



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

DÍLENSKÁ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI V OPRAVÁRENSTVÍ 200 KG / 2200 MM

LIFTING EQUIPMENT FOR HANDLING THE REPAIR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Kříž

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	David Kříž
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2018/19

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:

Dílenská zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství 200 kg / 2200 mm

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh dílenského zvedacího zařízení, umožňujícího příležitostnou manipulaci s břemeny v menších opravárenských provozech. Zařízení by mělo být schopno zvedat břemena do hmotnosti 200 kg. Koncepční návrh zvedacího zařízení s navijákem vhodného pro manipulaci v různých servisech.

Základní technické parametry:

- pohon zdvihu elektrický,
- maximální výška zdvihu do 2200 mm (závěs lana),
- mobilní pojezdový rám s ručním pohonem pojezdu.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava zařízení.

Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

KULKÁ, Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6

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 978-80-553-1187-6.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá zvedacími zařízeními, která se využívají pro manipulaci s břemeny v dílenských a opravárenských provozech. V první části práce je provedena rešerše těchto zařízení. Druhá část se zabývá návrhem mobilního portálového jeřábu. Je proveden funkční výpočet navržené konstrukce, pevnostní kontroly hlavních částí, návrh použitých komponent, návrh konstrukce a vypracování výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zvedací zařízení, mobilní portálový jeřáb, elektrický kladkostroj

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with lifting devices that are used for handling loads in workshop and repair operations. In the first part of the thesis, the research of these devices is carried out. The second part deals with the design of the mobile gantry crane. The functional calculation of the designed structure, strength checks of the main parts, the design of the used components, the design of the construction and the drawing of the drawing documentation are performed.

KEYWORDS

Lifting equipment, mobile gantry crane, electric hoist

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŘÍŽ, David. *Dílenská zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství 200 kg / 2200 mm* [online]. Brno, 2019. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116756>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Miroslav Škopána a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

David kříž

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce, panu doc. Ing Miroslavu Škopánovi, CSc. za odborné vedení, věcné připomínky a cenné rady.

OBSAH

Úvod	11
1 Rozdělení dílenských zvedacích zařízení	12
1.1 Zvedáky	12
1.1.1 Hřebenový zvedák	12
1.1.2 Šroubový zvedák	12
1.1.3 Pneumatický zvedák	13
1.1.4 Hydraulický zvedák	13
1.2 Kladkostroje	13
1.2.1 Násobný kladkostroj	14
1.2.2 Diferenciální kladkostroj	14
1.2.3 Kladkostroje s ozubenými koly	14
1.2.4 Elektrický kladkostroj	14
1.3 Jeřáby	15
1.3.1 Mostové jeřáby	15
1.3.2 Konzolové jeřáby	17
1.3.3 Sloupové jeřáby	18
1.3.4 Portálové jeřáby a poloportálové jeřáby	19
2 Koncepce navrženého řešení	20
3 Určení druhu provozu, dynamických součinitelů a účinku zatížení jeřábu	21
3.1 Dynamické účinky	21
3.1.1 Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	21
3.1.2 Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu	22
3.1.3 Zatížení způsobené pojezdem po nerovném povrchu	22
3.1.4 Zatížení způsobená zrychlením pohonů	24
3.1.5 Zatížení při zkouškách	24
3.1.6 Zatížení způsobená silami na nárazníky	24
3.1.7 Přehled dynamických součinitelů	25
3.2 Výpočet zatížení působící na jeřáb	25
3.2.1 Zatížení od hmotnosti jeřábu	25
3.2.2 Zatížení od hmotností břemena zdvihu	25
3.2.3 Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	26
3.2.4 Zatížení od zrychlení pohonu zdvihu	26
3.2.5 Zatížení při zvedání volně ležícího břemena při použití maximální rychlosti zdvihu	26
3.2.6 Zatížení při zkouškách	26

3.2.7	Nouzové zastavení.....	26
3.2.8	Přehled účinků zatížení.....	28
3.2.9	Výpočet kombinací účinků zatížení	28
4	Návrh konstrukce.....	29
4.1	Předběžný návrh konstrukce a zatěžujících sil	29
4.2	Určení materiálu.....	30
4.3	Určení typů profilů konstrukce	31
4.3.1	Nosník.....	31
4.3.2	Sloupy.....	31
	Podvozek	32
5	Funkční a kontrolní výpočty.....	33
5.1	Rám jeřábu.....	33
5.1.1	Výpočet reakčních sil ve vazbách	33
5.1.2	Výpočet výsledných vnitřních účinků	34
5.1.3	Výpočet maximálních napětí rámu.....	35
5.2	Podvozek jeřábu.....	36
5.2.1	Výpočet reakčních sil ve vazbách	37
5.2.2	Výpočet výsledných vnitřních účinků	37
5.2.3	Výpočet maximálního napětí podvozku	38
5.3	Prokázání Nosných prvků konstrukce	38
5.3.1	Návrhové napětí únosnosti nosných prvků.....	38
5.3.2	Kontrola nosných prvků	39
5.4	Prokázání únavové pevnosti“	39
5.5	Prokázání pružné stability.....	39
5.6	Prokázání šroubových spojů	39
5.6.1	Kritické zatížení při vzpěru	40
5.6.2	Návrhová tlaková síla únosnosti.....	40
5.7	Prokázání svarových spojů	42
5.7.1	Návrhové napětí únosnosti svarových spojů	42
5.7.2	Napětí ve svaru	42
6	Konstrukční řešení.....	44
6.1	Volba komponent.....	44
6.1.1	Kladkostroj	45
6.1.2	Pojezdová kola.....	45
6.1.3	Spojovací materiál	46
6.1.4	Vlečky a vedení	47

6.2	Nosník.....	48
6.3	Podpěry	48
6.4	Sestavená konstrukce	49
7	Závěr.....	50
	Použité informační zdroje.....	51
	Seznam použitých zkratk a symbolů	53
	Seznam příloh.....	57

ÚVOD

V dílenských opravárenských provozech bývá potřebná manipulace s břemeny různých hmotností a rozměrů. Podle typu břemena se používají různá zvedací zařízení. Tyto zařízení se liší konstrukcí, nosností, velikostí, možnostmi pojezdu, mechanismem zdvihu, pracovním prostorem nebo typem převážených břemen.

Cílem práce je provedení kritické rešerše těchto zařízení a vytvoření návrhu konstrukce zařízení, které je vhodné pro manipulaci s břemeny v menších dílenských provozech.

V první části je věnována pozornost rešerši, kde je provedeno základní rozdělení zvedacích zařízení. Pro každou kategorii těchto zařízení jsou uvedeny základní vlastnosti těchto zařízení a jejich příklady, které se používají v praxi.

Další část práce se zabývá návrhem konstrukce zvedacího zařízení – dílenského portálového jeřábu. Pozornost je věnována funkčním a pevnostním výpočtům, určení materiálu a profilů konstrukce a volbě dalších komponent.

V poslední části práce je vypracována vlastní konstrukce jeřábu. Výkresová dokumentace je součástí přílohy.



Obr. 1 Dílenský portálový jeřáb

1 ROZDĚLENÍ DÍLENSKÝCH ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

V dílenských opravárenských provozech se používají různá zvedací zařízení, která můžeme dělit podle různých parametrů. Zařízení slouží ke zvednutí a přemístění břemen, která by nebylo vhodné zvedat manuálně.

1.1 ZVEDÁKY

Jedná se o zařízení, která jsou podložena pod břemenem, slouží ke svislé dopravě břemen a jejich držení v požadované výšce. Výhoda je jejich nízká hmotnost vůči hmotnosti zvedaného břemena. Nevýhodou je nízká zvedací výška a u šroubových zvedáků nízká účinnost. [1]

Tyto zařízení jsou vhodná pro pomocné práce, například při montážích, při zvedání silničních či kolejových vozidel.

1.1.1 HŘEBENOVÝ ZVEDÁK

Používá se převážně ve stavebnictví. Jejich výhodou je vysoká nosnost až 30 tun a nízká minimální výška zdvihu. Zvedák se skládá z plechové skříně, ve které je uložena tyč s hřebenovým ozubením, složeným ozubením s ovládací klikou. Hnací síla je z kliky převáděna složeným ozubeným převodem na pastorek a z něj na ozubenou tyč. Zařízení není samosvorné, a proto musí být vybaveno zdrží, například rohatkovým kotoučem se západkou. [1][2]



Obr. 2 Hřebenový zvedák BRANO [3]

1.1.2 ŠROUBOVÝ ZVEDÁK

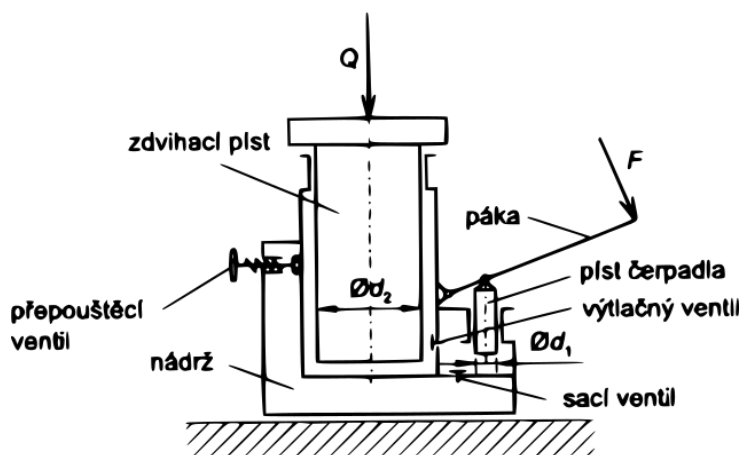
Skládají se z vřetene (šroubové tyče), matice, stojanu a ovládací páky. Matice je pevně spojena s rámem zvedáku. Mají menší účinnost než hřebenové zvedáky. Vyrábějí se do nosnosti až 35 tun. Pro zvýšení maximální nosnosti bývá zařízení vybaveno ozubenými převody. Jejich výhodou jsou snadná a lehká konstrukce při veliké zdvihací hmotnosti. [1][2]

1.1.3 PNEUMATICKÝ ZVEDÁK

Jedná se o gumové měchy. Měchy je nutno nafukovat stlačeným vzduchem. Jejich maximální nosnost bývá až 50 tun, zdvih až 2 metry.

