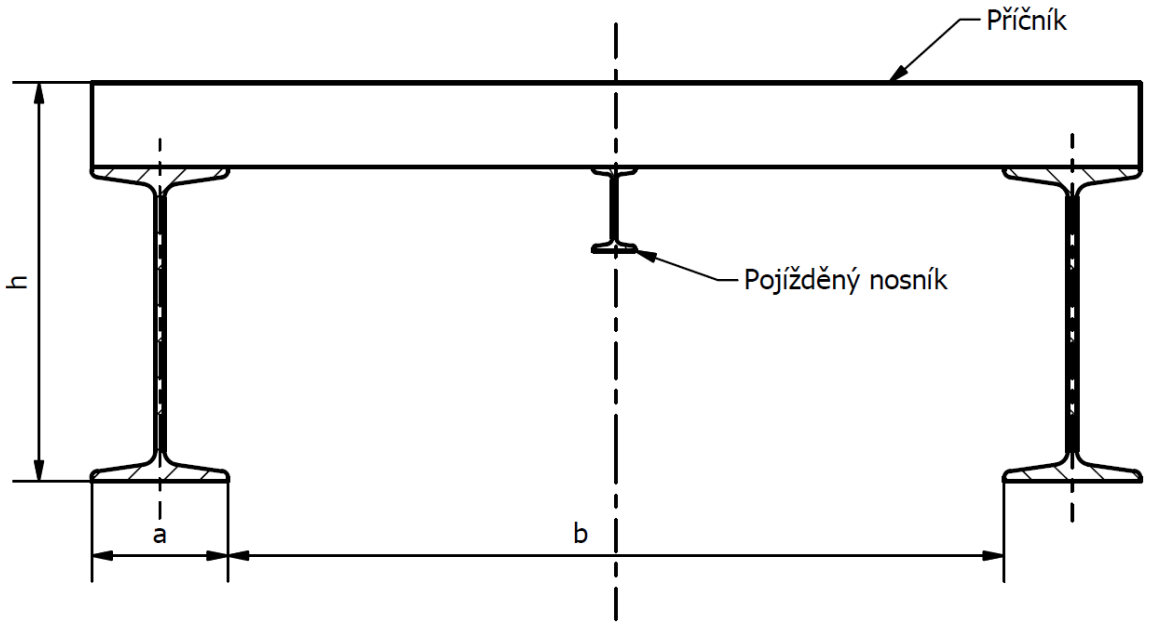
Tab. 1.6 výhody a nevýhody kladkostroje podvěšeného na horní pásnici

Jeřábová kočka pojíždí na horní pásnici	
Výhody	Nevýhody
Není třeba řešit lokální ohybové napětí σ_{loc}	Nutno opatřit nosný profil kolejnicí
Zvýšená výška zdvihu	Horší přístupnost kladkostroje
Menší klopení než u variant s pojížděnou spodní pásnicí	Jeřábová kočka může vyskočit z kolejnice při dynamickém rázu
Snažší řešení boulení	Nosné profily nelze svázat
	Větší průjezdný profil jeřábu

Tab. 1.7 výhody a nevýhody kladkostroje pojížděného po horní pásnici

1.2 Použité řešení

S přihlédnutím k výhodám a nevýhodám jednotlivých variant nosného mostu, požadavkům na ocelovou konstrukci jsem se rozhodl zvolit kombinaci zavěšeného kladkostroje a 2 svázaných nosníků. Svázání nosníků mostu bude provedeno v pravidelných intervalech, po celé délce hlavních nosníků. Uspořádání profilů viz obrázek 1.4, jeho výhody a nevýhody jsou uvedeny v tabulce 1.8.



Obr. 1.4 Uspořádání řešené varianty

Použité řešení	
Výhody	Nevýhody
Kladkostroj nezasahuje mimo těleso mostu	Více spojovacích uzlů
Maximální možná výška zdvihu pro dané podmínky	Hmotnost konstrukce
Zvýšená tuhost konstrukce	Vlivem uchycení kočky vzniká ve spodní pásnici pojížděného nosníku lokální ohybové napětí σ_{loc}
Konstrukcí hlavních nosníků lze předejít klopení i boulení	
Pojížděný nosník není součástí nosného průřezu mostu => pokles napětí	
Příznivé hodnoty napětí z hlediska statického i dynamického vzhledem k rozpětí a nosnosti jeřábu	

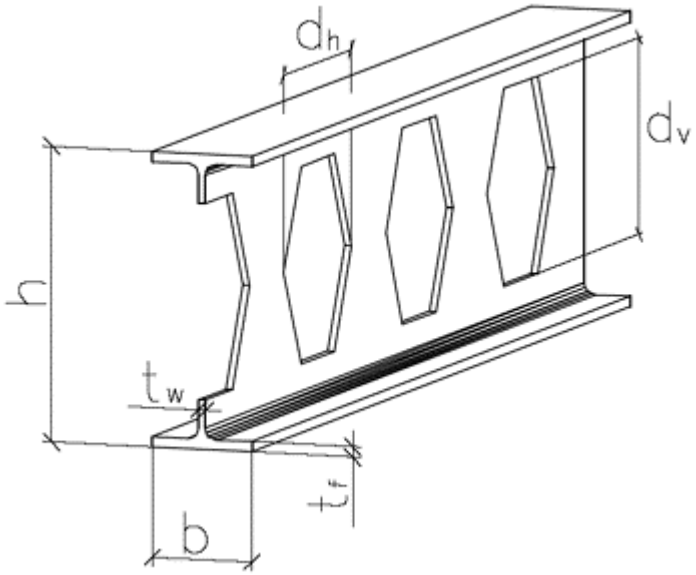
Tab. 1.8 výhody a nevýhody použitého řešení

1.2.1 Konstrukční prvky užitého řešení

V předchozí kapitole byla shrnuta volba a uspořádání jeřábového mostu, tato kapitola se zabývá shrnutím ostatních prvků, které budou v rámci této práce na jeřábu řešeny, jednotlivým kontrolám a volbám prvků z těchto kontrol vycházejících se budou věnovat samostatné kapitoly v této práci.

1.2.2 Profily jeřábového mostu

Hlavní nosné profily budou válcované nosníky typu HEA500, vzhledem k jejich vhodnému průřezu, vzhledem k tomu, že je potřeba dosáhnout maximální výšky zdvihu volím tyto nosníky jako prolamované (hmotnost a nosnost zůstává zachována ale nosník změní svou výšku z 500[mm] na 690[mm]).

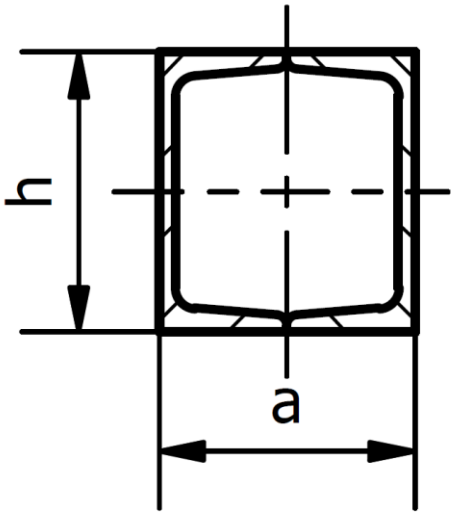


Obr. 1.5 prolamovaný válcovaný profil HEA [12]

Profily svazující most jeřábu budou taktéž válcované nosníky typu HEA, u těchto bude zachován plný průřez profilu.

1.2.3 Pojížděný příčník

Most jeřábu bude pevně spojen s pojížděnými příčníky, ty budou tvořeny ze dvou válcovaných U profilů svařených ve skříňový nosník, tím bude zajištěna jejich vysoká tuhost v ohybu i v krutu.



Obr. 1.6 pojížděný příčník

1.2.4 Spoje

V použitém řešení volím kombinaci spojů šroubovaných a svařovaných, nicméně většina spojů bude svařovaná, vzhledem k vysoké tuhosti, kterou svarový spoj vykazuje, nicméně tyto svary mají na ocelovou konstrukci vrubový účinek, ke kterému je třeba přihlédnout při kontrole z hlediska únavy. Následuje výčet spojů a jejich typ:

Svařované spoje na ocelové konstrukci:

- Spojení hlavních nosníků a nosníků svazujících
- Spojení jeřábového mostu a pojížděného příčníku
- Připojení veškerých ztužujících prvků

Šroubové spoje na ocelové konstrukci:

- Spojení pojížděného nosníku s nosníky svazujícími
- Připojení nosníků elektrického vedení
- Připojení hnacích motorů a ložiskových domků pojezdu

1.2.5 Ztužení ocelové konstrukce

Jeřáb je vystaven řadě nepříznivých faktorů, které vznikají působením sil na ocelovou konstrukci jeřábu, pro minimalizaci jejich vlivu bude ocelová konstrukce na nejvíce zatěžovaných místech vyztužena. Následuje tabulka s přehledem kritických míst a způsobem jejich vyztužení.

Ztužování ocelové konstrukce jeřábu		
Kritické místo	Negativní vliv	Způsob ztužení
Hlavní nosníky jeřábového mostu	Vzhledem k délce profilů a jejich zatížení existuje riziko klopením a lokálním boulením	Po celé délce nosníků budou v pravidelných intervalech přivařeny ztužující žebra
Spodní pásnice pojížděného nosníku	Vlivem uložení kočky zde vznikají nezanedbatelná ohybová napětí	Po celé délce spodní pásnice bude přivařen ocelový pás
Šroubový spoj mezi pojížděným nosníkem a příčnými svazujícími nosníky	Riziko střihu šroubu vzhledem k malé výšce spojených ploch	Mezi spojované prvky budou vloženy ocelové podložky pro zvětšení nosné délky závitu
Pojížděný příčník	Vysoké napětí	Pojížděný příčník bude ztužen ocelovým pásem po celé délce na horní i dolní pásnici

Tab. 1.9 přehled ztužování ocelové konstrukce

1.2.6 Pojezd jeřábu

Jeřáb bude pojíždět po 4 kolech (2 na každé straně), tyto kola budou uložena v pojížděném příčníku na valivých ložiscích, kola budou opatřena z obou stran nákolky a jejich povrch bude zušlechtěn, kola budou pojíždět po kolejnici obdélníkového průřezu, která bude součástí jeřábové dráhy.

Samotný pohon budou obstarávat dva motory s převodovkou vybavené frekvenčním měniči na každé straně jeřábu. Pro redukování opotřebení nákolků vlivem příčení jeřábu budou ponechány mezi nákolky a kolejnicí vyšší vůle, více k pojezdu jeřábu viz samostatná kapitola **3. Pojezd jeřábu**.

1.2.7 Kladkostroj

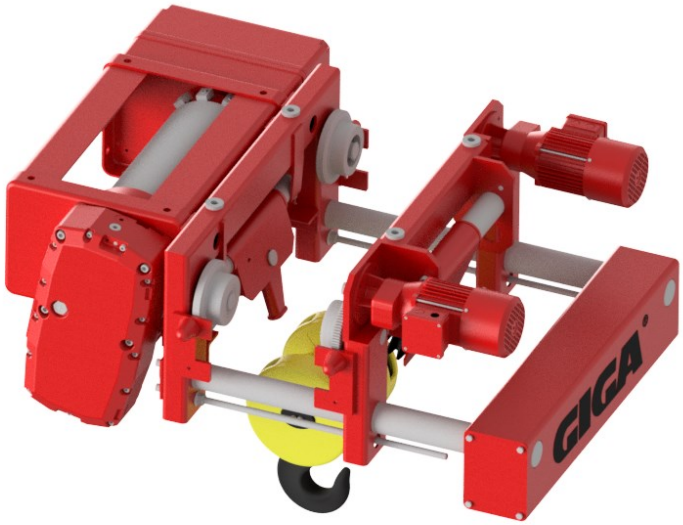
Volba kladkostroje vychází z požadované nosnosti, konstrukce jeřábového mostu a pracovního prostředí. Na výběr je celé řada výrobců, nicméně typy, které tito výrobci dodávají, se víceméně neliší, všichni výrobci jsou schopni zaručit splnění podmínek, které jsem dříve vyjmenoval, proto rozhodují spíše ekonomické faktory, jako jsou:

- Pořizovací cena
- Doba záruky
- Kvalita servisu
- Dostupnost a cena náhradních dílů
- Náročnost údržby

Na základě těchto faktorů jsem zvolil kladkostroj firmy GIGA GHM 5000 se 4 nosnými průřezy lana, přesné označení modelu a jeho technické parametry jsou shrnuty v tabulce č. 1.10.

Kladkostroj GIGA GHM 5000-16-4/1-9					
Nosnost [kg]	Rychlost zdvihu [m/min]	Typ a způsob vedení lana	Výška zdvihu [m]	Motor zdvihu [kW]	Rychlost pojezdu [m/min]
5000	0.6/4	16-4/1	9	0.67	5/20

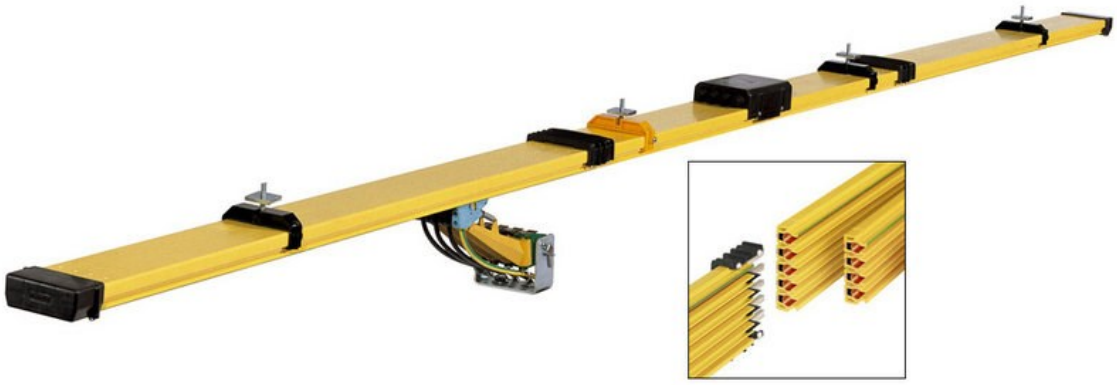
Tab. 1.10 specifikace kladkostroje GIGA [4]



Obr. 1.7 pohled na zvolený kladkostroj

1.2.8 Elektrické rozvody

Přívod elektrické energie na jeřáb bude uskutečněn pomocí uzavřené izolované troleje firmy Conductix Wampfler, tyto troleje jsou přímo vyvíjené pro jeřábovou dopravu, jsou chráněny proti dotyku a mají malé zástavbové rozměry. Lze volit vícepólové troleje pro zajištění všech elektrických funkcí jeřábu.



Obr. 1.8 Trolejové vedení firmy Conductix Wampfler [5]

Přívod elektrické energie ke kladkostroji jeřábu bude uskutečněn pomocí kabelů a kabelových vozíků firmy Conductix Wampfler, tyto prvky jsou také vyvíjeny pro jeřábovou dopravu tedy splňují veškeré požadavky na provoz, především dynamickou únosnost.