1.1.4 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

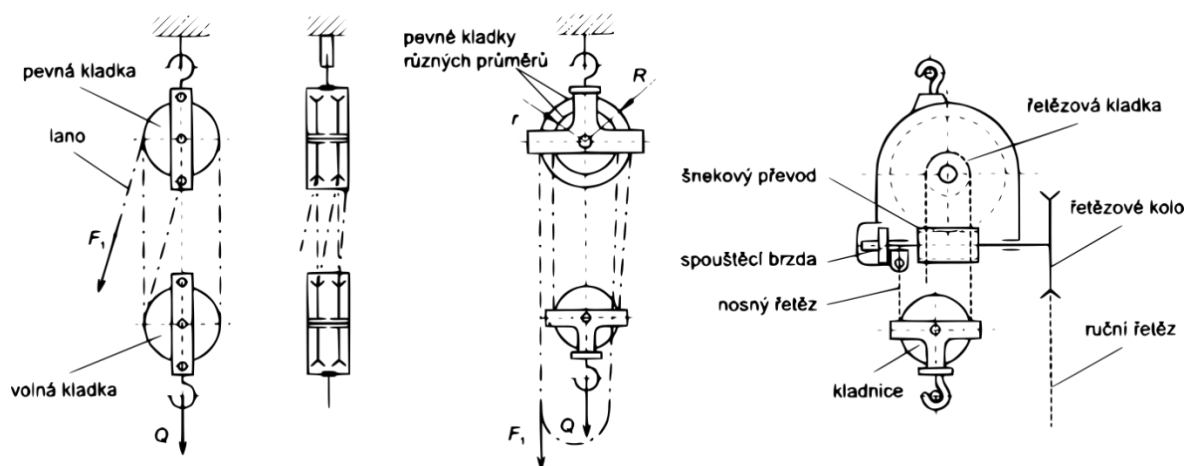
Fungují na principu Pascalova zákona. Mají vysokou účinnost. Díky jejich konstrukci snadno dosahují vysokého převodového poměru. Zařízení se skládají z nádrže, přepouštěcího ventilu, malého a velkého pístu. Malý píst přetlačuje kapalinu k velkému pístu, který následně zvedá břemeno. Spouštění se provádí pomocí přepouštěcího ventilu. Tyto zvedáky mají nejvyšší nosnost. [1][2]



Obr. 3 Hydraulický zvedák [1]

1.2 KLDKOSTROJE

Jsou to zařízení určená ke zdvihání a spouštění břemen. Vznikají spojením pevných a volných kladek, kdy pevné jsou zavěšeny na konstrukci a volné kladky jsou zavěšeny na laně nebo řetězu. Jsou pevně zavěšené nebo na pojízdné dráze. Pohon mívají ruční nebo elektrický. [1]



Obr. 4 Kladkostroje. Zleva: násobný, diferenciální, šnekový [1]

1.2.1 NÁSOBNÝ KLADKOSTROJ

Skládají se z lana, jednoho a více párů pevných a volných kladek. Pevné kladky se pouze otáčejí a volné se s otáčením zároveň svisle posunují. Volné kladky s hákem tvoří kladnici. S přibývajícím počtem kladek se násobně snižuje síla potřebná na zvedání břemene, ale zároveň se nám ve stejném poměru prodlužuje délka lana. [2]

Tyto kladkostroje mívají různou nosnost podle typu použitého lana: konopné lano až 3 t, ocelové lano až 8 t. [1]

1.2.2 DIFERENCIÁLNÍ KLADKOSTROJ

Má podobnou konstrukci jako násobný kladkostroj s tím rozdílem, že kladky mají různé průměry. Přes kladky je veden bezkoncový řetěz. Při zvolení vhodného počtu zubů na kladkách, se dá dosáhnout samosvornosti kladkostroje. [1]

1.2.3 KLADKOSTROJE S OZUBENÝMI KOLY

Tyto kladkostroje se vyrábí ve variantách s převodem s přímým a šroubovým ozubením.

ŠROUBOVÉ

Jsou to nejpoužívanější ze všech ručních kladkostrojů. Hlavní část je šnekový převod se samosvorným šnekem. Při nesamosvorném šneku má zařízení spouštěcí brzdu. Kladkostroj je poháněn samostatným ručním řetězem. Ten pohání šnek, který pohání řetězovou kladku. Ta zvedá řetěz, na kterém je umístěna kladnice s hákem a je druhým koncem upevněn ke kladkostroji. [1]

Šroubové kladkostroje mívají dobrou účinnost a jejich nosnost bývá až 25 tun se zdvihem až 10 metrů. [2]

S ČELNÍMI KOLY

Fungují na stejném principu jako šroubové kladkostroje. Mají vyšší účinnost než šroubové kladkostroje. Nejsou samosvorné a musí být vybaveny spouštěcí brzdou. [1]

Tyto kladkostroje mívají lepší účinnost než šroubové a jejich nosnost dosahuje až 10 t. [2]

1.2.4 ELEKTRICKÝ KLADKOSTROJ

Zvedací zařízení, které mají motor, převodové ústrojí a brzdu uloženou v jednom těle. Tyto zařízení jsou vhodná téměř pro všechna použití. Brzda těchto kladkostrojů bývá elektromagnetická. Ovládání bývá provedeno pomocí dálkového kabelového nebo rádiového ovládání.

Jako příklad je uveden kladkostroj POWER od společnosti LIFTKET které se vyrábí s nosností od 4 000 kg do 25 000 kg. Rychlost zdvihu se podle provedení pohybuje od 0,7 m/min do 6,4 m/min. [4]



Obr. 5 Kladkostroj LIFTKET POWER [4]

1.3 JEŘÁBY

Zařízení sloužící k přesouvání břemen ve svislém nebo vodorovném směru. Skládají se z nosné konstrukce a zdvihacího zařízení. Výhodou dílenských jeřábů je v jejich relativně vysokém zdvihu a možnosti vodorovného pojezdu s břemenem.

Vzhledem k tématu této práce se práce zabývá pouze jeřáby, které mají využití v dílenských provozech. Ty lze rozdělit podle konstrukce do následujících kategorií. [5]

1.3.1 MOSTOVÉ JEŘÁBY

Tyto jeřáby jsou charakteristické svou konstrukcí, kterou tvoří jeřábový most, který se zpravidla pohybuje po jeřábové dráze. Na mostě, vevnitř nebo pod ním se pohybuje kočka nebo kladkostroj s hákem.

V dílenských provozech se používají mostové jeřáby těchto provedení. [5]

RUČNÍ MOSTOVÉ JEŘÁBY

Mají své uplatnění v lehkých provozech s příležitostným použitím. Jejich nosnost bývá do 20 t a rozpětí cca 11 m. Zdvih se ovládá ze země pomocí řetězu. Pojezd jeřábu bývá zabezpečen královským hřídelem s ovládáním na každé straně. Při nosnostech do 1 000 kg a rozpětí do 7 m může být pojezd postrkový. [5]

ELEKTRICKÉ MOSTOVÉ JEŘÁBY

Jsou nejrozšířenějším typem jeřábu. Používají se k přepravě břemen. Jejich maximální nosnost bývá až 40 t s rozpětím až 40 m. Tyto jeřáby se vyrábí v provedení jednonosníkovém s podvěsnou kočkou, skříňové nebo dvounosníkové. [5]



Obr. 6 Dvounosníkový mostový jeřáb ZLK ABUS [6]

Jako příklad je uveden jeřáb od společnosti ABUS typ ZLK. Jedná se o dvounosníkový jeřáb. Tyto jeřáby dosahují nosnosti až 120 t a maximálního rozpětí až 40 m. [6]

PODVĚSNÉ JEŘÁBY

Speciální typ mostových jeřábů. Jde většinou o jednonosníkovou konstrukci s podvěsnou kočkou. Konstrukce se pohybuje na pevné nebo pohyblivé dráze, která je obvykle připevněna ke střešní konstrukci. Jsou vhodné do nosnosti 5 t, do dílen, skladů nebo tam kde je omezený prostor pro obyčejný mostový jeřáb. [5]

1.3.2 KONZOLOVÉ JEŘÁBY

Tyto jeřáby se vyrábí jako stacionární nebo pohyblivé. Jejich pojezd se zpravidla nachází pod mostovými jeřáby podél stěny dílny nebo haly. Stacionární jeřáby se používají hlavně ve strojírenské výrobě k obsluze konkrétních strojů. Pohyblivé slouží převážně pro manipulaci s břemeny okolo mostového jeřábu. [5]



Obr. 7 Konzolový jeřáb EWL ABUS [7]

Jako příklad je uveden jednonosíkový jeřáb od společnosti ABUS typ EWL. Jeřáb je umístěn na vlastní jeřábové dráze. Nosnost tohoto typu dosahuje vyložení až 13 m a nosnosti až 5 t. [7]

NEOTOČNÉ KONZOLOVÉ JEŘÁBY

Mají vždy proměnlivé vyložení, kterého je možné dosáhnout po mocí posuvu kočky po ramenu jeřábu. [5]

KONZOLOVÉ JEŘÁBY OTOČNÉ DO 180°

Otočný výložník je uložen v patním a horním vodícím ložisku ve svislém rámu a dovoluje natočení až o 180°. Tyto jeřáby nemají pohyblivou kočku. [5]

KONZOLOVÉ JEŘÁBY OTOČNÉ O 360°

Jeřáby tohoto typu využívají konstrukce kdy je výložník umístěn pod jeřábovou dráhu, což mu umožňuje volné otáčení. [5]

1.3.3 SLOUPOVÉ JEŘÁBY

Základem jejich konstrukce je sloup, okolo kterého se otáčí výložník. Podle konstrukce můžou být s otočným nebo neotočným sloupem a podle možnosti přemístování mohou být stacionární nebo pojízdné. [5]

JEŘÁBY S OTOČNÝM SLOUPEM

Konstrukce těchto typů jeřábů mívají sloup otočný na dvou ložiskách. Horní přenáší jen radiální síly a do dolní přenáší radiální i axiální síly.

Nástěnné jeřáby jsou nejjednodušší konstrukce tohoto typu. Zpravidla mívají horní ložisko připevnění ke stěně dílny nebo jiné podpůrné konstrukce s dolním ložiskem v úrovni podlahy. Nosnost těchto jeřábů se pohybuje okolo 1 – 3 tuny, s vyložením až 8m. Výložník bývá z pravidla otočný v rozsahu 180°. [5]



Obr. 8 Otočný sloupový jeřáb ABUS VS-K [8]

Jako příklad otočného sloupového jeřábu je uvedeno provedení od firmy ABUS typ VS-K. Jejich nosnost dosahuje nosnosti až 4 t a maximálního vyložení až 10 m. Jako zdvihadlo je použit dvourychlostní elektrický kladkostroj, který může mít ruční nebo elektrický posuv. [8]

JEŘÁBY S NEOTOČNÝM SLOUPEM

Sloup u tohoto typu jeřábu je ocelový plný nebo dutý o průměru až 300 mm. Sloup je ukotven šrouby minimálně M24 pomocí základové desky k podlaze. Otočná část jeřábu je pomocí ložisek umístěna na sloupu. Pohon těchto jeřábů bývá zpravidla ručním nebo elektrickým pohonem. Používají se převážně jako překladače. [5]

1.3.4 PORTÁLOVÉ JEŘÁBY A POLOPORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Nosnou konstrukci těchto jeřábů tvoří portál, který se skládá z jeřábového mostu a dvou podpěr. Portál může být stacionární nebo pohyblivý. Poloportálový jeřáb má jednu větev pojezdové dráhy umístěnou ve výšce mostu jeřábu, z pravidla na stěně budovy.

Podle konstrukce se tyto jeřáby rozdělují na portálové (poloportálové) s kočkou, portálové (poloportálové) s otočným výložníkem (přistavní) a portálové překládací jeřáby. V dílenských provozech se používají portálové (poloportálové) s kočkou. [5]

PORTÁLOVÉ JEŘÁBY S KOČKOU

Tyto jeřáby se dále rozdělují podle umístění jeřábové kočky na jeřáby s podvěsnou kočkou, s kočkou pro pojezd v horní části mostu a s kočkou s pojezdem uvnitř mostu. [5]

Nepojížděné (stabilní) portálové jeřáby mohou obsluhovat pouze prostor pod vlastním mostem. Využívají se převážně pro překládku z jednoho vozidla na druhé.

Pojížděné portálové jeřáby s kočkou – ruční se nejčastěji používají k montážním pracím, kde se volně pohybují bez dráhy ručně, na vlastních kolech po dostatečně tvrdé podložce. Vyrábí se převážně do nosnosti do 3,2 t.

Elektrické portálové jeřáby s podvěsnou kočkou při menších rozpětích bývá most nosníku vyroben z profilu I, při větších zatížení bývá příhradový trojúhelníkový nebo prutový. Často přemísťované jeřáby mívají samo stavitelnou konstrukci.



Obr. 9 Dílenský portálový jeřáb ABUS LPK [9]

Jako příklad je uveden lehký portálový jeřáb společnosti ABUS typ LPK. Tento typ jeřábu se vyrábí do nosnosti 2 t s maximální šířkou rozpětí až 7,8 m a výškou až 5 m. Jeřáb slouží jako mobilní drážka, s břemenem se smí manipulovat pouze v rozpětí jeřábu. Se zavěšeným břemenem není možno pojíždět. [9]

2 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Dle zadaných parametrů je vytvořen návrh lehkého portálového jeřábu.

Tento typ jeřábu je zvolen s ohledem na lehkost a jednoduchost konstrukce, široké možnosti využití v opravárenských provozech. Výhodou tohoto řešení je snadná manipulovatelnost s celým zařízením a odpadá nutnost stavby jeřábové dráhy nebo kotvení jeřábu k podlaze nebo na stěnu dílny.

Konstrukce lehkých portálových jeřábů bývá podobná. Skládají se z nosníku, který tvoří válcovaný profil I nebo H, který je opatřen kladkostrojem a dvou podpěr vyrobených ze čtvercových profilů opatřenými pojezdovými koly.

Konstrukce jeřábu je rozebíratelná a snadno sestavitelná na místě používání.

Jeřáb je vybaven kladkostrojem, který je umístěn na nosníku, má elektrický zdvih a je umožněn manuální pojezd celé konstrukce.

Na základě výpočtů zatížení podle normy ČSN EN 13001-2 [10] jsou určeny maximální zatížení působící na jeřáb a následně podle normy ČSN EN 13001-3-1 [11] je určen materiál, profily částí a následně je provedena kontrola konstrukce

ZÁKLADNÍ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO ZAŘÍZENÍ:

Nosnost:	200 kg
Minimální výška zdvihu (závěs lana):	2200 mm
Maximální celková výška:	2750 mm
Maximální celkové rozpětí:	3000 mm
Maximální rozvor:	1500mm

3 URČENÍ DRUHU PROVOZU, DYNAMICKÝCH SOUČINTELŮ A ÚČINKU ZATÍŽENÍ JEŘÁBU

3.1 DYNAMICKÉ ÚČINKY

Výpočet je prováděn podle normy 13001-2. Zatížení působící na jeřáb jsou rozdělena do tří kategorií. [10]

Pravidelná zatížení

Vyskytují se běžně za provozu

- a) Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
- b) Setrvačné a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
- c) Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
- d) Zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu
- e) Zatížení způsobené přetvořením / přemístěním

Občasná zatížení

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

- a) Zatížení způsobená větrem za provozu
- b) Zatížení sněhem a námrazou
- c) Zatížení způsobená změnami teploty
- d) Zatížení způsobená přičením

Výjimečná zatížení

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

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

3.1.1 ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Při zdvihání břemene ze země nebo při uvolnění břemena nebo jeho části se musí zohlednit účinky vybuzení kmitání konstrukce jeřábu. Gravitační síla působící na hmotnost jeřábu se vynásobí součinitelem ϕ .

Navrhovaný jeřáb má třídu rozložení hmotnosti MDC1 [10, str. 29]. Jsou to jeřáby nebo části jeřábů, u kterých ve všech kritických bodech vybraných pro prokázání výpočtem, všechna zatížení způsobená gravitačním účinkem na hmotnosti různých částí jeřáb zvyšují (nepříznivě) výsledné účinky zatížení a které nejsou ovlivněny úmyslným přetvořením (předepnutí) jsou

považovány za jeřáby nebo části jeřábů s třídou rozložení hmotnosti MDC1. Pro jeřáby s tímto rozložením se součinitel vypočítá následujícím způsobem.

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

Kde:

$$\delta = 0,1 \quad \text{Hodnota závislá na typu konstrukce. [10, str. 13];}$$

3.1.2 SETRVAČNÉ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ SVISLE NA BŘEMENO ZDVIHU ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

Při zdvihání volně ležícího břemena se musí zohlednit účinky kmitání, které se při tom vyvolají, vynásobením gravitačních sil, působících na hmotnost břemena zdvihu, součinitelem ϕ_2 podle [10, str13].

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_{h,\max} = 1,15 + 0,51 \cdot 0,133 = 1,218 \quad (2)$$

Kde:

$$\phi_{2,\min} = 1,15 \quad \text{součinitel pro zdvihovou třídu HC3 [10, str. 14, tab. 2];}$$

$$\beta_2 = 0,51 \quad \text{součinitel pro zdvihovou třídu HC3 [10, str. 14, tab. 2];}$$

$$v_{h,\max} = 0,133 \text{ m/s} \quad \text{nejvyšší ustálená rychlost zdvihu [10, str. 14, tab. 3];}$$

NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

U jeřábů, kde uvolnění části břemena zdvihu je obvyklá provozní činnost, může být špička dynamického účinku na jeřáb zohledněn vynásobením břemena zdvihu součinitelem ϕ_3 .