Obr. 1.9 Kabelový vozík firmy Conductix Wampfler [5]

1.2.9 Nárazníky

Na jeřábu budou instalovány polyurethanové nárazníky firmy Conductix Wampfler, tyto nárazníky se vyznačují vysokou absorpční schopností, díky vysoké stlačitelnosti objemu jsou schopny výrazně tlumit deformační energii při najetí jeřábu na narážky v plné rychlosti. Dle výrobce se tyto nárazníky volí dle celkové kinetické energie jeřábu.

$$W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \ [J] \qquad W = \frac{1}{2} \cdot 12210 \cdot 0{,}385^2 = 904{,}91 \ [J] \tag{1.1}$$

Kde m=12 210[kg] je celková hmotnost jeřábu s maximálním břemenem (viz dále) a v=23[m/min] je maximální pojezdová rychlost.

Volím nárazník 0180112-080x120 z katalogu firmy Conductix, který je schopen pojmout energii 2[kJ] a zastavit jeřáb do maximální rychlosti 4[m/s] [5].

Výpočet deformací vzniklých vlivem naražení jeřábu na narážky nebude v práci řešen, vzhledem k předpokládané vysoké tuhosti jeřábu, omezovacím funkcím pojezdu, a nárazníkům které pojmou dvojnásobnou kinetickou energii než je jeřáb schopen vyvinout.

Obr 1.10 Polyuretanový nárazník firmy Conductix Wampfler [5]

2. Výpočet Ocelové konstrukce jeřábu

Součinitele zatížení jsou voleny dle ČSN 27 0103 [2].

Stálé	Od vlastní hmotnosti	$\gamma_g[-]$	$\gamma_g = 1{,}1[-]$
Nahodilé	Od břemene	$\gamma_b[-]$	$\gamma_b = 1{,}3[-]$
	Kladkostroje	$\gamma_f[-]$	$\gamma_f = 1{,}1[-]$
Od setrvačných sil	Zdvih/Spouštění	$\delta_h[-]$	$\delta_h = 1{,}22[-]$
	Pojíždění	$\delta_t[-]$	$\delta_t = 1{,}1[-]$
	Rozjíždění/Brždění	$\gamma_i[-]$	$\gamma_i = 1{,}1[-]$
	Příčení	$\gamma_{tp}[-]$	$\gamma_{tp} = 1{,}1[-]$
Součinitel podmínek působení		$\gamma_u[-]$	$\gamma_u = 1{,}0[-]$
Mimořádné		$\gamma_n[-]$	$\gamma_n = 1{,}0[-]$

Tab. 2.0 Součinitele zatížení dle [2].

Materiál konstrukce:

Pro svařované konstrukce je vhodný materiál S235 s mezí kluzu $Re = 235[MPa]$ a mezí pevnosti $Rm = 360[MPa]$, dle závažnosti namáhání lze volit pevnější materiál S355 s mezí kluzu $Re = 355[MPa]$ a mezí pevnosti $Rm = 630[MPa]$.

- Válcovaný materiál pevnostní řady S235 (11 375.0)
- Válcovaný materiál pevnostní řady S355 (11 523.0)

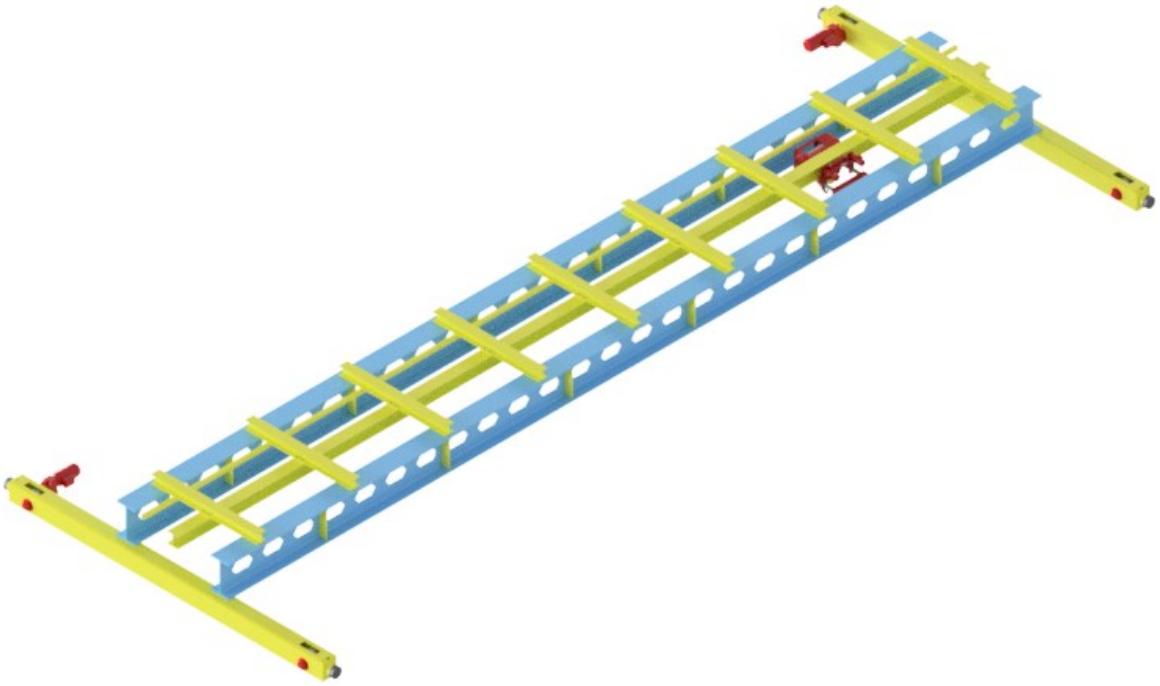
Výpočtová pevnost jednotlivých materiálů:

$$R_d = \frac{R_e}{\gamma_{mo}}[MPa] \qquad R_d = \frac{235}{1{,}15} = 204[MPa] \qquad (2.1)\ [1]$$

$$R_d = \frac{R_e}{\gamma_{mo}}[MPa] \qquad R_d = \frac{355}{1{,}15} = 308[MPa] \qquad (2.2)\ [1]$$

2.1 Výpočet hlavního nosníku mostu HEA 500

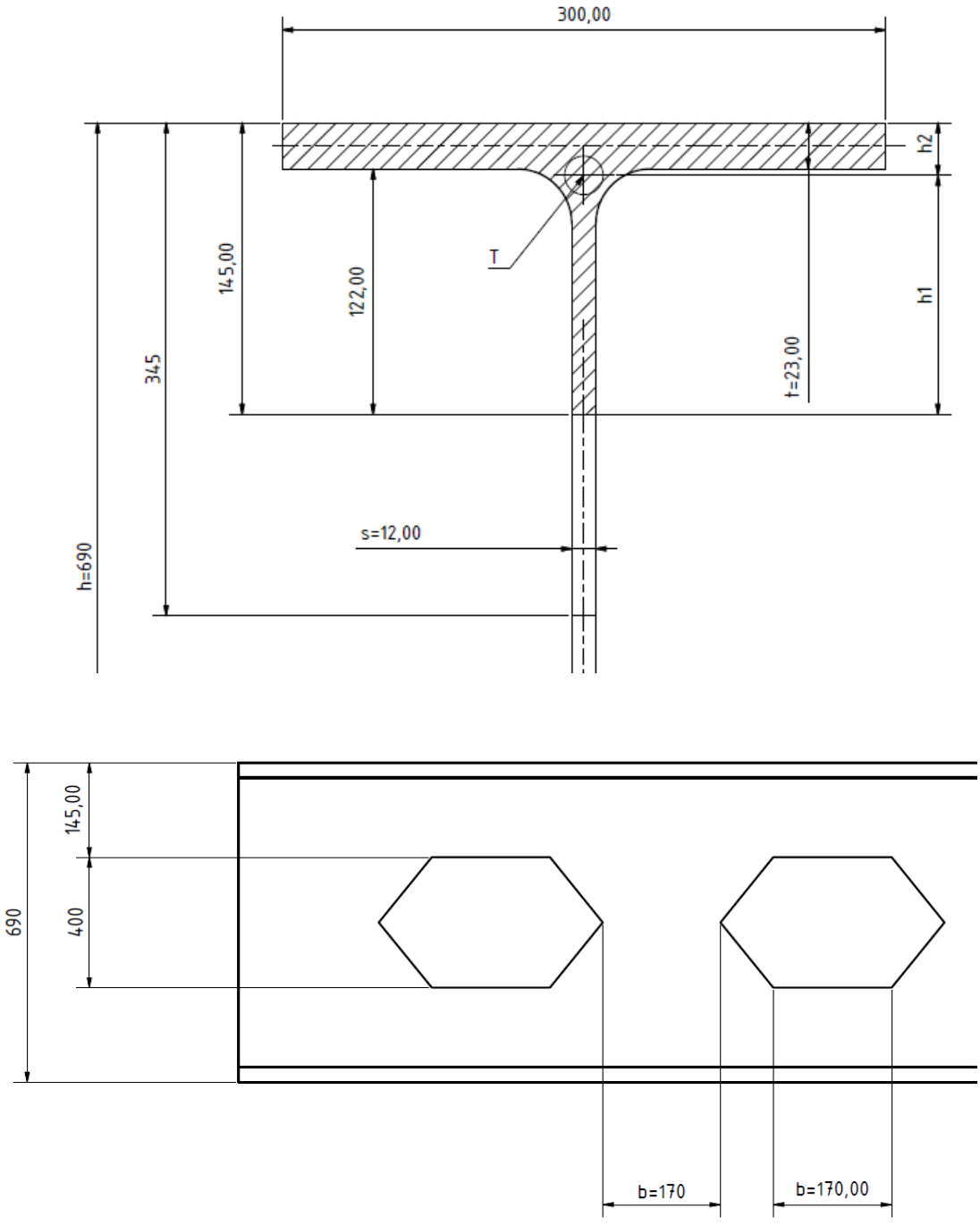
Oba nosníky počítám jako jeden nosník zatížený maximální silou, s dvojnásobným průřezovým modulem k ohybu (2 nosníky), nosník lze považovat za bezpečný dle [2] pokud splní podmínku průhybu nebo podmínku útlumu při kmitání, pro kontrolu uvádím obě tyto podmínky.



Obr. 2.1 Hlavní nosníky jeřábu (modře)

2.1.1 Průřezové charakteristiky:

Pojížděný nosník do nosného průřezu mostu jeřábu pro kontrolu tohoto nosníku nezapočítávám bude zkontrolován zvlášť. Nosníky jsou navrženy jako prolamované vyrobené z profilu HEA500 jeho charakteristiky jsou v obr.2.2.



Obr. 2.2 Průřezové charakteristiky prolamovaného HEA500

Těžiště průřezu:

Znám plochu S_1=15[cm^2] (plocha průřezu pásnice) a plochu S_2=69[cm^2] (plocha průřezu stojny), je známo, že součet dílčích statických momentů ploch se musí rovnat celkovému statickému momentu plochy, výpočet souřadnic těžiště dle (2.1):

$$S_1 \cdot \left(t + \frac{h_4}{2}\right) + S_2 \cdot \left(\frac{t}{2}\right) = S_c \cdot h_2 \tag{2.1}$$

$$h_2 = \frac{S_1 \cdot \left(t + \frac{h_4}{2}\right) + S_2 \cdot \left(\frac{t}{2}\right)}{S_C}[mm]$$

$$h_2 = \frac{15 \cdot \left(2{,}3 + \frac{12{,}2}{2}\right) + 69 \cdot \left(\frac{2{,}3}{2}\right)}{84} = 24{,}5[mm]$$

$$h_1 = 145 - 24{,}5 = 120{,}5[mm]$$

Souřadnice těžiště průřezu je tedy **h_1=120,5[mm]** a **h_2=24,5[mm]**

Moment setrvačnosti k ose x:

Počítám pomocí plochy průřezu F_a≈87[cm^2] a vzdálenosti h=641[mm] která představuje vzdálenost mezi těžišti dvou identických průřezů.

$$I_x = 2 \cdot F_a \cdot \left(\frac{h}{2}\right)^2 [cm^4] \qquad I_x = 2 \cdot 87 \cdot \left(\frac{64{,}1}{2}\right)^2 = 178\,733[cm^4] \tag{2.2} [3]$$

Průřezový modul v ohybu k ose x:

Počítám pomocí plochy průřezu F_a≈87[cm^2] a vzdálenosti h=641[mm] která představuje vzdálenost mezi těžišti dvou identických průřezů.

$$W_x = F_a \cdot h[cm^3] \qquad W_x = 87 \cdot 64{,}1 = 5576{,}7[cm^3] \tag{2.3} [3]$$

Moment setrvačnosti k ose y:

Pro přenos příčných sil uvažuji pouze spolupůsobení horních pásnic nosníků spojených příčnými nosníky

Dle Steinerovy věty, b_1=300[mm] (šířka profilu) a b_2=1500[mm] (vzdálenost os nosníků)

$$I_y = 2 \cdot I_{y500} + 2 \cdot t \cdot b_1 \cdot \left(\frac{b_2}{2}\right)^2 [cm^4] \quad (2.4)\ [3]$$

$$I_y = 2 \cdot 10\,370 + 2 \cdot 2{,}3 \cdot 30 \cdot \left(\frac{150}{2}\right)^2 = 796\,990[cm^4]$$

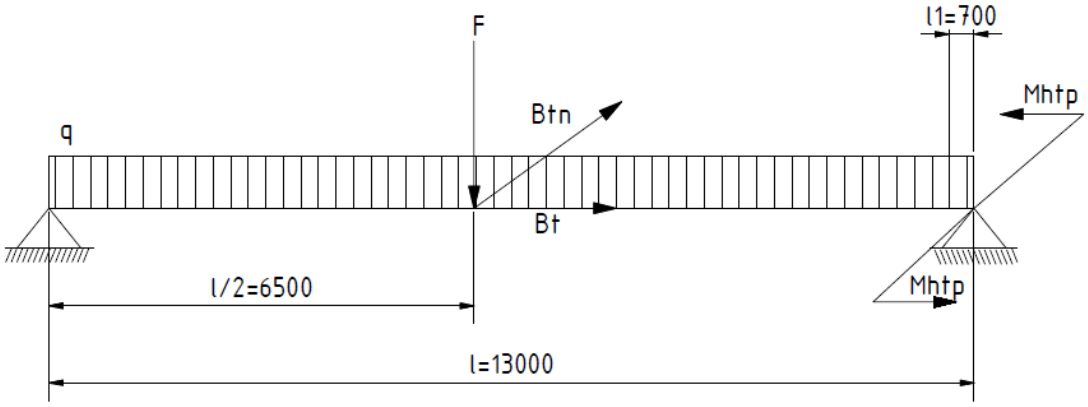
Průřezový modul v ohybu k ose y:

Počítám pomocí momentu setrvačnosti k ose y, a polohy neutrální osy průřezů.

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b_2}{2} + \frac{b_1}{2}}[cm^3] \qquad W_y = \frac{796\,990}{\frac{150}{2} + \frac{30}{2}} = 8855[cm^3] \quad (2.5)\ [3]$$

2.1.2 Kombinace zatížení hlavního nosníku:

Hlavní nosník je zatížen silou F[N] od břemene a kladkostroje, spojitým zatížením q[N/m] a brzdnou silou jeřábu B_{tn}[N]=B_t[N] (tato síla představuje účinek setrvačné hmoty kladkostroje) dále na nosník působí setrvačná spojitá síla p_b[N/m]. Kombinace zatížení ve všech třech osách nosníku je znázorněna na obrázku 2.3.



Obr. 2.3 Kombinace zatížení nosníku HEA500

Rozměry nosníku jsou dané zadáním, hodnota l_1[mm] vyjadřuje vzdálenost kladkostroje od podpory (kladkostroj nepojíždí po celé délce nosníku).

2.1.3 Svislé síly působící na hlavní nosník:

Spojité zatížení q[N/m]

$$q = q_n \cdot g \cdot \gamma_g \left[\frac{N}{m}\right] \qquad q = 388{,}1 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}1 = 4\,188 \left[\frac{N}{m}\right] \tag{2.6}$$

Kde q_n je součtem zatížení hmotností ocelové konstrukce, kterou hlavní nosník přenáší.

$$q_n = 2 \cdot q_{500} + q_{180} + q_p \left[\frac{kg}{m}\right] \tag{2.7}$$

$$q_n = 2 \cdot 155 + 48{,}1 + 30 = 388{,}1 \left[\frac{kg}{m}\right]$$

Kde q_p představuje zatížení příčníky a trolejovým vedením, q_p=30$\left[\frac{kg}{m}\right]$

Síla od břemene a kladkostroje F[N]:

$$F = (Q \cdot \gamma_b + G \cdot \gamma_f) \cdot \delta_h [N] \qquad F = (49\,050 \cdot 1{,}3 + 2100 \cdot 1{,}1) \cdot 1{,}22 = 80\,611{,}5[N] \tag{2.8}$$

Kde Q představuje sílu vyvozenou břemenem o hmotnosti 5[t] a G sílu vyvozenou hmotností kladkostroje, jednotlivé součinitele jsou objasněny na začátku kapitoly.

2.1.4 Vodorovné síly působící na hlavní nosník:

Od brzdné síly jeřábu Btn=Bt[N] (účinek setrvačné hmoty kladkostroje a břemene):

Součinitel tření mezi koly jeřábu a kolejnicí je $\mu = 0{,}14$ brzděná jsou dvě kola jeřábu proto zrychlení (zpomalení) jeřábu je $a_j = 0{,}07g$

$$B_{tn} = B_t = \frac{Q + G}{g} \cdot a_j \cdot \gamma_i [N] \tag{2.9}$$

$$B_{tn} = B_t = \frac{49\,050 + 2100}{9{,}81} \cdot 0{,}07g \cdot 1{,}1 = 3\,939[N]$$

Spojitá setrvačná síla P_b:

$$P_b = q_n \cdot a_j \cdot \gamma_i [N/m] \qquad P_b = 388{,}1 \cdot 0{,}07g \cdot 1{,}1 = 293[N/m] \tag{2.10}$$

Příčení:

Vlivem výrobních a montážních nepřesností, stejně jako neschopností dokonale plynule regulovat rychlost pojezdu jednotlivých stran jeřábu dochází k příčení jeřábu.

$$\sum K = (Q + G) \cdot \frac{l - l_1}{l} + \frac{m_j \cdot g}{2}[N] \quad (2.11)\ [2]$$

$$\sum K = \left(49\,050 + 2100\right) \cdot \frac{13 - 0{,}7}{13} + \frac{7000 \cdot 9{,}81}{2} = 82\,730{,}8[N]$$

Kde $\sum K$ je je zatížení kol na více zatížené větvi jeřábu (tedy zatížení dvou kol), m_j[kg] odhad hmotnosti jeřábu.

$$H_{tp} = \lambda \cdot \sum K \cdot \gamma_{tp}[N] \quad (2.12)\ [2]$$

$$H_{tp} = 0{,}0738 \cdot 82\,730{,}8 \cdot 1{,}1 = 6716[N]$$

Kde λ se spočítá dle:

$$\lambda = 0{,}025 \cdot \frac{l}{s}[-] \qquad \lambda = 0{,}025 \cdot \frac{13}{4{,}4} = 0{,}0738[-] \quad (2.13)\ [2]$$

Kde s je rozvor kol jeřábu s=4400[mm].

2.1.4 Maximální ohybové momenty v hlavním nosníku:

Znám zatěžující síly, můžu se pustit do výpočtu zatěžujících momentů, jejich výpočet je dle statických tabulek.

Svislé:

Od vlastní hmotnosti:

$$M_q = \frac{1}{8} \cdot q \cdot l^2 [Nm] \qquad M_q = \frac{1}{8} \cdot 4188 \cdot 13^2 = 88\,471{,}5 [Nm] \tag{2.14} [3]$$

Břemeno a kladkostroj:

$$M_f = \frac{F \cdot l}{4} [Nm] \qquad M_f = \frac{80\,611{,}5 \cdot 13}{4} = 261\,987 [Nm] \tag{2.15} [3]$$

Vodorovné:

Od brzdné síly jeřábu

$$M_{Btn} = \frac{B_{tn} \cdot l}{4} + p_b \cdot \frac{l^2}{8} [Nm] \tag{2.16} [3]$$

$$M_{Btn} = \frac{3939 \cdot 13}{4} + 293 \cdot \frac{13^2}{8} = 18\,991{,}4 [Nm]$$

Od příčení jeřábu

$$M_{Htp} = H_{Htp} \cdot s [Nm] \qquad M_{Htp} = 6716 \cdot 4{,}4 = 29\,550 [Nm] \tag{2.17}$$

2.1.5 Napětí v dolní a horní pásnici hlavního nosníku:

Zatěžující momenty jsou nyní známé, mohu se pustit do určování napětí, obě pásnice jsou stejné, shodně zatížené proto stačí spočítat napětí v horní.

Napětí od vlastní hmotnosti:

$$\sigma_q^H = \frac{M_q}{2 \cdot W_x}[MPa] \qquad \sigma_q^H = \frac{88\,471{,}5}{2 \cdot 5\,576{,}7} = 7{,}93[MPa] \tag{2.18}$$

Napětí od břemene a kladkostroje:

$$\sigma_F^H = \frac{M_F}{2 \cdot W_x}[MPa] \qquad \sigma_q^H = \frac{261\,987}{2 \cdot 5\,576{,}7} = 23{,}48[MPa] \tag{2.19}$$

Napětí od brzdné síly jeřábu:

$$\sigma_{Btn}^H = \frac{M_{Btn}}{W_y}[MPa] \qquad \sigma_{Btn}^H = \frac{18\,991{,}4}{8\,855} = 2{,}14[MPa] \tag{2.20}$$

Napětí od příčení:

$$\sigma_{Htp}^H = \frac{M_{Htp}}{W_y}[MPa] \qquad \sigma_{Htp}^H = \frac{29\,550}{8\,855} = 3{,}33[MPa] \tag{2.21}$$

Celkové napětí:

Napětí lze sečíst, protože maximální napětí nastává ve stejném krajním vlákně posuzovaného průřezu.

$$\sigma^H = \sigma_q^H + \sigma_F^H + \sigma_{Btn}^H + \sigma_{Htp}^H[MPa] \tag{2.22}$$

$$\sigma^H = 7{,}93 + 23{,}48 + 2{,}14 + 3{,}33 = 36{,}88[MPa]$$

Celkové napětí vyšlo 36,88[mPa] mohu tedy pro hlavní nosníky zvolit materiál S235 a zůstat na straně bezpečnosti.

2.1.6 Průhyb hlavního nosníku

Nosník je zatížen silou od břemene a vlastní hmotností to vyústí ve dva sledované průhyby nosníku (průhyb od břemene a stálý průhyb od nosnosti).

Průhyb od břemene y_1:

$$y_1 = \frac{(Q+G)\cdot l^3}{48\cdot E\cdot I_x}[mm] \qquad y_1 = \frac{(49\,050+2100)\cdot 13^3}{48\cdot E\cdot 178\,733\cdot 10^{-8}} = 3{,}11[mm] \tag{2.23} [3]$$

Průhyb od vlastní hmotnosti y_2:

$$y_2 = \frac{5\cdot q_N\cdot l^4}{384\cdot E\cdot I_x}[mm] \qquad y_2 = \frac{5\cdot 388{,}1\cdot 9{,}81\cdot 13^4}{384\cdot E\cdot 178\,733\cdot 10^{-8}} = 1{,}86[mm] \tag{2.24} [3]$$

Vodorovný průhyb od brždění x_1:

$$x_1 = \frac{B_{tn}\cdot l^3}{48\cdot E\cdot I_y\cdot \gamma_i}[mm] \quad x_1 = \frac{3939\cdot 13^3}{48\cdot E\cdot +796\,990\cdot 10^{-8}\cdot 1{,}1} = 0{,}097[mm] \tag{2.25} [3]$$

Bezpečnost pro průhyb nosníku je

$$k_d = \frac{l}{700} \geq y_1 + y_2 \qquad k_d = \frac{13000}{700} = 18{,}5 \geq 3{,}11 + 1{,}86 \tag{2.26} [2]$$

Bezpečnost nosníku z hlediska průhybu vyhověla dle [2].

2.1.7 Podmínky útlumu při rozkmitu hlavního nosníku

Nosníky po odložení břemene začínají kmitat, norma ČSN 27 0103 říká, že amplituda rozkmitaného mostu musí klesnout uprostřed mostu během 15 sekund na 0,5[mm].

Průhyb nosníku od jmenovitého břemene:

$$z_{st} = \frac{Q \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}[mm] \qquad z_{st} = \frac{49\,050 \cdot 13^3}{48 \cdot E \cdot 2 \cdot 178\,733 \cdot 10^{-8}} = 2{,}99[mm] \tag{2.27} [2]$$

Poměr nosníku

$$\frac{h}{l}[-] \qquad \frac{690}{13000} = 0{,}053 = \frac{1}{18{,}84}[-] \tag{2.28} [2]$$

Tomuto poměru nosníku odpovídá logaritmický dekrement útlumu kmitání

$\nu = 0{,}08[-]$ [2].

Tuhost jeřábového nosníku:

$$C_0 = \frac{48 \cdot E \cdot 2 \cdot I_x}{l^3}[N/m] \tag{2.29} [2]$$

$$C_0 = \frac{48 \cdot E \cdot 2 \cdot 178\,733 \cdot 10^{-8}}{13^3} = 16\,400\,806[N/m]$$

Redukovaná hmotnost nosníku a kladkostroje kmitající s nosníkem po odložení jmenovitého břemene:

$$m_{red} = \frac{q \cdot l}{2} + \frac{m_k}{i}[kg] \qquad m_{red} = \frac{388{,}1 \cdot 13}{2} + \frac{210}{2} = 2\,627{,}65[kg] \tag{2.30} [2]$$

Kde m_k je hmotnost kladkostroje, a [i] je počet nosníků

Vlastní frekvence kmitání nosníku

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_0}{m_{red}}}[1/s] \qquad f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{16\,400\,806}{2627{,}65}} = 12{,}57[1/s] \tag{2.31} [2]$$

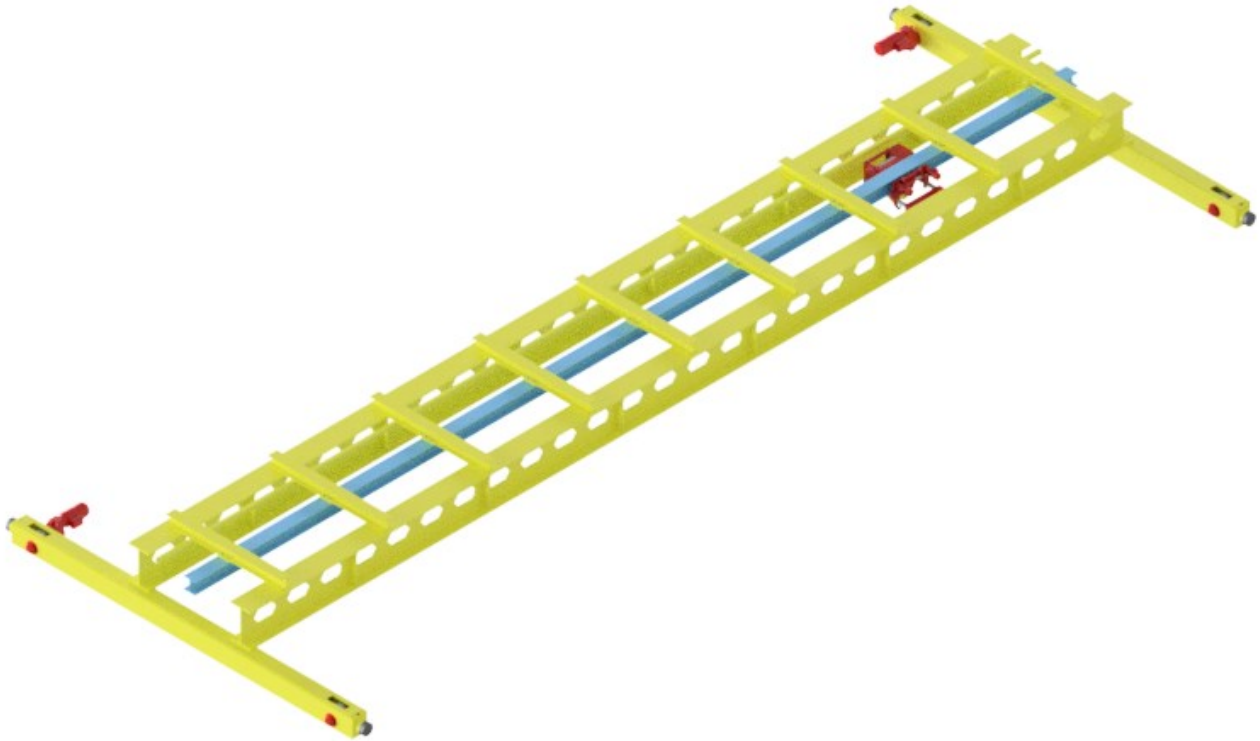
Doba útlumu

$$t_{tl} = \frac{\ln(2 \cdot z_{st})}{f \cdot \nu}[s] \qquad t_{tl} = \frac{\ln(2 \cdot 2{,}99)}{12{,}57 \cdot 0{,}08} = 1{,}77[s] \tag{2.32} [2]$$

Doba útlumu je 1,77 [s] nosník vyhoví požadavku na bezpečnost.