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_b}{m_b} \cdot (1 + \beta_3) = 1 - \frac{100}{200} \cdot (1 + 0,5) = 0,25 \quad (3)$$

Kde:

$$\Delta m_b = 100 \text{ kg} \quad \text{uvolněná část břemene zdvihu;}$$

$$m_b = 200 \text{ kg} \quad \text{hmotnost břemene podle zadání;}$$

$$\beta_3 = 0,5 \quad \text{pro jeřáby s prostředkem pro pomalé uvolňování [10, str. 15];}$$

3.1.3 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

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

Dynamický součinitel pro přejezd přes stupeň se vypočítá pomocí vzorce:

$$\phi_{4,s} = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{g \cdot r} \cdot \zeta_s = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{1^2}{g \cdot 87,5} \cdot 0,6 = 2,725 \quad (4)$$

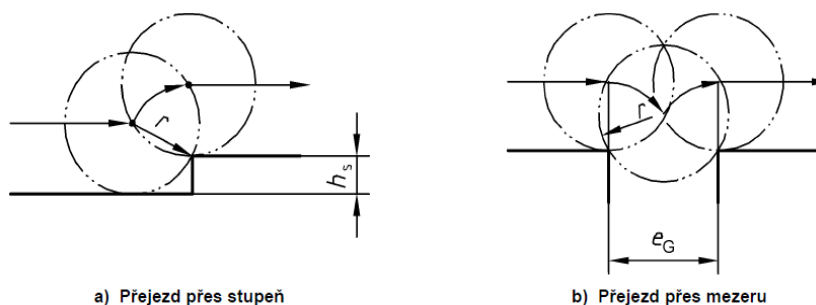
Pro přejezd přes mezeru je vzorec následující:

$$\phi_{4,G} = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{g \cdot r} \cdot \zeta_G = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{1^2}{9,81 \cdot 0,0875} \cdot 0,1 = 1,288 \quad (5)$$

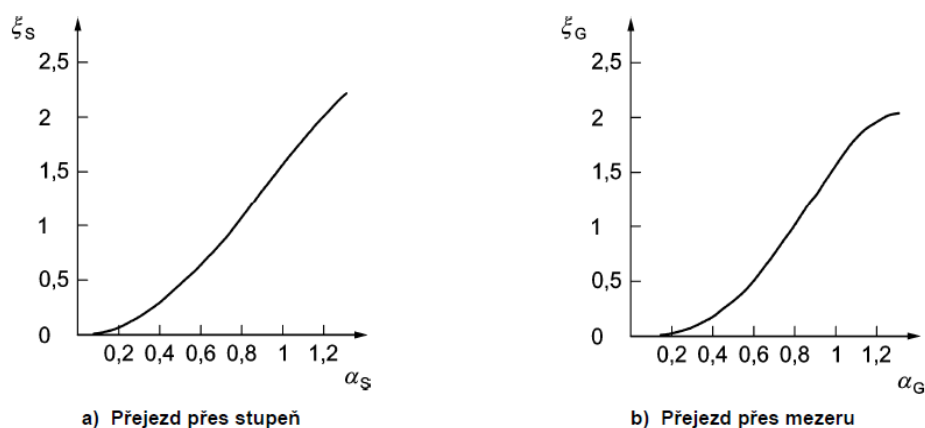
Kde:

$v = 1 \text{ m/s}$	konstantní vodorovná pojezdová rychlost jeřábu;
$r = 0,0875 \text{ m}$	poloměr kola jeřábu;
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	gravitační konstanta;

$\zeta_s(\alpha_s), \zeta_G(\alpha_G)$ jsou součinitele podle křivky, které dosahují maxima v časovém úseku, ve kterém kolo přejelo nerovnost, mohou být určeny pro $\alpha_s < 1,3$ a $\alpha_G < 1,3$ podle diagramů na Obr. 10.



Obr. 9 Stupeň a mezeru



Obr. 10 Součinitele křivky $\zeta_s(\alpha_s)$ a $\zeta_G(\alpha_G)$

$$\xi_s = 0,6$$

$$\xi_G = 0,1$$

$$\alpha_s = \frac{2 \cdot f_q \cdot h_s}{v} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot r}{h_s}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 0,005}{1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 87,5}{5}} = 0,591 \quad (6)$$

$$\alpha_G = \frac{f_q \cdot e_G}{v} = \frac{10 \cdot 10}{1} = 0,1 \quad (7)$$

Kde:

$h_s = 0,005 m$	výška stupně, podle Obr. 9;
$e_G = 0,01 m$	šířka mezery, podle Obr. 9;
$\alpha_s = 0,591$	výraz pro výpočet ϕ_4 [10, str. 16];
$\alpha_G = 0,1$	výraz pro výpočet ϕ_4 [10, str. 16];
$f_q = 10 Hz$	vlastní frekvence jeřábu není známa, uvažuje se 10 Hz [10, str. 16];

3.1.4 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

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

Pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo pro případy kdy rázy při zpětném chodu nevyvolávají dynamické síly a kde jsou náhle změny sil, volíme součinitel ϕ_5 v intervalu 1,5-2 podle [10, str. 18].

$$\phi_5 = 1,8 \quad (8)$$

3.1.5 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

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

Zkušební zatížení se vynásobí součinitelem ϕ_6 , které se vypočítají z následujících vzorců podle [10, str. 26].

DYNAMICKÉ ZKUŠEBNÍ ZATÍŽENÍ

Zkušební břemeno je přemísťováno pomocí pohonů způsobem, jakým bude jeřáb používán. Zkušební břemeno musí být nejméně 110 % maximálního břemena zdvihu.

$$\phi_{6,dyn} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) = 0,5 \cdot (1 + 1,218) = 1,109 \quad (9)$$

STATICKE ZKUŠEBNÍ ZATÍŽENÍ

Břemeno je zvětšeno pro zkoušku při zatížení jeřábu bez použití pohonů. Zkušební břemeno musí být nejméně 125 % maximálního břemena zdvihu.

$$\phi_{6,stat} = 1 \quad (10)$$

3.1.6 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ SILAMI NA NÁRAZNÍKY

Tento jeřáb není opatřen nárazníky. Jeřáb se může volně pohybovat po podložce, nemá přesně vymezenou pojezdovou dráhu. Proto je součinitel ϕ_7 zanedbán.

3.1.7 PŘEHLED DYNAMICKÝCH SOUČINTELŮ

Tabulka 1 Přehled dynamických součinitelů

Tabulka dynamických součinitelů		
Název	Označení	Hodnota
Zdvihání a pro účinky tíhy, které působí na hmotnost jeřábu	ϕ_1	1,1
Účinky setrvačnosti a tíhy při zdvihání ležícího břemena	ϕ_2	1,2018
Účinky setrvačnosti a tíhy při náhlém uvolnění břemena zdvihu	ϕ_3	0,25
Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	ϕ_4	2,725
Zatížení způsobení akcelerací pohonů jeřábu	ϕ_5	1,8
Zkušební břemena	$\phi_{6,dyn}$	1,109
	$\phi_{6,stat}$	1

3.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA JEŘÁB

Hodnoty výpočtů jsou upořádány do skupin kombinací zatížení. Z těch jsou následně vybrána kombinace zatížení, která jsou použita pro pevnostní kontrolu navrženého jeřábu.

3.2.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU

Hmotnost jeřábu je odhadnuta ze základního návrhu na 150kg. Hmotnost zvedacího ústrojí je odhadnuta na 30 kg.

$$f_1 = (m_k + m_z) \cdot g = (150 + 30) \cdot g = 1765N \quad (11)$$

Kde:

$$m_k = 150kg \quad \text{odhadovaná hmotnost konstrukce jeřábu;}$$

$$m_z = 30kg \quad \text{odhadovaná hmotnost zvedacího ústrojí;}$$

3.2.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTÍ BŘEMENA ZDVIHU

Hmotnost břemene je dána zadáním bakalářské práce.

$$f_2 = m_b \cdot g = 200 \cdot g = 1961N \quad (12)$$

Kde:

$$m_b = 200kg \quad \text{hmotnost břemene podle zadání;}$$

3.2.3 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A BŘEMENA ZDVIHU

Jedná se o účinek součtu hmotnosti jeřábu, zvedacího ústrojí a břemene ve stejný okamžik. To je při zvedání či pohybu s břemenem.

$$f_3 = (m_z + m_k + m_b) \cdot g = (30 + 150 + 200) \cdot g = 3727N \quad (13)$$

3.2.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ POHONU ZDVIHU

Zatížení, které vznikne při zrychlení pohonu zdvihu. Zrychlení zdvihu je určeno na $0,5 \text{ m/s}^2$.

$$f_4 = (m_b + m_h) \cdot (g + a_z) = (200 + 5) \cdot (g + 0,5) = 2113N \quad (14)$$

Kde:

$$m_h = 5 \text{ kg} \quad \text{hmotnost háku a řetězu}$$

$$a_z = 0,5 \text{ m/s}^2 \quad \text{zrychlení zdvihu}$$

3.2.5 ZATÍŽENÍ PŘI ZVEDÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA PŘI POUŽITÍ MAXIMÁLNÍ RYCHLOSTI ZDVIHU

$$f_5 = m_b \cdot g = 200 \cdot g = 1961N \quad (15)$$

3.2.6 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Hmotnost zkušební tělesa je dána normou 13001-2 [10, str. 26]

DYNAMICKÁ ZKOUŠKA

$$f_{6,dyn} = m_{dyn} \cdot g = 220 \cdot g = 2393N \quad (16)$$

Kde:

$$m_{dyn} = 220 \text{ kg} \quad \text{hmotnost zkušební břemena (110 % hmotnosti břemena) [10, str. 26];}$$

STATICÁ ZKOUŠKA

$$f_{6,stat} = m_{stat} \cdot g = 250 \cdot g = 2452N \quad (17)$$

Kde:

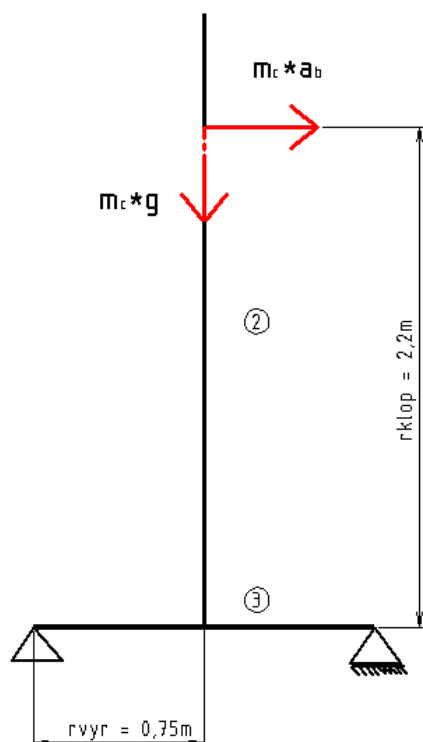
$$m_{stat} = 250 \text{ kg} \quad \text{hmotnost zkušební břemena (125 % hmotnosti břemena) [10, str.26];}$$

3.2.7 NOUZOVÉ ZASTAVENÍ

Při rychlém zpomalení nebo zrychlení jeřábu může dojít k převrácení jeřábu. Z toho důvodů je pomocí vyrovnávacího momentu vypočtena velikost zrychlení, při kterém dojde k převrácení jeřábu.