2.2 Výpočet pojížděného nosníku

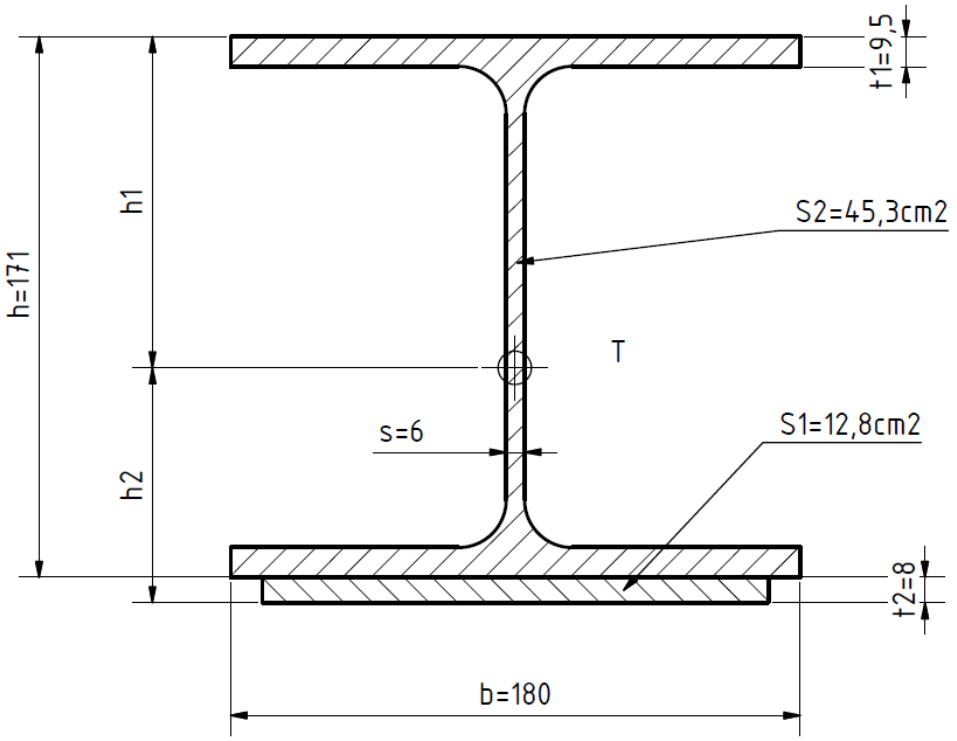
Je vyroben z profilu HEA 180 a je zavěšen na příčných trámcích (svazujících příčnících). Jeho spodní pásnice je ztužena ocelovým pásem 160x8.



Obr. 2.4 Pojížděný nosník (modře)

2.2.1 Průřezové charakteristiky pojížděného nosníku

Počítám dle stejné metodiky jako u hlavního nosníku (viz 2.1), jeho specifikace jsou na obrázku 2.5.



Obr. 2.5 Průřezové charakteristiky pojížděného nosníku

$$S_1 \cdot \frac{t_2}{2} + S_2 \cdot \left(t_2 + \frac{h}{2}\right) = S_c \cdot h_2$$

$$h_2 = \frac{S_1 \cdot \frac{t_2}{2} + S_2 \cdot \left(t_2 + \frac{h}{2}\right)}{S_C}[mm]$$

$$h_2 = \frac{12{,}8 \cdot 0{,}4 + 45{,}3 \cdot (0{,}8 + 8{,}55)}{58\,,1} = 74{,}6[mm]$$

$$h_1 = 179 - 74{,}6 = 104{,}4[mm]$$

Souřadnice těžiště průřezu jsou tedy **h_1=104,4[mm]** a **h_2=74,6[mm]**

Moment setrvačnosti k ose x:

Počítám pomocí Steinerovy věty:

$$I_x = I_{xHEA} + I_x + S_1 \cdot \left(h_2 - \frac{t_2}{2}\right)^2 + S_2 \cdot \left(h_1 - \frac{h}{2}\right)^2 [cm^4] \quad \text{(dle 2.2)}$$

$$I_x = 2510 + \frac{1}{12} \cdot 0{,}8^3 \cdot 16 + 16 \cdot (7{,}46 - 0{,}4)^2 + 45{,}3 \cdot (10{,}44 - 8{,}55)^2 = 3319{,}56[cm^4]$$

Kde I_{xHEA} je moment setrvačnosti HEA 180 a I_x je moment setrvačnosti ztužující pásnice.

Moment setrvačnosti k ose y:

Nedochází k vychýlení těžiště proto pouze sčítám momenty setrvačnosti nosných průřezů.

$$I_y = I_{yHEA} + I_y[cm^4] \qquad I_y = 925 + \frac{1}{12} \cdot 0{,}8 \cdot 16^3 = 1\,198[cm^4]$$

Kde I_{yHEA} je moment setrvačnosti HEA 180 a I_y moment setrvačnosti ztužující pásnice.

Průřezový modul v ohybu k ose x:

Vlivem nesymetrického ztužení došlo k posunu neutrální osy průřezu, dostávám dva průřezové moduly v ohybu.

$$W_{x1} = \frac{I_x}{h_1}[cm^3] \qquad W_{x1} = \frac{3319{,}56}{10{,}44} = 317{,}96[cm^3] \quad \text{dle (2.5)}$$

$$W_{x2} = \frac{I_x}{h_2}[cm^3] \qquad W_{x2} = \frac{3319{,}56}{7{,}46} = 444{,}98[cm^3] \quad \text{dle (2.5)}$$

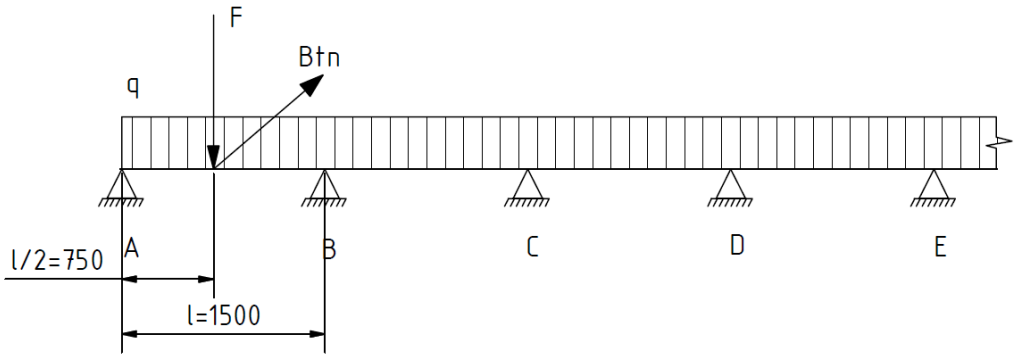
Průřezový modul v ohybu k ose y:

Neutrální osa prochází středem průřezu.

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}}[cm^3] \qquad W_y = \frac{1198}{\frac{18}{2}} = 133{,}11[cm^3] \quad \text{dle (2.5)}$$

2.2.2 Kombinace zatížení pojížděného nosníku

Nosník je zavěšen na 9 podporách působí na něj síla F[N] od hmotnosti břemene a kladkostroje, síla Btn[N] od brždění jeřábu a spojité zatížení q[N/m].



Obr. 2.6 Kombinace zatížení pojížděného nosníku

Svislé síly

Spojité zatížení q[N/m] od hmotnosti nosníku a ztužující pásnice:

$$q = q_n \cdot g \cdot \gamma_g \left[\frac{N}{m}\right] \qquad q = (35{,}5 + 4{,}4) \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}1 = 430 \left[\frac{N}{m}\right] \tag{2.33}$$

kde q_n je součet hmotností pásnice a nosníku [kg/m]

Od břemene a kladkostroje:

$$F = 80\,611[N] \tag{dle 2.8}$$

Vodorovné síly

Od brzdné síly jeřábu (setrvačná hmota kladkostroje a břemene)

$$B_{tn} = 3939[N] \tag{dle 2.9}$$

2.2.3 Maximální ohybové momenty vznikající v pojížděném nosníku

Znám zatěžující síly nosníku, mohu tedy počítat maximální momenty, které na tento nosník působí, vzorce pro výpočet momentů vychází ze statických tabulek.

Svislé

Momenty v podporách A a B vznikající od vlastní hmotnosti

$$M_{Bq} = -0{,}1071 \cdot q \cdot l^2 [Nm] \quad (2.34)\ [3]$$

$$M_{Bq} = -0{,}1071 \cdot 430 \cdot 1{,}5^2 = 103{,}61 [Nm]$$

$$M_{Aq} = 0{,}0772 \cdot q \cdot l^2 [Nm] \quad (2.35)\ [3]$$

$$M_{Aq} = 0{,}0772 \cdot 430 \cdot 1{,}5^2 = 74{,}69 [Nm]$$

Momenty v podporách A a B vznikající od hmotnosti břemene a kladkostroje

$$M_{BF} = -0{,}0937 \cdot F \cdot l [Nm] \quad (2.36)\ [3]$$

$$M_{BF} = -0{,}0937 \cdot 80\,611{,}5 \cdot 1{,}5 = 11\,330 [Nm]$$

$$M_{AF} = 0{,}2031 \cdot F \cdot l [Nm] \quad (2.37)\ [3]$$

$$M_{AF} = 0{,}2031 \cdot 80\,611{,}5 \cdot 1{,}5 = 24\,558 [Nm]$$

Vodorovné

Momenty v podporách A a B vznikající od brzdné síly jeřábu

$$M_{BBt} = -0{,}0937 \cdot B_t \cdot l [Nm] \quad (2.38)\ [3]$$

$$M_{BBt} = -0{,}0937 \cdot 3\,939 \cdot 1{,}5 = 553{,}6\ [Nm]$$

$$M_{ABt} = 0{,}2031 \cdot B_t \cdot l [Nm] \quad (2.39)\ [3]$$

$$M_{ABt} = 0{,}2031 \cdot 3\,939 \cdot 1{,}5 = 1200 [Nm]$$

2.2.4 Napětí v horní pásnici pojížděného nosníku

Nejvyšší moment nastává v podpoře A od břemene a kladkostroje, volím tedy toto místo pro kontrolu nosníku.

Napětí od vlastní hmotnosti v horní pásnici:

$$\sigma_q^H = \frac{M_{Aq}}{W_{x1}}[MPa] \qquad \sigma_q^H = \frac{74{,}69}{317{,}96} = 0{,}234[MPa] \tag{2.40}$$

Napětí od břemene a kladkostroje v horní pásnici:

$$\sigma_F^H = \frac{M_{AF}}{W_{x1}}[MPa] \qquad \sigma_q^H = \frac{24\,558}{317{,}96} = 77{,}23\ [MPa] \tag{2.41}$$

Napětí od brzdné síly jeřábu:

$$\sigma_{Btn}^H = \frac{M_{ABtn}}{W_y}[MPa] \qquad \sigma_{Btn}^H = \frac{1200}{133{,}11} = 9{,}01[MPa] \tag{2.42}$$

Celkové napětí v horní pásnici:

Napětí lze sečíst, protože maximální napětí nastává ve stejném krajním vlákně posuzovaného průřezu.

$$\sigma^H = \sigma_q^H + \sigma_F^H + \sigma_{Btn}^H[MPa] \tag{2.43}$$

$$\sigma^H = 0{,}234 + 77{,}23 + 9{,}01 = 86{,}474[MPa]$$

2.2.5 Napětí v dolní pásnici pojížděného nosníku

Napětí od vlastní hmotnosti v dolní pásnici:

$$\sigma_q^D = \frac{M_{Aq}}{W_{x2}}[MPa] \qquad \sigma_q^D = \frac{74{,}69}{444{,}98} = 0{,}167[MPa] \qquad \text{(dle 2.40)}$$

Napětí od břemene a kladkostroje v horní pásnici:

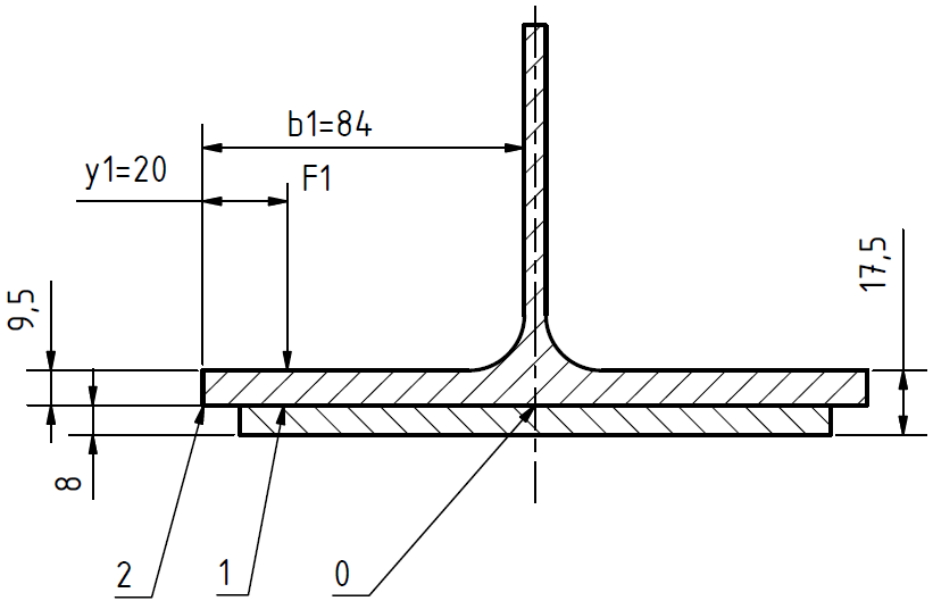
$$\sigma_F^D = \frac{M_{AF}}{W_{x2}}[MPa] \qquad \sigma_q^H = \frac{24\,558}{444{,}98} = 55{,}1\ [MPa] \qquad \text{(dle 2.41)}$$

Napětí od brzdné síly jeřábu:

$$\sigma_{Btn}^D = \frac{M_{ABtn}}{W_y}[MPa] \qquad \sigma_{Btn}^H = \frac{1200}{133{,}11} = 9{,}01[MPa] \qquad \text{(dle 2.42)}$$

Lokální napětí pásnice nosníku pojížděné kladkostrojem o 4 kolech kontroluje se ve třech bodech:

- Bod 0 neutrální osa nosníku (na obr. č. 0)
- Bod 1 působení síly od kola kladkostroje (na obr. č. 1)
- Bod 2 krajní vlákno nosného průřezu (na obr. č. 2)



Obr. 2.6 kontrolní body pro výpočet lokálního napětí

Napětí ve směru podélné osy nosníku

$$\sigma_{locxi} = \alpha_{xi} \cdot \frac{F_1}{t^2}[MPa] \quad (2.44)\ [2]$$

Napětí ve směru kolmém na podélnou osu nosníku

$$\sigma_{locyi} = \alpha_{yi} \cdot \frac{F_1}{t^2}[MPa] \quad (2.45)\ [2]$$

Poměr vzdáleností působiště síly od okraje pojížděné pásnice k její volné šířce λ dle

$$\lambda = \frac{y_1}{b_1}[-] \qquad \lambda = \frac{20}{84} = 0{,}238[-] \quad (2.46)\ [2]$$

Součinitelé α_{xi} a α_{yi} dle poměru λ.

α_{x0}	α_{x1}	α_{x2}	α_{y0}	α_{y1}	α_{y2}
0,216	1,8895	1,0403	-1,5991	1,044	0

Tab. 2.1 hodnoty součinitelů lokálního napětí dle 2.46 a [2]

Napětí v jednotlivých posuzovaných bodech pásnice, kde síla působící na jedno kolo je F_1=20 153[N].

$\sigma_{locxi}[MPa]$			$\sigma_{locyi}[MPa]$		
0	1	2	0	1	2
14,2	**124,3**	**68,4**	**-105,3**	**68,7**	**0**

Tab. 2.2 hodnoty napětí v jednotlivých posuzovaných bodech dle 2.44 a 2.45

Celkové napětí v dolní pásnici:

Pro bod 2 je napětí ve směru kolmém na podélnou osu nosníku nulové, jednotlivé složky napětí tedy sčítám:

$$\sigma_2^D = \sigma_q^D + \sigma_F^D + \sigma_{Btn}^D + \varepsilon \cdot \sigma_{locx2}[MPa] \quad (2.47)$$

$$\sigma_2^D = 0{,}167 + 55{,}1 + 9{,}01 + 0{,}75 \cdot 68{,}4 = 115{,}6[MPa]$$

Kde součinitel ε zahrnuje rychlý pokles napětí pří jízdě kladkostroje.

Pro bod 1 napětí ve směru kolmém na podélnou osu nosníku nabírá hodnotu dle výpočtu výše. Napětí tedy musím sčítat pod odmocninou (napětí jsou na sebe kolmá)

$$\sigma_1^D = \sqrt{(\sigma_q^D + \sigma_F^D + \sigma_{Btn}^D + \varepsilon \cdot \sigma_{locx1})^2 + \sigma_{locy1}^2}[MPa] \quad (2.48)$$

$$\sigma_1^D = \sqrt{(0{,}167 + 55{,}1 + 9{,}01 + 0{,}75 \cdot 124{,}3)^2 + 68{,}7^2} = 171{,}83[MPa]$$

Napětí v bodě 2 vyšlo 115,6[MPa] podobně napětí v bodě 1 vyšlo 171,83[MPa]. Tyto napětí jsou obě nižší než výpočtová pevnost materiálu S235 (204 [MPa]) a mohu ho tedy použít.

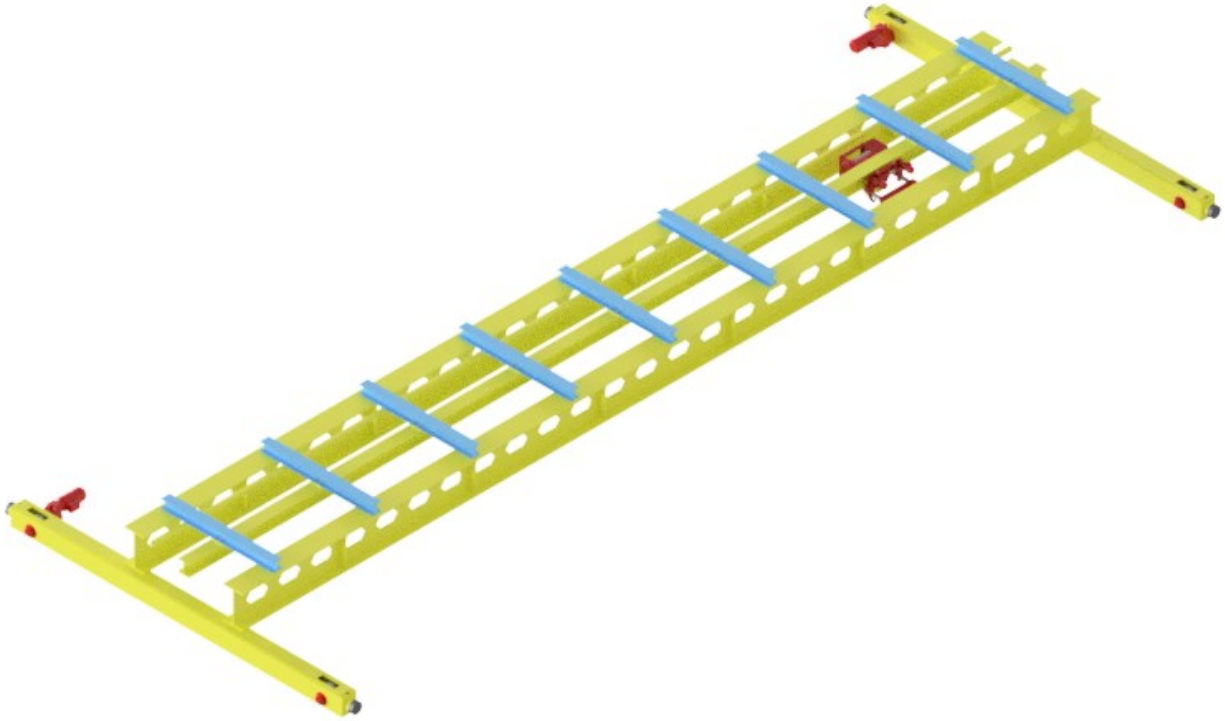
2.2.6 Průhyb pojížděného nosníku:

Zjednodušeně počítám průhyb pro prostý nosník zatížený silou F, kde *l*[m] je vzdálenost podpor.

$$y_1 = \frac{(Q+G)\cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}[mm] \qquad y_1 = \frac{(49\,050 + 2100)\cdot 1{,}5^3}{48 \cdot E \cdot 3\,319 \cdot 10^{-8}} = 0{,}5[mm] \quad (2.49)\ [3]$$

2.3 Výpočet příčného nosníku

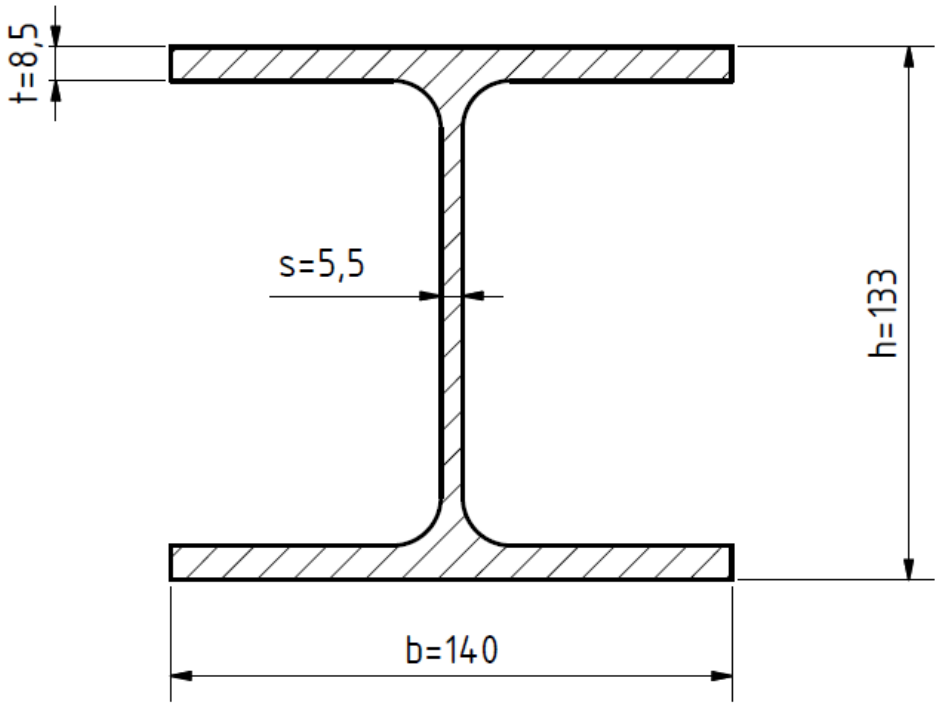
Je navržen z profilu HEA140 svazuje hlavní nosníky a je na něm zavěšen pojížděný nosník jeřábového mostu.



Obr. 2.7 Příčné nosníky na jeřábu (modře)

2.3.1 Průřezové charakteristiky příčného nosníku:

Průřez nosníku se nemění proto nemusím přepočítavat průřezové charakteristiky a užívám charakteristiky z katalogu výrobce.



Obr. 2.8 průřezové charakteristiky příčného nosníku

I_x=1030 [cm^4] [6]

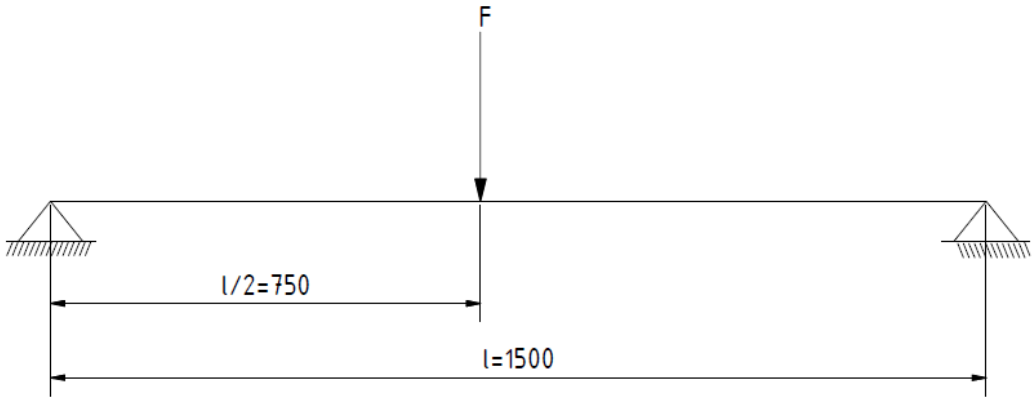
I_y=389 [cm^4] [6]

W_x=155 [cm^3] [6]

W_y=55,6[cm^3] [6]

2.3.2 Zatížení příčného nosníku:

Příčný nosník je zatížen silou F=80 611,5[N], vlastní hmotnost zanedbávám.



Obr. 2.9 zatížení příčného nosníku

2.3.3 Maximální ohybový moment příčného nosníku:

Dle statických tabulek

$$M_F = \frac{F \cdot l}{4}[Nm] \qquad M_F = \frac{80\,611{,}5 \cdot 1{,}5}{4} = 30\,229[Nm] \qquad (2.50)\ [3]$$

2.3.4 Napětí v příčném nosníku:

$$\sigma = \frac{M_F}{W_x} \qquad \sigma = \frac{30\,229}{155} = 195[MPa]$$

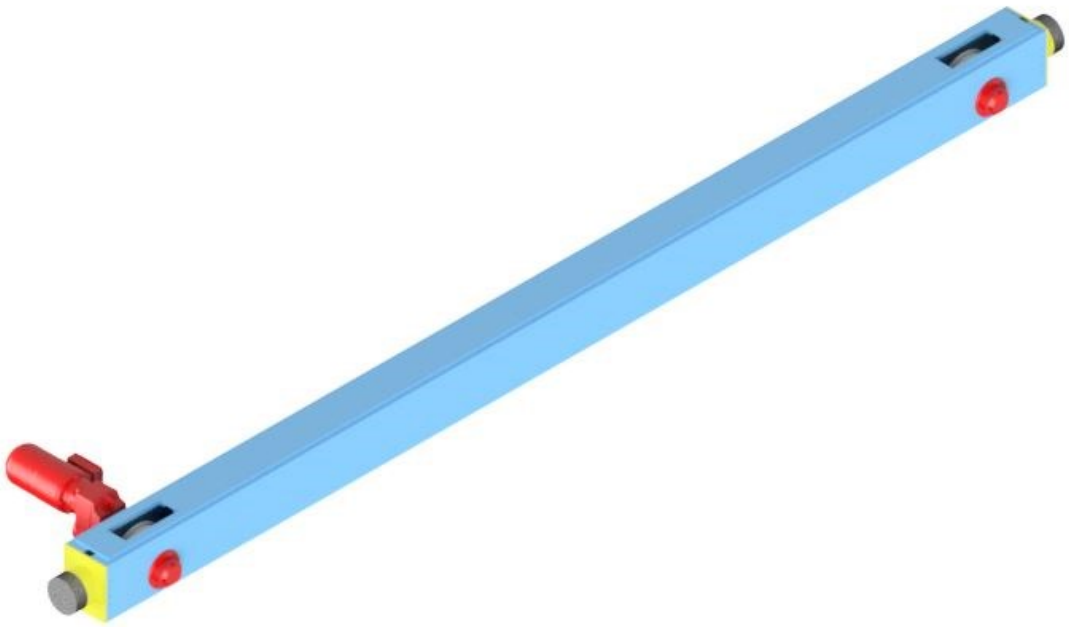
Maximální napětí v nosníku je 195[MPa] je poměrně vysoké proto zvolím pevnější materiál S355, jehož výpočtová pevnost je 308[MPa].

2.3.5 Průhyb příčného nosníku:

$$y_1 = \frac{(Q+G) \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}[mm] \qquad y_1 = \frac{(49\,050 + 2100) \cdot 1{,}5^3}{48 \cdot E \cdot 3319{,}56 \cdot 10^{-8}} = 0{,}5[mm] \qquad (\text{dle } 2.49)$$

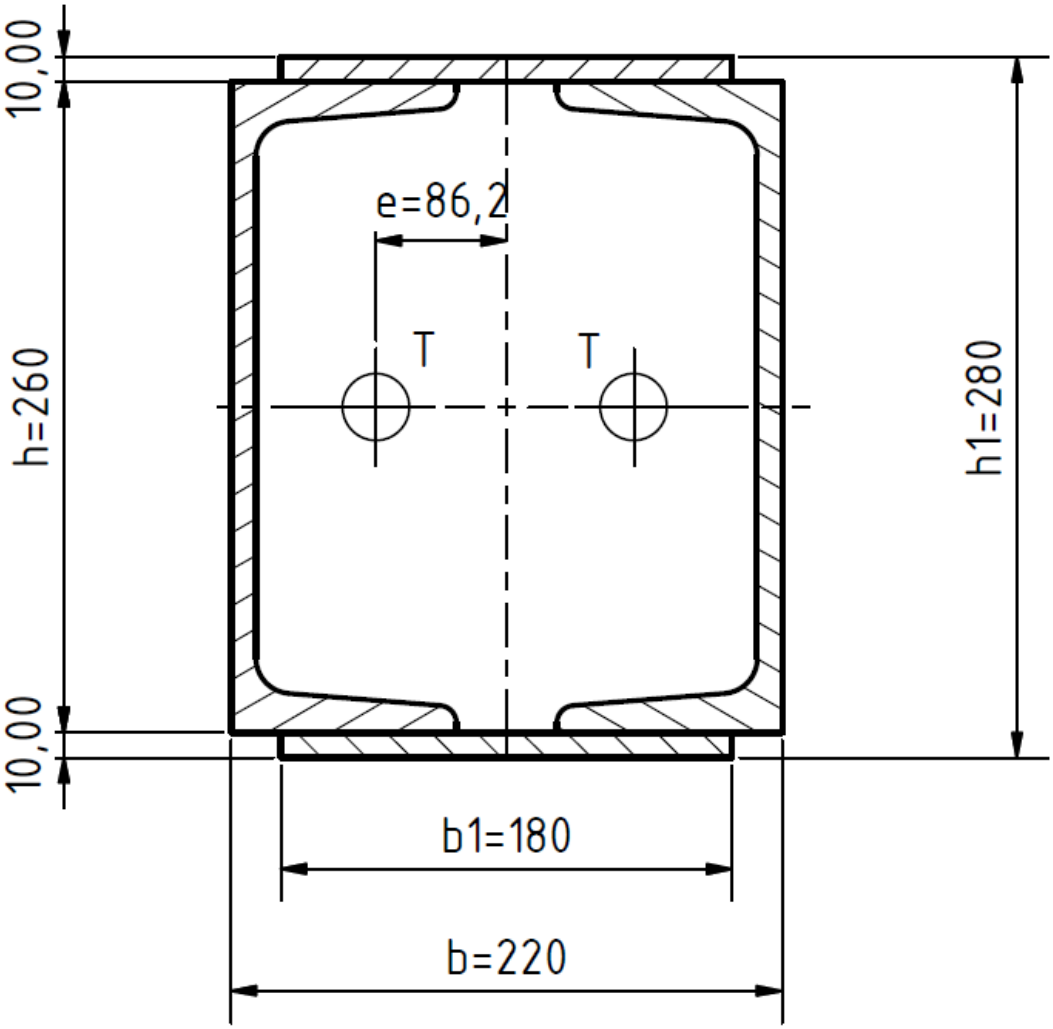
2.4 Pojížděný příčník

Je vyroben svařením dvou profilů U260 ve skříňový nosník, příruby jsou ztuženy pásnicemi 180x10 po celé délce nosníků.