Vzhledem k tomu že není známa přesná poloha těžiště jeřábu se zavěšeným břemenem, je zvolen případ, kdy se těžiště nachází v nejvyšším bodě závěsu kladkostroje. Reálná poloha

těžiště se v reálném provozu bude pohybovat níže než je uvažováno a bude tedy vyvolávat menší klopný moment.



Obr. 10 Znáornění vyrovnávacích a klopících sil

$$M_{vyr} > M_{klop,max} \quad (18)$$

$$M_{vyr} = m_c \cdot g \cdot r_{vyr} \quad (19)$$

$$M_{klop} = m_c \cdot a_{b,max} \cdot r_{klop} \quad (20)$$

$$a_{b,max} = \frac{M_{vyr}}{m_c \cdot r_{klop}} = \frac{2795}{380 \cdot 2,2} = 3,343 \text{ m/s}^2 \quad (21)$$

Kde:

$$a_{b,max} = 3,343 \text{ m/s}^2 \quad \text{zrychlení, při kterém dojde k převrácení jeřábu;}$$

$$M_{vyr} = 1539 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{vyrovnávací moment;}$$

$$M_{klop} = 1539 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{klopný moment;}$$

$$m_c = 380 \text{ kg} \quad \text{celková hmotnost jeřábu a břemene;}$$

$$r_{vyr} = 0,75 \text{ m} \quad \text{vyrovnávací rameno momentu;}$$

$$r_{klop} = 2,2 \text{ m} \quad \text{klopné rameno momentu;}$$

V normálním provozu při použití lidských sil na pohyb jeřábu by nemělo být dosaženo většího zrychlení než $3,3 \text{ m/s}^2$. Pro výpočet síly působící na konstrukci při zrychlení jeřábu je zvolena velikost zrychlení $a_b = 1,5 \text{ m/s}^2$ které je uvažováno nejvyšší možné zrychlení jeřábu ve vodorovné rovině.

$$f_7 = m_c \cdot a_b = 380 \cdot 1,5 = 570 \text{ N} \quad (22)$$

3.2.8 PŘEHLED ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ

Tabulka 2 Přehled účinků zatížení

Účinky zatížení		
Název	označení	Hodnota [N]
Zatížení od hmotnosti jeřábu	f_1	1765
Zatížení od hmotností břemena zdvihu	f_2	1961
Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	f_3	3727
Zatížení od zrychlení pohonu zdvihu	f_4	2113
zatížení při zvedání volně ležícího břemena	f_5	1961
Zatížení při zkouškách	f_{6stat}	2452
	f_{6dyn}	2393
Zatížení od zrychlení jeřábu	f_7	570

3.2.9 VÝPOČET KOMBINACÍ ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ

Tabulka s přehledem dynamických součinitelů a přehledem kombinací zatížení je umístěna v příloze. P1

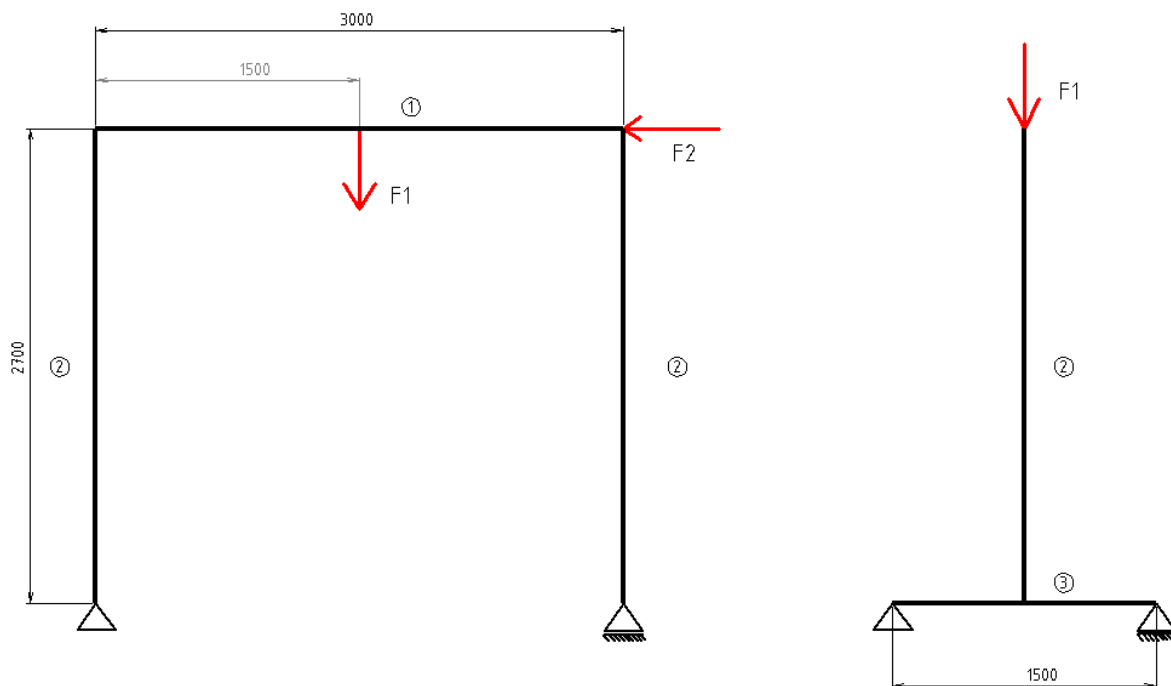
VYHODNOCENÍ NEJMÉNĚ PŘÍZNIVÉ KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Z tabulky vyplývá, že nejméně příznivá je kombinace zatížení A4, pojezd po nerovném povrchu. Největší zatížení ve vodorovné ose působí zatížení od nouzového zastavení v kombinaci C6. Tyto dvě zatížení jsou zvoleny pro následující výpočty.

4 NÁVRH KONSTRUKCE

Při návrhu konstrukce a určení zatěžujících sil jsou použity normy ČSN EN 13001-2 [10] a ČSN EN 13001-3-1+A1 [11].

4.1 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KONSTRUKCE A ZATĚŽUJÍCÍCH SIL



Obr. 11 Předběžný návrh konstrukce

Konstrukci jeřábu na Obr. 11 lze rozdělit na následující pruty:

- Prut 1 – Nosník
- Prut 2 – Sloup
- Prut 3 – Podvozek

Na spodní straně podvozku jsou umístěna pojezdová kola, která jsou vybavena brzdou, takže jsou schopny přenášet i síly ve vodorovné rovině.

F_1 – SÍLA OD BŘEMENE PŘI POJEZDU NA NEROVNÉ PODLOŽCE

$$F_1 = f_2 \cdot \phi_4 \cdot \gamma_{PA2} = 1961 \cdot 2,725 \cdot 1,34 = 7163 N \quad (23)$$

Kde:

$$\gamma_{PA2} = 1,34 \quad \text{Dílčí součinitel bezpečnosti [10, tab. 10]}$$

Předpokládá se, že jeřáb bude často využíván k převozu různých břemen po pracovišti. Při výpočtu koeficientu ϕ_4 je uvažováno s výškou stupně 5 mm což nám dalo vysokou hodnotu bezpečnostního koeficientu a ten nám výrazně navýšil zatěžující sílu, která působí na konstrukci.

F₂ – SÍLA OD ZRYCHLENÍ POJEZDU JEŘÁBU

$$F_2 = f_7 \cdot \gamma_{PC7} \cdot \phi_5 = 570 \cdot 1,1 \cdot 1,8 = 1129N \quad (24)$$

Kde:

$$\gamma_{PC7} = 1,1 \quad \text{Dílčí součinitel bezpečnosti [10, tab. 10];}$$

Aby byl možný pohyb jeřábu po pracovišti je třeba působit na něj silou. Při akceleraci vznikají setrvační síly od břemene a váhy jeřábu, které působí na konstrukci a způsobují nepříjemné účinky. Vzhledem k tomu že je pohyb možný ve všech směrech vodorovné roviny, síla v jednotlivých dílčích výpočtech rámu působí vždy nejméně příznivém směru.

4.2 URČENÍ MATERIÁLU

Vzhledem ke konstrukci a předpokládaného používání jeřáby je zvolen materiál S235JR. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel. Vhodnou pro ploché a dlouhé výrobky válcované za tepla. Ocel je vhodná pro svařované, šroubované a nýtované konstrukce.

Tabulka 3 Vlastnosti materiálu [11, str. 16, tab. 2]

Označení	Norma	Tloušťka t [mm]	Jmenovitá hodnota	
			f _y mez kluzu [MPa]	f _u mez pevnosti [MPa]
S235JR	EN 10025-2	t < 16	235	340

4.3 URČENÍ TYPŮ PROFILŮ KONSTRUKCE

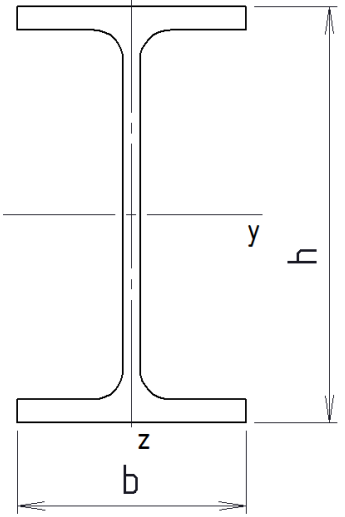
Pro konstrukci jeřábu jsou voleny normalizované profily, které jsou vhodné pro ocelové konstrukce.

4.3.1 NOSNÍK

Pro nosník je zvolen válcovaný profil IPE 100 DIN 1025-5.

Tabulka 4 Vlastnosti nosníku IPE 100

IPE 100		
Geometrie a statické hodnoty		
Označení	Jednotka	Rozměr
h_1	mm	100
b_1	mm	55
S_1	mm ²	1030
G_1	kg/m	8,1
W_{1y}	mm ³	$34,2 \cdot 10^3$
W_{1z}	mm ³	$5,79 \cdot 10^3$
I_{1y}	mm ⁴	$1,71 \cdot 10^6$
I_{1z}	mm ⁴	$159 \cdot 10^3$

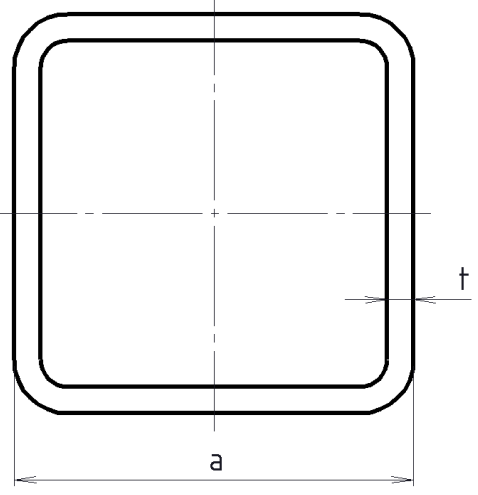


4.3.2 SLOUPY

Pro sloupy je zvolen čtvercový uzavřený profil EN 10219 s rozměry (60x60x5) mm.

Tabulka 5 Vlastnosti profilu sloupu

TR 4HR 60x60x5		
Geometrie a statické hodnoty		
Označení	Jednotka	Rozměr
a_2	mm	60
S_2	mm ²	1030
G_2	kg/m	8,13
W_2	mm ³	$16,8 \cdot 10^3$
I_2	mm ⁴	$505 \cdot 10^3$

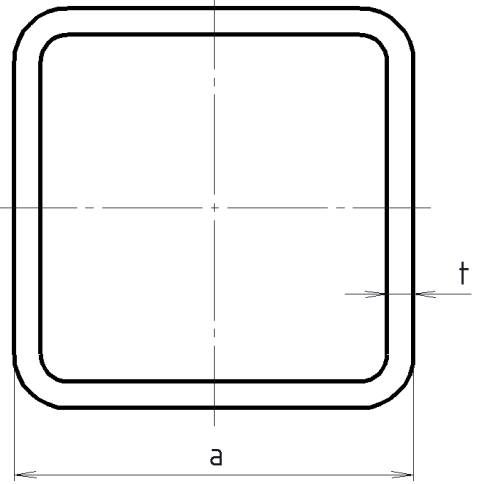


PODVOZEK

Pro podvozky je zvolen čtvercový uzavřený profil EN 10219 s rozměry (90x90x4) mm.

Tabulka 6 Vlastnosti profilu podvozku

TR 4HR 60x60x5		
Geometrie a statické hodnoty		
Označení	Jednotka	Rozměr
a_3	mm	90
S_3	mm ²	1640
G_3	kg/m	12,8
W_3	mm ³	$42,9 \cdot 10^3$
I_3	mm ⁴	$1,93 \cdot 10^6$

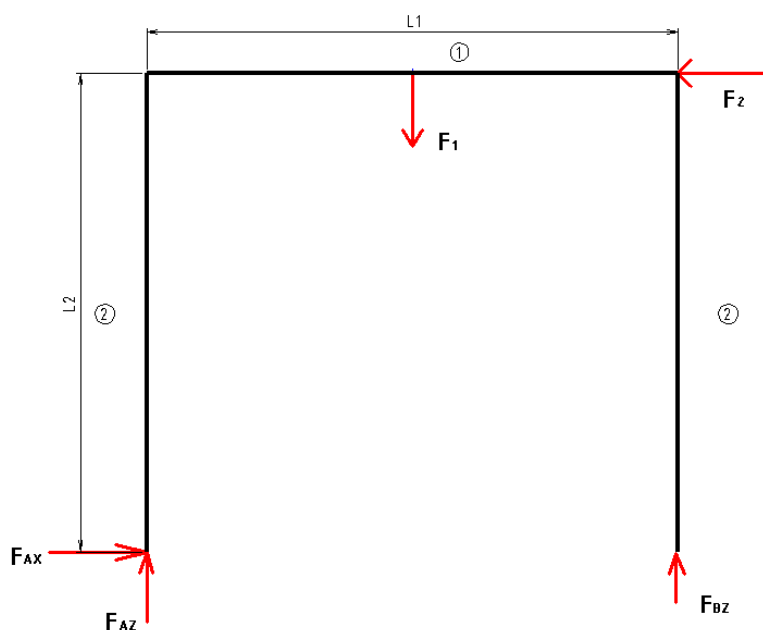


5 FUNKČNÍ A KONTROLNÍ VÝPOČTY

5.1 RÁM JEŘÁBU

Pro výpočet rámu konstrukce je zavedeno zjednodušení na jednoduchou prutovou soustavu, kterou lze řešit pomocí obecné pružnosti a pevnosti. Hlavní nosník a sloupy jsou brány jako celek, která je na jedné straně uložena kloubovým spojením a na druhé straně jako obecná podpora. To nám nahrazuje situaci kdy jsou pojezdová kola na jedné straně zabrzděna a na druhé se mohou volně pohybovat.

5.1.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH



Obr. 12 Úplné uvolnění rámu

$$F_{AX} = F_2 = 1129 \text{ N} \quad (25)$$

$$F_{BZ} = \frac{F_1 \cdot L_1 \cdot 0,5 - F_2 \cdot L_2}{L_1} = \frac{7163 \cdot 3 \cdot 0,5 - 1129 \cdot 2,7}{3} = 2566 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{AZ} = F_1 - F_{BZ} = 7163 - 2566 = 4597 \text{ N} \quad (27)$$

Kde:

$$L_1 = 3 \text{ m} \quad \text{Rozpětí jeřábu;}$$

$$L_2 = 2,7 \text{ m} \quad \text{Výška jeřábu;}$$

5.1.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x_1 \in (0, L_2)$$

$$N_1 = -F_{AZ} [N]$$

$$T_1 = -F_{AX} [N]$$

$$Mo_1 = F_{AX} \cdot x_1 [N \cdot m]$$

(28)

$$x_2 \in (0, L_1 / 2)$$

$$N_2 = -F_{AX} [N]$$

$$T_2 = F_{AZ} [N]$$

$$Mo_2 = -F_{AZ} \cdot x_2 [N \cdot m]$$

(29)

$$x_3 \in (0, L_1 / 2)$$

$$N_1 = -F_{AX} [N]$$

$$T_1 = F_{AZ} - F_1 [N]$$

$$Mo_1 = F_{AX} \cdot (L_1 / 2 \cdot x_3) - F_1 \cdot x_3 [N \cdot m]$$

(30)

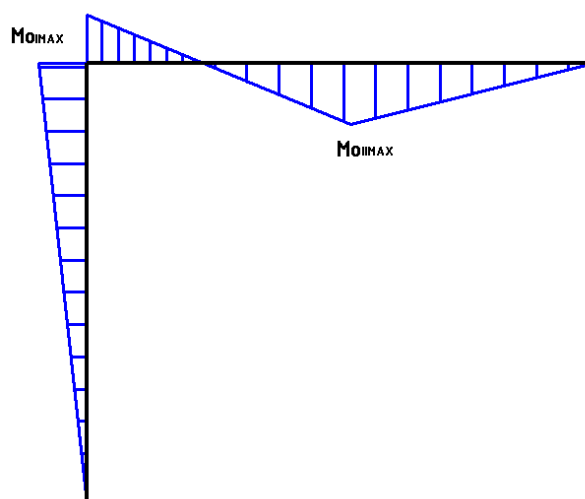
$$x_4 \in (0, L_2)$$

$$N_4 = -F_{AZ} + F_{BZ} - F_1 [N]$$

$$T_4 = F_{AX} - F_2 [N]$$

$$Mo_4 = F_{AX} \cdot (L_2 - x_4) - F_{AZ} \cdot L_1 + F_1 \cdot L_1 / 2 + F_2 \cdot x_4 [N \cdot m]$$

(31)



Obr. 13 Průběh ohybového momentu v konstrukci rámu

Nejvyšší ohybový moment uprostřed nosníku v místě působení tíhy břemena a v horní části sloupu.

5.1.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH NAPĚTÍ RÁMU

Pro nejvíce namáhané části rámu jsou vypočítána maximální napětí a provedena kontrola vůči maximálnímu dovolenému napětí.