Obr. 2.10 Pojížděný příčník

2.4.1 Průřezové charakteristiky pojížděného příčníku:



Obr. 2.11 Průřezové charakteristiky pojížděného příčníku

Moment setrvačnosti k ose x

$$I_x = 2 \cdot I_{xu} + 2 \cdot I_x + 2 \cdot S_p \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{t}{2}\right)^2 [cm^4] \quad \text{(dle 2.2)}$$

$$I_x = 2 \cdot 4\,820 + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 18 \cdot 1^3 + 2 \cdot \left(\frac{260}{2} + \frac{10}{2}\right)^2 = 16\,204[cm^4]$$

Moment setrvačnosti k ose y:

$$I_y = 2 \cdot I_{yu} + 2 \cdot I_y + 2 \cdot S_u \cdot e^2 [cm^4] \quad \text{(dle 2.2)}$$

$$I_y = 2 \cdot 317 + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 1 \cdot 18^3 + 2 \cdot 48{,}3 \cdot 8{,}62^2 = 8\,783{,}8[cm^4]$$

Průřezový modul v ohybu k ose x:

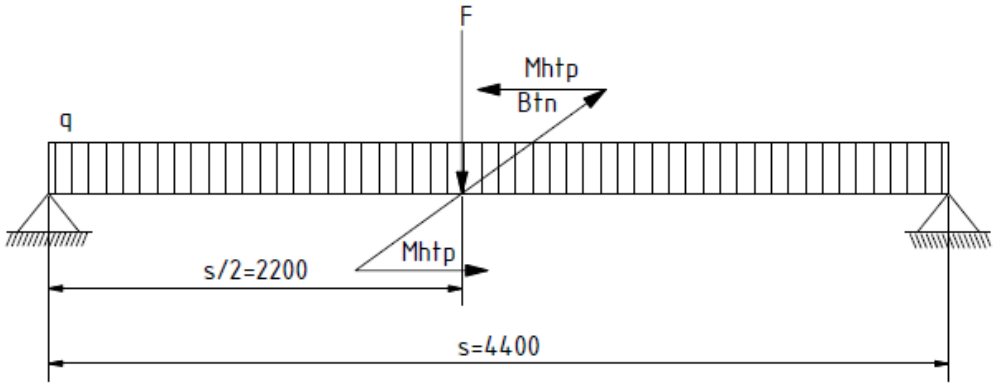
$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h_1}{2}}[cm^3] \qquad W_x = \frac{16\ 204}{14} = 1\ 157{,}4[cm^3] \qquad \text{(dle 2.5)}$$

Průřezový modul v ohybu k ose y:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}}[cm^3] \qquad W_y = \frac{8\ 783{,}8}{11} = 798{,}5[cm^3] \qquad \text{(dle 2.5)}$$

2.4.2 Kombinace zatížení pojížděného příčníku

Příčník je zatížen silou $F = \sum K[N]$ (polovina zatěžující síly všech kol), spojitým zatížením q[N/m] a momentem od příčení jeřábu Mhtp[Nm], brzdnou sílu kočky zanedbávám.



Obr. 2.12 Kombinace zatížení pojížděného příčníku

2.4.3 Maximální ohybové momenty:

Momenty ohýbající nosníky kolem osy x:

Moment od síly F[N]

$$M_F = \frac{F \cdot s}{4}[Nm] \qquad M_F = \frac{82\,730 \cdot 4{,}4}{4} = 91\,003[Nm] \tag{2.51}$$

Moment od vlastní hmotnosti

$$M_q = \frac{q \cdot s^2}{8}[Nm] \qquad M_q = \frac{1\,123 \cdot 4{,}4^2}{8} = 2717{,}66[Nm] \tag{2.52}$$

Kde q je zatížení nosníku vlastní vahou

$$q = q_n \cdot g \cdot \gamma_g \left[\frac{N}{m}\right] \qquad q = 104 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}1 = 1\,123 \left[\frac{N}{m}\right] \tag{2.53}$$

Momenty ohýbající nosníky kolem osy y

Moment od příčení:

$$M_{Htp} = H_{tps} \cdot s[Nm] \qquad M_{Htp} = 6716 \cdot 4{,}4 = 29\,550[Nm] \tag{2.54}$$

2.4.4 Napětí v pojížděném příčníku:

Napětí od momentů ohýbající nosník kolem osy x:

$$\sigma_x = \frac{M_q + M_F}{W_x}[MPa] \qquad \sigma_x = \frac{2\,717{,}66 + 91\,003}{1\,157{,}4} = 80{,}97[MPa] \tag{2.55}$$

Napětí od momentů ohýbající nosník kolem osy y:

$$\sigma_y = \frac{M_{HTP}}{W_y}[MPa] \qquad \sigma_y = \frac{29\,550}{798{,}5} = 37[MPa] \tag{2.56}$$

Celkové napětí:

Je součtem dílčích napětí σ_x a σ_y

$$\sigma_c = \sigma_x + \sigma_y[MPa] \qquad \sigma_c = 80{,}97 + 37 = 117[MPa] \tag{2.57}$$

Celkové napětí v pojížděném příčníku vyšlo **117[MPa],** to je menší než výpočtová pevnost S235 (208[MPa]), mohu použít tento materiál.

2.4.5 Průhyb nosníku:

Průhyb nosníku bude jiný při různých polohách břemene počítám pro nejhorší variantu, kdy kladkostroj je nejblíže nosníku.

$$y = \frac{(Q+G)\cdot(l-l_1)\cdot s^3}{l\cdot 48\cdot E\cdot I_x} + \frac{m_{př}\cdot g\cdot s^3}{48\cdot E\cdot I_x}[mm] \tag{2.58} [3]$$

$$y = \frac{(49050+2100)\cdot(13-0{,}7)\cdot 4{,}4^3}{13\cdot 48\cdot E\cdot 16\,240\cdot 10^{-8}} + \frac{400\cdot 9{,}81\cdot 4{,}4^3}{48\cdot E\cdot 16\,240\cdot 10^{-8}} = 2{,}72[mm]$$

2.5 Únosnost svarů při únavě

2.5.1 Hlavní nosník

Na hlavních nosnících kontroluji přivaření příčných nosníku, ty jsou přivařeny pomocí příčných svarů, dle 270103 se jedná o vrubovou skupinu K3, provedení 331, posuzuji tlačenou oblast, pro míjivé namáhání.

Základní výpočtová pevnost v únavě materiálu S235 $R_{fat(-1)} = 127{,}3[MPa]$[2]

Mez pevnosti materiálu S235 $R_m = 370[MPa]$

Minimální napětí 7,93[MPa]

$$\sigma_q^H = \frac{M_q}{2 \cdot W_x}[MPa] \qquad \sigma_q^H = \frac{88\,471{,}5}{2 \cdot 5\,576{,}7} = 7{,}93[MPa] \qquad \text{(dle 2.18)}$$

Maximální napětí 36,88[MPa]

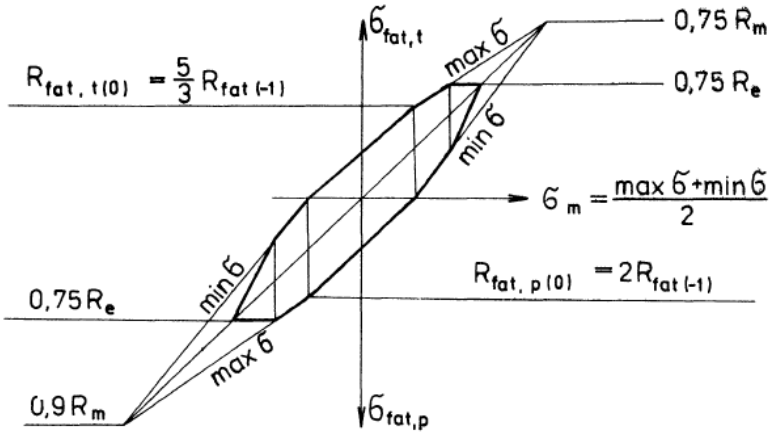
$$\sigma^H = 7{,}93 + 23{,}48 + 2{,}14 + 3{,}33 = 36{,}88[MPa] \qquad \text{(dle 2.22)}$$

Výpočtová pevnost při únavě kde $\chi = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}[-]$[2]

$$R_{fat,p(x)} = \frac{R_{fat,p(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,p(0)}}{0{,}9 \cdot Rm}\right) \cdot \chi} \qquad \text{(2.59) [2]}$$

$$R_{fat,p(x)} = \frac{254{,}6}{1 - \left(1 - \frac{254{,}6}{0{,}9 \cdot 370}\right) \cdot 0{,}21} = 267[MPa]$$

Kde $R_{fat,p(0)} = 254{,}6[MPa]$ získám dle:



Obr. 2.13 určení napětí pro kontrolu z hlediska únavy [2]

Podmínka bezpečnosti pro únavu:

$$\left(\frac{\sigma_{max}}{R_{fat,p(x)}}\right)^2 \leq 1{,}1 \qquad \left(\frac{36{,}88}{267}\right)^2 = 0{,}019 \leq 1{,}1 \qquad (2.60)\ [2]$$

Posuzovaná oblast vyhoví požadavkům na únavu

2.5.2 Pojížděný nosník:

Na pojížděném nosníku kontroluji průběžné přivaření ztužující pásnice jedná se o vrubovou skupinu K3, provedení 334, tažená oblast.

Základní výpočtová pevnost v únavě materiálu S235 $R_{fat(-1)} = 127{,}3[MPa]$[2]

Mez pevnosti materiálu S235 $R_m = 370[MPa]$

Minimální napětí 0,167[MPa]

$$\sigma_q^D = \frac{M_{Aq}}{W_{x2}}[MPa] \qquad \sigma_q^D = \frac{74{,}69}{444{,}98} = 0{,}167[MPa] \qquad (\text{dle } 2.40)$$

Maximální napětí 171,83[MPa]

$$\sigma_1^D = \sqrt{(0{,}167 + 55{,}1 + 9{,}01 + 0{,}75 \cdot 124{,}3)^2 + 68{,}7^2} = 171{,}83[MPa] \qquad (\text{dle } 2.48)$$

Výpočtová pevnost při únavě kde $\chi = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}[-]$

$$R_{fat,t(x)} = \frac{R_{fat,t(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,t(0)}}{0{,}75 \cdot Rm}\right) \cdot \chi} \qquad (2.61)\ [2]$$

$$R_{fat,t(x)} = \frac{212{,}2}{1 - \left(1 - \frac{212{,}2}{0{,}75 \cdot 370}\right) \cdot 0{,}001} = 212{,}25[MPa]$$

Kde $R_{fat,t(0)} = 212{,}2[MPa]$ získám dle obr. 2.13.

Podmínka bezpečnosti pro únavu

$$\left(\frac{\sigma_{max}}{R_{fat,t(x)}}\right)^2 \leq 1{,}1 \qquad \left(\frac{171{,}83}{212{,}2}\right)^2 = 0{,}66 \leq 1{,}1 \qquad (2.62)\ [2]$$

Posuzovaná oblast vyhoví požadavkům na únavu

2.5.3 Pojížděný příčník:

Kontroluji přivaření výztuhy na přírubách profilů U260 jedná se o vrubovou skupinu K3, provedení 344, tažená oblast.

Základní výpočtová pevnost v únavě materiálu S235 $R_{fat(-1)} = 127{,}3[MPa]$[2]

Mez pevnosti materiálu S235 $R_m = 370[MPa]$

Minimální napětí 2,34[MPa]

$$\sigma_x = \frac{M_q}{W_x}[MPa] \qquad \sigma_x = \frac{2\,717{,}66}{1\,157{,}4} = 2{,}34[MPa] \tag{2.63}$$

Maximální napětí 117[MPa]

$$\sigma_c = \sigma_x + \sigma_y[MPa] \qquad \sigma_c = 80{,}97 + 37 = 117[MPa] \tag{dle 2.57}$$

Výpočtová pevnost při únavě kde $\chi = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}[-]$

$$R_{fat,t(x)} = \frac{R_{fat,t(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,t(0)}}{0{,}75 \cdot Rm}\right) \cdot \chi} \tag{2.64 [2]}$$

$$R_{fat,t(x)} = \frac{212{,}2}{1 - \left(1 - \frac{212{,}2}{0{,}75 \cdot 370}\right) \cdot 0{,}02} = 213{,}2[MPa]$$

Kde $R_{fat,t(0)} = 212{,}2[MPa]$ získám dle obr. 2.13

Podmínka bezpečnosti pro únavu

$$\left(\frac{\sigma_{max}}{R_{fat,t(x)}}\right)^2 \leq 1{,}1 \qquad \left(\frac{117}{213{,}2}\right)^2 = 0{,}3011 \leq 1{,}1 \tag{dle 2.62}$$

Posuzovaná oblast vyhoví požadavkům na únavu

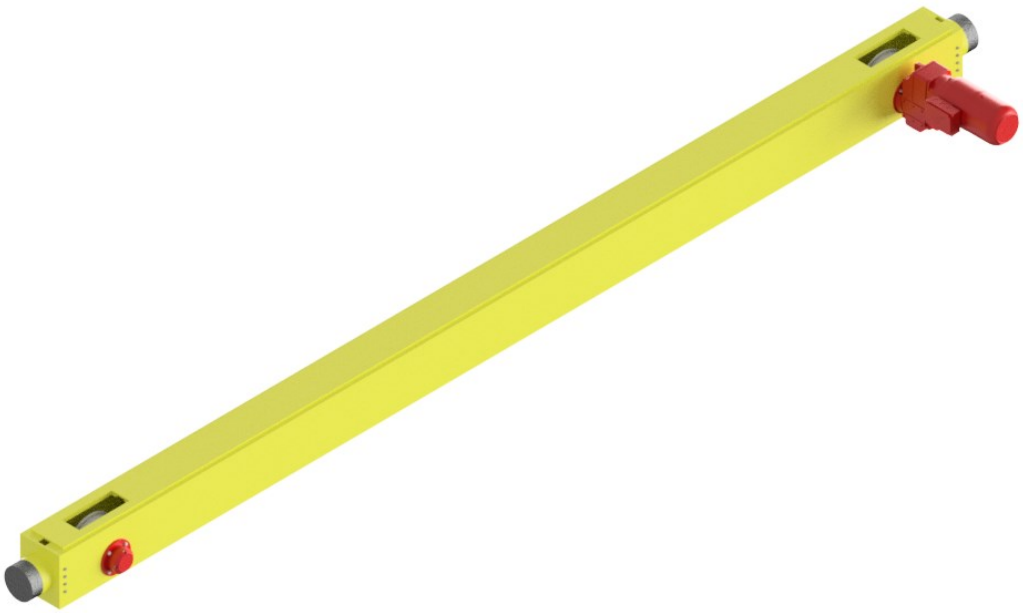
2.6 Celkový průhyb jeřábu

Je součtem všech dílčích průhybů jeřábu, tedy:

$$y = 3{,}11 + 1{,}86 + 0{,}5 + 0{,}5 + 2{,}72 = 8{,}69[mm] \tag{2.65}$$

3. Pojezd jeřábu

Tato kapitola se zabývá hnacími prvky jeřábového mostu, volením jednotlivých prvků pojezdu, a jejich kontrolním výpočtem, způsob uložení kol a systém pohonů jeřábu byl vysvětlen v kapitole **1.2.6 Pojezd jeřábu**, celý pojezdový příčník viz obr. 3.1.



Obr. 3.1 Pojezdový příčník

3.1 Pojezdová kola

Při návrhu pojezdového kola je rozhodující síla K[N] kterou toto kolo musí unést:

$$K = \frac{\sum K}{2} = \frac{82\,730}{2} = 41\,365[N] \tag{3.1}$$

Na základě zatěžující síly volím pojezdové kolo GANTRYRAIL se dvěma nákolky, jeho technická specifikace je uvedena v tabulce č. 3.1. Kolo hnané a hnací je identické svými rozměry, pouze kolo hnané nemá drážku pro pero.

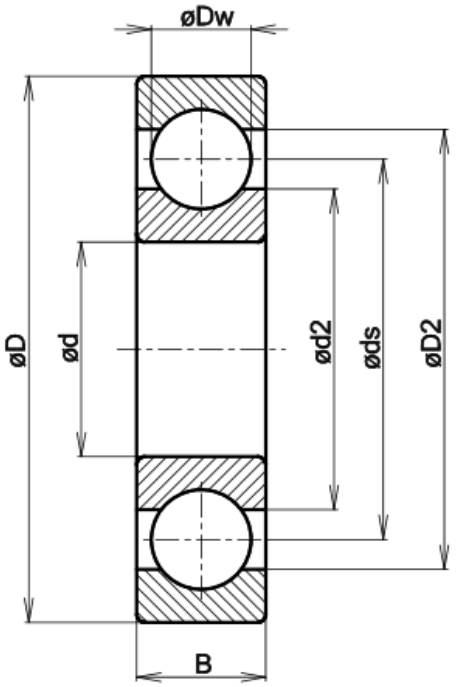
Obr. 3.2 Pojezdové kolo se dvěma nákolky

Průměr D [mm]	Připojovací rozměr d [mm]	Materiál dle DIN [-]	Počet nákolků [-]	Způsob výroby [-]	Povrchová úprava [-]	Únosnost kola [kN]
270	60	1.7225	2	Kování	Povrchově kaleno	45

Tab. 3.1 Technická specifikace zvoleného pojezdového kola [6]

3.2 Ložiska pojezdu

Zatížení kol přenáší ložiska SKF 6312, tyto ložiska přenáší zatížení při nízkých otáčkách, případně bez pohybu, z toho vyplývá, že rozhodující bude statická únosnost těchto ložisek. Parametry ložisek jsou uvedeny na obrázku 3.3 a v tabulce 3.2.



Obr. 3.3 Jednořadé kuličkové ložisko SKF 6312

Průměr D [mm]	Průměr d [mm]	Šířka B [mm]	Dynamická únosnost Ca [kN]	Statická únosnost Co[kN]
130	60	31	81,9	52

Tab. 3.2 Technická specifikace ložiska SKF 6312 [7]

Pro kontrolu ložiska je rozhodující součinitel radiálního ekvivalentního statického zatížení P_{or}[N], který dostaneme ze vzorce:

$$P_{or} = X_0 \cdot Fr + Y_0 \cdot Fa[N] \quad P_{or} = 0{,}6 \cdot 20\,682 + 0{,}5 \cdot 6111 = \mathbf{15\,464}[\boldsymbol{N}] \tag{3.2}$$ [8]

Kde radiální síla F_r[N] je síla působící na jedno ložisko a axiální síla F_a[N] je rovna síle od příčení jeřábu tedy:

$$F_r = \frac{K}{2}[N] \qquad F_r = \frac{41\,365}{2} = \mathbf{20\,682{,}5}[\boldsymbol{N}] \tag{3.3}$$

$$F_a = H_{tp}[N] \qquad F_a = \mathbf{6\,111}[\boldsymbol{N}] \tag{3.4}$$

Součinitele X_0 a Y_0 jsou určeny ze strojních tabulek [9].

Se známým ekvivalentním statickým zatížením můžeme dále počítat výslednou statickou bezpečnost ložiska s_0[-] dle:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_{or}}[-] \qquad s_0 = \frac{52000}{15\,464} = \mathbf{3,36}[-] \tag{3.5} [7]$$

Statická bezpečnost vyšla $s_0 = 3{,}36\,[-]$ ložisko SKF 6312 tedy vyhoví přenášenému zatížení.

3.3 Volba motoru pojezdu

Volba motoru se odvíjí od jízdního odporu T[N], který musíme překonat při pojíždění jeřábem, ten spočítáme dle:

$$T = \frac{F \cdot \xi}{R} \cdot \kappa[N] \qquad T = \frac{119\,780{,}1 \cdot 0{,}0005}{0.135} \cdot 1{,}8 = \mathbf{798.5}[\boldsymbol{N}] \tag{3.6}$$

Kde, síla F[N] je síla působící mezi koly jeřábu a kolejnicí dle 11, poloměr R je poloměr kola, $\xi = 0{,}0005[-]$ je součinitel valivého tření mezi ocelovým kolem a kolejnicí a $\kappa = 1{,}8[-]$ je součinitel, který zahrnuje rozjíždění jeřábu.

$$F = (m_Q + m_k + m_j) \cdot g[N] \qquad F = (5000 + 210 + 7000) \cdot 9{,}81 = \mathbf{119780,1}[\boldsymbol{N}] \tag{3.7}$$

Pro překonání jízdního odporu T[N] je potřeba výkonu P[W] dle

$$P = \frac{T \cdot v_1}{\eta}[W] \qquad P = \frac{798{,}5 \cdot 0{,}385}{0{,}97} = \mathbf{316}[\boldsymbol{W}] \tag{3.8}$$

Kde rychlost v_1 [m/s] vychází z maximální požadované rychlosti jeřábu, která je v_1=30[m/min] a účinnost $\eta = 0{,}97[-]$ je účinnost převodem čelním ozubeným soukolím. Volím dvě převodovky s motorem NORD SK 0182 NB/AG-71L/4 [10], jejich technická specifikace je uvedena v tabulce 3.3.

Výkon P[kW]	Hmotnost [kg]	Připojovací rozměry [mm]	Převodový poměr [-]	Pracovní otáčky [ot/min]
0.37	35	60	11,66	16-186

Tab. 3.3 Technická specifikace zvoleného motoru s převodovkou [10]

Obr. 3.4 Zvolený motor s převodovkou NORD

Maximální rychlost jeřábu v_{max}[m/min] se zvolenou převodovkou dle:

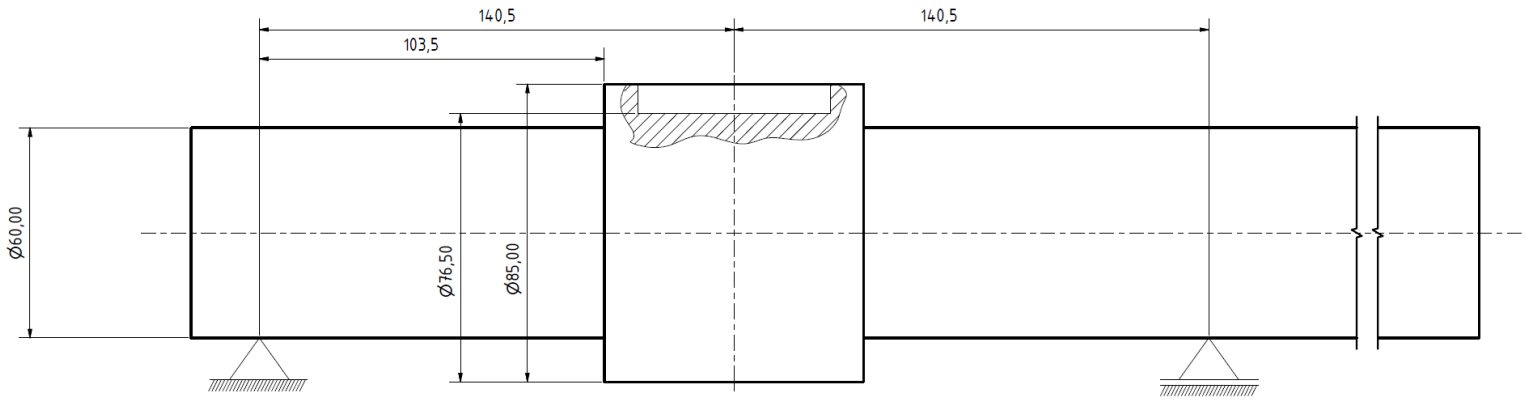
$$v_{max} = \pi \cdot D \cdot (\frac{n_{max}}{i})[\frac{m}{min}] \qquad v_{max} = \pi \cdot 0{,}6 \cdot \left(\frac{186}{11{,}66}\right) = \mathbf{30}[\frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{min}}] \tag{3.9}$$

Minimální rychlost jeřábu v_{min}[m/min] se zvolenou převodovkou dle:

$$v_{min} = \pi \cdot D \cdot (\frac{n_{min}}{i})[\frac{m}{min}] \qquad v_{min} = \pi \cdot 0{,}6 \cdot \left(\frac{16}{11{,}66}\right) = \mathbf{2,58}[\frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{min}}] \tag{3.10}$$

3.4 Hřídel pojezdu

Hnaná hřídel pojezdu je pevně spojena s výstupem hnacího motoru pomocí drážkového spoje, je uložena ve dvou ložiskách SKF 6312 na hřídel působí kroutící moment M_k[Nm] od hnacího motoru a zatěžující síla K=41 365[N]. Čep kola (hřídel bez pohonu na zbylých dvou kolech) nemá drážku pro pero a není prodloužený za ložisko kvůli připojení k motoru, jinak je stejný, a proto provádím kontrolu pouze hnané hřídele. Hřídel je vyrobena z materiálu E335 (11.600).



Obr. 3.5 rozměry pro výpočet hřídele

Kroutící moment M_k[Nm] určíme ze vztahu:

$$M_k = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{P \cdot \eta}{\frac{\frac{n}{60}}{i}} [Nm] \qquad M_k = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{370 \cdot 0{,}97}{\frac{\frac{186}{60}}{11{,}66}} = 214{,}80[Nm] \tag{3.11}$$

Ohybový moment od síly M_f[Nm] určím ze vztahu:

$$M_o = \frac{K}{2} \cdot a[Nm] \qquad M_o = \frac{41\,365}{2} \cdot 0{,}1035 = 2140{,}6[Nm] \tag{3.12}$$

Kde a=103,5[mm] je vzdálenost podpory od hrany osazení

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [MPa] \qquad \sigma_o = \frac{2140{,}6 \cdot 32}{\pi \cdot 6^3} = 100{,}94[MPa] \tag{3.13}$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} [MPa] \qquad \sigma_o = \frac{214{,}8 \cdot 16}{\pi \cdot 6^3} = 5{,}064[MPa] \tag{3.14}$$

Redukované napětí dle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2}[MPa] \qquad \sigma_{red} = \sqrt{100{,}94^2 + 4 \cdot 5{,}064^2} = 101{,}4[MPa] \tag{3.15}$$

Maximální dovolené napětí

$$R_d = \frac{R_e}{\gamma_{mo}}[MPa] \qquad R_d = \frac{335}{1{,}15} = 291{,}3[MPa] \tag{dle 2.1}$$

Bezpečnost hřídele $k_d[-]$

$$k_d = \frac{R_d}{\sigma_{red}}[-] \qquad k_d = \frac{291{,}3}{101{,}4} = 2{,}87[-] \tag{3.16}$$

Hřídel vyhoví s bezpečností k_d=2,87[-].

4. Zabezpečovací zařízení na jeřábu

Pro zajištění bezpečnosti navrhovaného zdvihacího zařízení je potřeba navrhovaný jeřáb opatřit celou řadou zabezpečovacích zařízení, jejich volba závisí na typu provozu daného jeřábu a rizicích, které vznikají jeho používáním v konkrétním provozu. Tyto rizika jsou např: srážka více jeřábů, srážka jeřábu s jiným strojem, vyjetí jeřábu z dráhy atd.

Přehled rizik, hrozících na navrhovaném zdvihacím zařízením po zařazení do provozu (rizika jsou spojena s charakterem provozu a konstrukce stroje, rizika vzniklá neodbornou obsluhou nezařazuji kvůli omezenému rozsahu diplomové práce), jednotlivá opatření budou dále podrobněji popsána.