V následujících výpočtech je postupováno podle SHIGLEY [12, kap. 4].

MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ V NOSNÍKU

Na nosník působí ohybový moment, který vytváří zatížení od břemene a normálová síla která je vyvolávána brzdnými silami. Pro výpočet maximálního napětí je uvažován stav kdy je břemeno umístěno uprostřed nosníku a vytváří tak největší ohybový moment.

Maximální ohybové napětí působící na nosník σ_{O1max} se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{O1max} = \frac{Mo_{2max}}{W_{1y}} = \frac{3848}{34,2 \cdot 10^{-6}} = 112,524 MPa \quad (32)$$

Kde:

$Mo_{2max} = 3848 N \cdot m$ Maximální ohybový moment působící na nosník;

$W_{1y} = 34,2 \cdot 10^{-6} m^3$ Pružný modul průřezu nosníku v ose ohýbání;

Maximální normálové napětí působící na nosník jeřábu se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{N1max} = \frac{F_2}{S_1} = \frac{7163}{1,04 \cdot 10^{-3}} = 6,887 MPa \quad (33)$$

Kde

$S_2 = 1,04 \cdot 10^{-3} m^2$ Obsah průřezu nosníku;

Maximální napětí v nosníku σ_{1max} se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{1max} = |\sigma_{O1max}| + \sigma_{N1max} = 112,5 + 1,1 = 113,6 MPa \quad (34)$$

MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ VE SLOUPU

Na sloup působí ohybový moment, který je způsoben zrychlujícími silami působící na rám jeřábu, a normálové napětí které je způsobeno zatížením od břemene. Pro výpočet normálového napětí je uvažován případ kdy je břemeno v krajní poloze a na sloup působí celá tíha břemene.

Maximální ohybový moment na působící na sloup σ_{O2max} se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{O2max} = \frac{Mo_{1max}}{W_2} = \frac{3047}{16,8 \cdot 10^{-6}} = 181,38 MPa \quad (35)$$

Kde:

$M_{o1max} = 3047 N \cdot m$ Maximální ohybový moment působící na sloup;

$W_2 = 16,8 \cdot 10^{-6} m^3$ Pružný modul průřezu sloupu;

Maximální normálové napětí σ_{N2max} působící na sloup se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{N2max} = \frac{F_1}{S_2} = \frac{7163}{1,04 \cdot 10^{-3}} = 6,887 MPa \quad (36)$$

Kde:

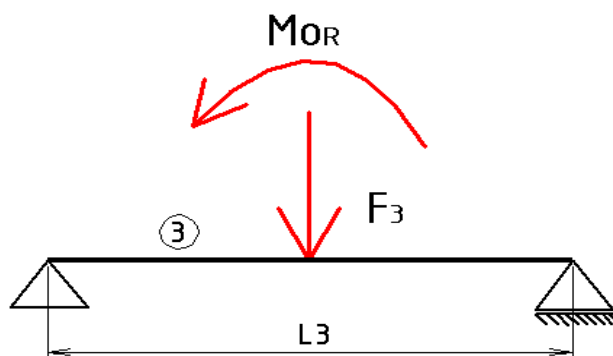
$S_2 = 1,04 \cdot 10^{-3} m^3$ Obsah průřezu sloupu;

Maximální napětí působící na sloup σ_{2max} se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{2max} = \sigma_{o2max} + \sigma_{N2max} = 181,38 + 6,887 = 188,27 MPa \quad (37)$$

5.2 PODVOZEK JEŘÁBU

Pro zjednodušení výpočtu je podvozek uvažován jako nosník, na který je uložen na dvou podporách. Na nosník působí síla, která je součtem celkového zatížení od břemene a síla od poloviny hmotnosti nosníku a jednoho sloupu. Na nosník dále působí ohybový moment, které vytváří akcelerační síla F_2 při pohybu jeřábu a břemene ve směru osy podvozku.



Obr. 14 Znárodnění podvozku

F3 – SÍLA OD BŘEMENE A TÍHY KONSTRUKCE

$$F_3 = F_1 + G_1 \cdot \frac{L_1}{2} \cdot g + G_2 \cdot L_2 \cdot g = 7163 + 8,1 \cdot \frac{3}{2} \cdot g + 8,13 \cdot 2,7 \cdot g = 7497 N \quad (38)$$

Kde:

$G_1 = 8,1 kg / m$

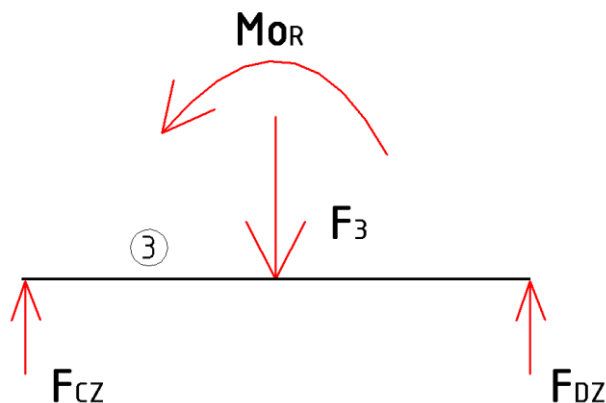
Délková hmotnost profilu IPE 100;

$G_2 = 8,13 kg / m$

Délková hmotnost sloupu;

MOR – MOMENT VYTVÁŘENÝ SILOU F2 PŮSOBÍCÍ NA SLOUP

$$M_{OR} = F_2 \cdot L_2 = 1129 \cdot 2,7 = 3047 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (39)$$

5.2.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

Obr. 15 Úplně uvolněné podvozku

$$F_{DZ} = \frac{F_3 \cdot \frac{L_3}{2} \cdot g - M_{OR}}{L_3} = \frac{7497 \cdot \frac{1,5}{2} \cdot g - 3047}{1,5} = 1717 \text{ N} \quad (40)$$

$$F_{CZ} = F_3 - F_{DZ} = 7497 - 1717 = 5780 \text{ N} \quad (41)$$

Kde:

$$L_3 = 1,5 \text{ m} \quad [\text{m}] \quad \text{Délka podvozku;}$$

5.2.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x_5 \in (0, L_3 / 2)$$

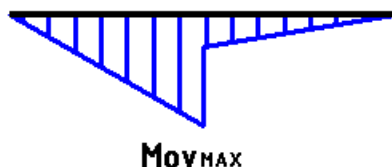
$$N_5 = 0 [\text{N}]$$

$$T_5 = F_{CZ} [\text{N}]$$

$$M_{O5} = F_{CZ} \cdot x_5 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

(42)

$$\begin{aligned}
 x_6 &\in (0, L_3 / 2) \\
 N_6 &= 0 [N] \\
 T_6 &= F_{CZ} - F_3 [N] \\
 Mo_6 &= F_{CZ} \cdot (L_3 / 2 + x_5) - F_3 \cdot x_5 - Mo_R [N \cdot m]
 \end{aligned}
 \tag{43}$$



Obr. 16 Průběh ohybového momentu v podvozku

Největší moment se nachází uprostřed podvozku, v místě kde působí síla F_3 a moment Mo_R .

5.2.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ PODVOZKU

Na podvozek působí síla od zatížení břemene a váhy části rámu a moment, který je reakcí ohybového momentu působícího na sloup.

Maximální ohybové napětí působící na podvozek σ_{3max} se vypočítá podle vzorce:

$$\sigma_{3max} = \frac{Mo_{5max}}{W_3} = \frac{7382}{42,9 \cdot 10^{-6}} = 112,524 MPa
 \tag{44}$$

Kde:

$$\begin{aligned}
 Mo_{5max} &= 7382 N \cdot m && \text{Maximální ohybový moment v podvozku;} \\
 W_3 &= 42,9 \cdot 10^{-6} m^3 && \text{Pružný modul průřezu podvozku;}
 \end{aligned}$$

5.3 PROKÁZÁNÍ NOSNÝCH PRVKŮ KONSTRUKCE

V následujících podkapitolách jsou prováděny výpočty podle normy 13001-3-1+A1 [11]

5.3.1 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ

Pro materiál nosných prvků bylo určeno maximální dovolená návrhové napětí únosnosti.

Návrhové napětí únosnosti materiálu pro normálová napětí $f_{Rd,\sigma}$ se vypočítá podle [11, str. 21]:

$$f_{Rd,\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = \frac{235}{1,1} = 213,64 MPa
 \tag{45}$$

$$\gamma_{Rm} = \gamma_m \cdot \gamma_{sm} = 1,1 \cdot 1 = 1,1
 \tag{46}$$

Kde:

$f_y = 235 \text{ MPa}$	Mez kluzu materiálu [str. 30, tab. 3];
$\gamma_{Rm} = 1,1$	Výsledný součinitel spolehlivosti prvků [11, str. 21];
$\gamma_m = 1,1$	obecný součinitel spolehlivosti [11, str. 21];
$\gamma_{sm} = 1$	dílní součinitel spolehlivosti prvků [11, str. 21];

5.3.2 KONTROLA NOSNÝCH PRVKŮ

Pro navrhované nosné prvky musí být prokázáno že:

$$\sigma_{\max} \leq f_{Rd,\sigma} \quad (47)$$

Tabulka 7 Přehled maximálních napětí vůči návrhovému napětí

označení prutu	Maximální napětí σ [MPa]	$f_{Rd,\sigma}$ [MPa]	Koeficient bezpečnosti	Splnění požadavku
1	113,6	213,6	1,880	ANO
2	188,3		1,135	ANO
3	172,1		1,242	ANO

Všechny části konstrukce splňují podmínku únosnosti nosných prvků.