Přehled rizik a jejich řešení		
Riziko	Možné důsledky	Opatření
Najetí jeřábového mostu na narážky jeřábové dráhy	Při najetí ve velké rychlosti (30 m/min) hrozí deformace ocelové konstrukce jeřábu či dráhy	Dvoustupňový koncový vypínač pojezdu mostu
Srážka jeřábů na společné jeřábové dráze	Při najetí ve velké rychlosti (30 m/min) hrozí deformace ocelové konstrukce jeřábu či dráhy	Protisrážkové zařízení
Najetí jeřábové kočky na narážky pojížděného nosníku	Hrozí deformace kočky či její vysmeknutí	Dvoustupňový koncový vypínač pojezdu jeřábové kočky
Najetí kladnice na těleso kladkostroje	Hrozí přetržení lana, poškození kladkostroje nebo kladnice	Dvoustupňový koncový vypínač zdvihu kladkostroje
Najetí kladnice na podlahu	Hrozí vysmeknutí lana z vodících drážek a jeho následné poškození	Koncový vypínač zdvihu kladkostroje pro spodní polohu
Přetížení jeřábu	Poškození ocelové konstrukce jeřábu, kladkostroje, jeřáb může při náhlém dynamickém rázu vyskočit z jeřábové dráhy apod.	Přetěžovací zařízení

Tab. 4.1 přehled rizik na jeřábu

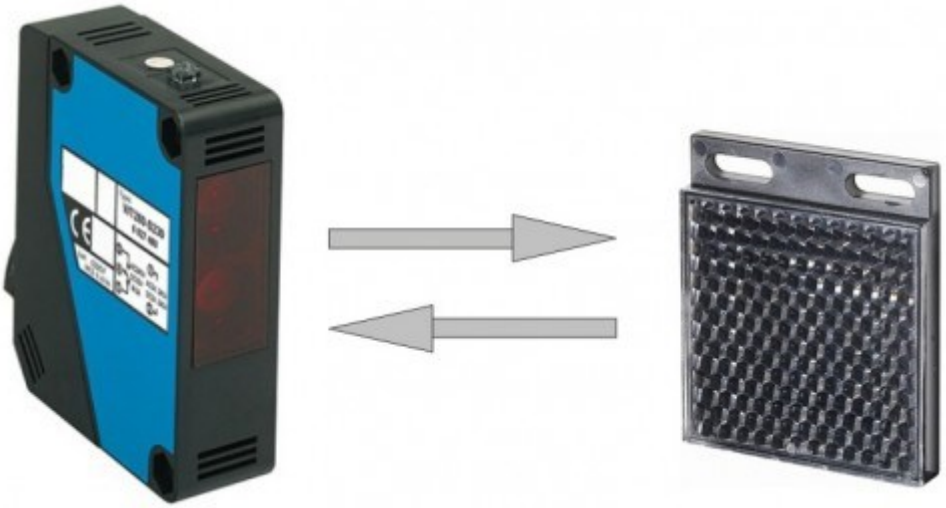
4.1 Dvoustupňový koncový vypínač pojezdu mostu

Volím polohový koncový vypínač TER X-FSC, první poloha zajistí zpomalení jeřábu na mikropojezd (2,6m/min) a umožní dojezd až k narážkám na jeřábové dráze zde sepne druhá poloha, která znemožní jeřábu pojezd ve směru k narážkám. Vypínač bude osazen na pojížděném příčníku.

Obr. 4.1 polohový koncový vypínač TER X-DSC [11]

4.2 Protisrážkové zařízení

Volím optické protisrážkové zařízení pro jeřáby na jedné dráze WL280-S230-P250 s dosahem 10[m], jedná se o vysílač světelného paprsku na jednom jeřábu a jeho přijímačem na jeřábu druhém, vzdálenost se dá plynule nastavit. Nastavení pro navrhovaný systém jeřábů bude 6[m] (vzdálenost jednotlivých podpor jeřábové dráhy), tím garantujeme, že jeřábovou dráhu nepřetížíme. Vysílač (nebo přijímač) bude osazen na pojížděném příčníku.



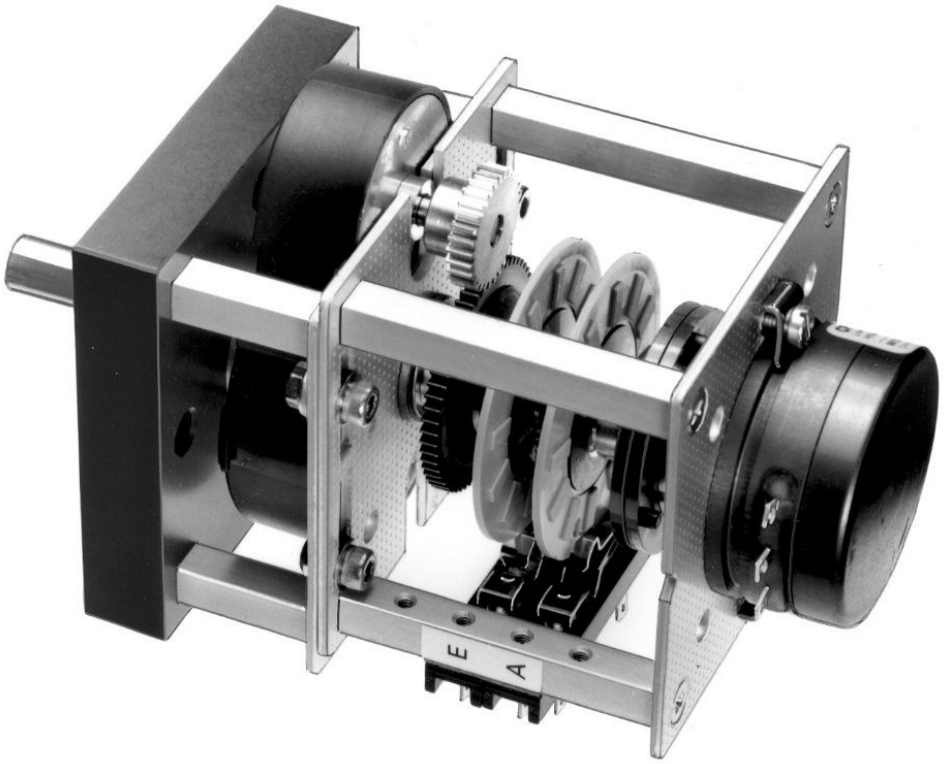
Obr. 4.2 Protisrážkové zařízení [13]

4.3 Dvoustupňový koncový vypínač pojezdu kočky

Jedná se o stejný typ koncového vypínače jako pro pojezd mostu (TER X-FSC) osazen bude na jeřábové kočce

4.4 Koncové vypínače zdvihu kladkostroje

Jsou dodávány společně s kladkostrojem jedná se většinou o vřetenové koncové vypínače, seřizují se na počet otáček lanového bubnu je tedy možné přesně určit maximální délku lana pro seřízení spodní polohy kladnice, pro horní polohu jsou řiditelné dva stupně vypnutí tzv. pracovní poloha, která umožní obsluze se sníženou rychlostí pokračovat ve zdvihu a tzv. bezpečnostní poloha, která další pohyb znemožní (případně vypne rozvaděč).



Obr. 4.3 Vřetenový koncový vypínač [13]

4.5 Přetěžovací zařízení

Volím omezovač přetížení firmy Format 1 OP4V3, který je vhodný pro mostové jeřáby, jedná se o tenzometrické čidlo a vyhodnocovací elektronickou jednotku, na které lze nastavit požadovanou vypínací sílu.

Obr. 4.4 Přetěžovací zařízení Format 1 [13]

5. Jeřábová dráha a její údržba

Jeřábová dráha má projektovanou nosnost 5000[kg], rozpětí 13[m] a užitnou délku 40[m], je součástí projektu haly na výrobu autobusů, vzdálenost mezi jednotlivými sloupy dráhy je 6[m] je tedy nutno zajistit, že dva identické jeřáby, které po dráze budou pojíždět se na tuto vzdálenost nepřiblíží, to je řešeno v kapitole 4. Zabezpečovací zařízení na jeřábu.

Dráha se skládá ze dvou větví "A" a "B". Obě větve jsou shodné a skládají se z 7 polí. Větev dráhy tvoří prosté nosníky shodné délky, které jsou uloženy na železobetonových patkách, které jsou součástí nosné konstrukce haly. Tyto nosníky jsou uloženy na vyrovnávacích podložkách a ložiscích.

Vodorovné příčné síly působící na dráhu přenáší kotvení sloupů, statický výpočet sloupů a jejich kotvení je součástí projektové dokumentace haly. Podélné vodorovné síly zachytávají brzdná ztužidla těchto sloupů.

Konce dráhy jsou omezené jeřábovými narážkami, které vymezují část dráhy určenou pro pojezd.

Z prostorových důvodů nebude na dráze instalována průchozí lávka ani revizní plošina, kontrola, údržba a další servisní práce budou prováděny z pracovních plošin.

Prohlídky a údržba ocelové konstrukce

Údržba jeřábové dráhy se skládá z běžné a podrobné prohlídky, v rámci běžné prohlídky je nutno zkontrolovat mazání šroubů, nátěr ocelové konstrukce a případně je obnovit.

Prohlídka běžná, perioda 1x ročně

- Kontroluje se vizuálně, poklepem apod.
- Zda konstrukce jako celek nevykazuje deformace nebo nadměrné chvění nosných dílců
- Zda nedochází k nadměrnému opotřebení kolejnic
- Zda nedošlo k uvolnění spojovacích součástí
- Zda se neobjevují trhliny v nosných konstrukcích a jejich svarech

Podrobná kontrolní prohlídka (revize), perioda 1x 5 let

- Jedná se o podrobnější běžnou prohlídku, která se provádí v plném rozsahu
- Je nutno zaměřit výškové a směrové odchylky a posoudit je ve vztahu k jeřábu
- Stav antikorozního systému

V případě, že běžná prohlídka objeví závadu je třeba provést podrobnou kontrolní prohlídku nezávisle na stanovené periodě. Ohrožují-li závady na ocelové konstrukci bezpečnost konstrukce, provozu nebo obsluhy, musí být ihned odstraněny. Dle charakteru závady bude rozhodnuto o dalším provozování jeřábové dráhy. Dráha nesmí být provozována, pokud se závada objeví v nosných částech. O každé prohlídce bude vyhotoven zápis, který bude uschován u provozovatele.

7. Pokyny pro údržbu jeřábu

Provozovatel zodpovídá za údržbu mostového jeřábu a jeho bezpečný a spolehlivý provoz za tímto účelem určí pověřenou osobu dle čl. 4.1 normy ČSN ISO 12 480-1 Bezpečné užívání jeřábů, která za tento stav zodpovídá. Tato osoba určuje dále kvalifikované pracovníky údržby k provádění údržbářských prací dle plánu údržby a systému bezpečné práce.

Plán údržby:

- Provádění údržby kladkostroje dle pokynů výrobce (GIGA)
- Vizuální kontrola jeřábu a dráhy, kontrola dotažení všech šroubových spojů
- Kontrola narušení nátěru, který může být znakem trvalé deformace, obnova nátěru dle potřeby
- Kontrola převodovek a pohonů pojezdu – výměna náplní dle pokynů výrobce (NORD)
- Mazání pojezdových kol jeřábu, dle četnosti provozu, nejdéle jednou za 3 roky běžným mazivem pro valivá ložiska

Součástí údržby jeřábu jsou také periodické kontroly, které vychází z norem ČSN ISO 9927-1 Jeřáby, inspekce [14] a ČSN 27 0142 Jeřáby a zdvihadla, Zkoušení provozovaných jeřábů a zdvihadel [15].

Systém kontrol		
Kontrola	Perioda	Kontrolní technik
Denní kontrola	Denně při použití jeřábu	Jeřábník
Týdenní kontrola	1x týdně	Pověřený pracovník údržby
Běžná inspekce	1x 3 měsíce	Pověřený pracovník údržby
Strojní inspekce	1x ročně	Revizní technik zdvihacích zařízení
Revize	Dle skupiny jeřábu J3 1x3 roky	Revizní technik zdvihacích zařízení
Revizní zkouška	Dle skupiny jeřábu J3 1x6 let	Revizní technik zdvihacích zařízení

Tabulka 7.1 systém kontrol [14], [15]

Rozsah těchto kontrol je stanoven výše zmíněnými normami, nebo systémem bezpečné práce, který vyhotovuje provozovatel.

8. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout jeřáb s nosností 5000[kg] s rozpětím 13[m], který bude pojíždět po jeřábové dráze společně s druhým, stejným jeřábem. Tomu byly potřeba přizpůsobit bezpečnostní zařízení na jeřábu.

V samotném návrhu práce popisuje způsob volby jednotlivých prvků ocelové konstrukce a jejich kontrolní výpočty, veškeré součásti vyhověly požadavkům na bezpečnost.

V dalších kapitolách se práce věnuje metodice návrhu systému pohonu, volbě komponent a jejich kontrolním výpočtům. Dále jsou vyřešeny bezpečnostní prvky na obou jeřábech a systém údržby jeřábu. Práce obsahuje i popis jeřábové dráhy a systém její údržby.

Veškerá dokumentace byla vytvořena ve výukové verzi programu Autodesk Inventor.

9. Zdroje

[1] ČSN EN 1993-1-1: *Navrhování ocelových konstrukcí.* Praha: Český normalizační institut, 2006. 96s

[2] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábu: Výpočet dle mezních stavů.* Praha: Český normalizační institut, 1990. 68s

[3] HOŘEJŠÍ, J., ŠAFKA, J., A KOLEKTIV: *Statické tabulky.* Praha. Nakladatelství technické literatury, 1987.688s

[4] Katalog elektrických lanových kladkostrojů GIGA, [online], [11.5.2017]. Dostupný na http://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2016web.pdf

[5] Katalog produktů firmy CONDUCTIX WAMPFLER, [online], [11.5.2017]. Dostupný na http://www.conductix.cz/cz/Produkty

[6] Katalog produktů firmy GANTRYRAIL, [online], [11.5.2017]. Dostupný na http://www.gantryrail.com/cz/3-Dodavky-materialu/13-Jeraby-a-komponenty-k-jerabum.html

[7] Katalog ložisek SKF, [online], [11.5.2017]. Dostupný na http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6312-Z

[8] Výpočet ekvivalentního zatížení dle SKF, [online], [11.5.2017]. Dostupný na http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/equivalent-bearing-loads/equivalent-dynamic-bearing-load/index.html

[9] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. 4. doplněné vydání*. , Úvaly: Albra, 2008. 914s. ISBN: 798-80-7361-051-7

[10] Katalog produktů firmy NORD, [online], [11.5.2017]. Dostupný na https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf

[11] Katalog produktů zabezpečovacích zařízení TER, [online], [11.5.2017]. Dostupný na http://www.terceska.cz/czech/product.php?product=x-fsc

[12] Katalog firmy NOVING, pro prolamované nosníky, [online], [11.5.2017]. Dostupná na http://www.noving.cz/ocelove-konstrukce/prolamovane-nosniky

[13] Katalog produktů firmy FORMAT1, [online], [11.5.2017]. Dostupný na https://www.format1.cz/

[14] ČSN ISO 9927-1: *Jeřáby-Inspekce, část 1. obecně.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014. 21s

[15] ČSN 27 0142. *Jeřáby a zdvihadla - Zkoušení.* Praha: Vydavatelství úřady pro vynálezy a normalizaci, 1991. 24s

10. Přílohy

Výkresová dokumentace

Sestavný výkres jeřábu	1-JP-1
Sestavný výkres komponent pojezdu (kolo, bez motoru)	2-JP-2
Výrobní výkres čepu kola (hřídel bez pohonu)	2-JP-3