5.4 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Při prokazování nosných prvků je použito zatížení při pojezdu na nerovné podložce. Toto zatížení je násobně větší než zatížení od břemene v když se jeřáb nepohybuje. Vzhledem k této situaci bylo po konzultaci s vedoucím práce upuštěno od výpočtu únavové pevnosti.

5.5 PROKÁZÁNÍ PRUŽNÉ STABILITY

Na sloup působí velká normálová síla, vzhledem k tomu že se jedná o štíhlý dlouhý prut je třeba provést kontrolu na vzpěr. Pro kontrolu výpočet vzpěrné stability je uvažován případ, kdy na sloup působí celkové zatížení od řemene F_1 .

5.6 PROKÁZÁNÍ ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Vzhledem k tomu že pro spojení podpěr a nosníku jsou použity šrouby velikost M12 o pevnosti 10.9. a jejich nízkému zatížení bylo po konzultaci s vedoucím práce upuštěno od výpočtu únosnosti šroubového spoje.

5.6.1 KRITICKÉ ZATÍŽENÍ PŘI VZPĚRU

Kritické zatížení při vzpěru N_k je nejmenší síla rozdělení stability podle pružnostní teorie. V tabulce na Obr. 17 jsou uvedeny výpočty N_k pro různé případy Eulerova vzpěru. Pro následující výpočet je vybrán první případ.

Eulerův případ číslo	1	2	3	4	5
Okrajové podmínky					
N_k	$\frac{\pi^2 \times E \times I}{4 \times L^2}$	$\frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2}$	$\frac{2,05 \times \pi^2 \times E \times I}{L^2}$	$\frac{4 \times \pi^2 \times E \times I}{L^2}$	$\frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2}$
E je modul pružnosti; I moment setrvačnosti prutu v rovině pohledu; L délka prutu.					

Obr. 17 Eulerovy případy vzpěru [11]

$$N_k = \frac{\pi^2 \cdot E_{ocel} \cdot I_2}{4 \cdot L_2^2} = \frac{\pi^2 \cdot 207 \cdot 505 \cdot 10^{-9}}{4 \cdot 2,7^2} = 35,381 \text{ kN} \quad (48)$$

Kde:

$$\begin{aligned} \pi &= 3,41 && \text{Ludolfovo číslo;} \\ E_{ocel} &= 207 \text{ GPa} && \text{Modul pružnosti v tahu oceli;} \\ I_2 &= 505 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 && \text{Kvadratický moment průřezu sloupu;} \end{aligned}$$

5.6.2 NÁVRHOVÁ TLAKOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

Návrhová tlaková síla únosnosti N_{Rd} se pro prut vypočítá z kritického zatížení při boulení N_k

$$N_{Rd} = \frac{\kappa \cdot f_y \cdot S_2}{\gamma_m} [N] \quad (49)$$

Kde:

$$\begin{aligned} \kappa &= 0,135 && \text{Redukční součinitel podle (51);} \\ N_{Rd} &= 29,626 \text{ kN} && \text{Návrhová tlaková síla únosnosti podle (53);} \end{aligned}$$

Redukční součinitel κ se vypočítá ze štíhlosti λ , dané rovnicí:

$$\lambda = \sqrt{\frac{f_y \cdot S_2}{N_k}} = \sqrt{\frac{235 \cdot 10^6 \cdot 1,03 \cdot 10^{-3}}{35381}} = 2,616 \quad (50)$$

Redukční součinitel je závislý na hodnotě λ a na parametru průřezu α .

Pro dutý profil válcovaná za tepla $\alpha = 0,21$ [11, str. 46, tab. 13].

$$\xi = 0,5 \cdot [1 + \alpha \cdot (\lambda - 0,2) + \lambda^2] \quad (51)$$

$$\xi = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (2,616 - 0,2) + 2,616^2] = 4,174$$

$$\kappa = \frac{1}{\xi + \sqrt{\xi^2 - \lambda^2}} = \frac{1}{4,174 + \sqrt{4,174^2 - 2,616^2}} = 0,135 \quad (52)$$

Výsledná hodnota tlakové síly únosnosti je tedy:

$$N_{Rd} = \frac{0,135 \cdot 235 \cdot 10^6 \cdot 1,03 \cdot 10^{-3}}{1,1} = 29,626 \text{ kN} \quad (53)$$

KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY.

Podmínka vzpěrné stability:

$$N_{Rd} \geq F_1 \quad (54)$$

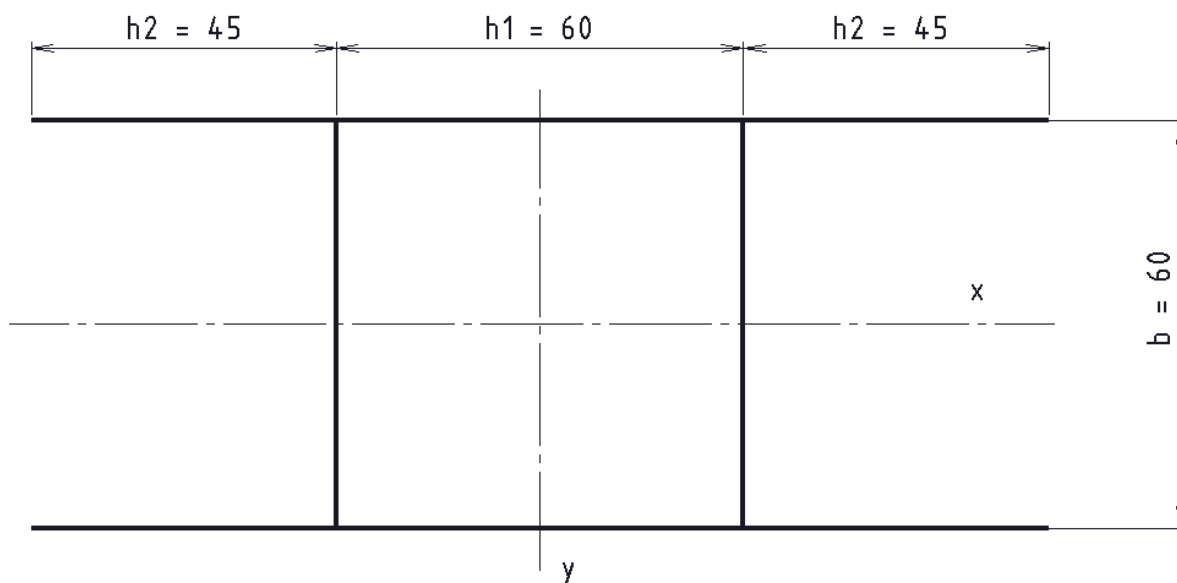
$$29626 \geq 7163$$

Podmínka vzpěrné stability vyhovuje, koeficient bezpečnosti vůči vzpěru k_{vz} je roven:

$$k_{vz} = \frac{N_{Rd}}{F_1} = \frac{29626}{7163} = 4,136 \quad (55)$$

Navrhovaný profil sloupu tedy vyhovuje.

5.7 PROKÁZÁNÍ SVAROVÝCH SPOJŮ



Obr. 18 Návrh svarového spoje

Nejvíce namáhaný svar je ve spojení sloupu a přípojně desky, a v místě kdy je sloup připevněn k povozku. Tyto svar jsou předběžně navrhnuty pro výpočet.

Na Obr. 18 je zjednodušený návrh svaru pro výpočet. Jedná se o situaci kdy je sloup jeřábu obvodově přivařen ke spojovací desce nebo k povozku a následně vyztužen čtyřmi vzpěrami. Kóty h_1 a b vyjadřují délku svaru okolo sloupu. Kóty h_2 vyjadřují délku svaru okolo výztuh. Na svar působí v ose x síla F_2 a moment M_s který tato síla vytváří.

5.7.1 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI SVAROVÝCH SPOJŮ

Návrhové napětí je dáno vztahem dle normy ČSN EN 13001-3-1+A1 [11, str. 31].

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w \cdot f_y}{\gamma_m} = \frac{0,6 \cdot 235}{1,1} = 128,1 \text{ MPa} \quad (56)$$

Kde:

$\alpha_w = 0,6$ součinitel svaru závislý na typu svaru, napětí a materiálu [11, str. 32, tab. 8];

5.7.2 NAPĚTÍ VE SVARU

Maximální napětí ve svarech je vypočteno pomocí vztahů z SHIGLEY [12, kap. 9].

Tloušťka navrhovaných svarů je:

$$z_s = 5 \text{ mm} \quad (57)$$

Pro případ jednotkových tlouštěk svarů podle Obr. 18 je celkový kvadratický moment účinných průřezů svarů J_{yu} k ose y se vypočítá pomocí:

$$J_{yu} = \frac{(h_1 + 2 \cdot h_2)^3}{6} + \frac{b \cdot h_1^2}{2} = \frac{(60 + 2 \cdot 45)^3}{6} + \frac{60 \cdot 60^2}{2} = 670,5 \cdot 10^{-6} m^3 \quad (58)$$

Kde:

$h_1 = 60 mm$ délka svaru okolo sloupu v ose x;

$h_2 = 45 mm$ délka svaru výztuhy v ose x;

Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů J_y k ose y se vypočítá pomocí vzorce:

$$J_y = 0,707 \cdot z_s \cdot J_{yu} = 0,707 \cdot 0,005 \cdot 790,7 \cdot 10^{-6} = 2,370 \cdot 10^{-6} m^4 \quad (59)$$

Plocha účinného průřezu svarů je:

$$S_s = 1,414 \cdot (z_s \cdot b + z_s \cdot h) = 1,414 \cdot (5 \cdot 60 + 5 \cdot 150) = 1485 mm^2 \quad (60)$$

Kde:

$b = 60 mm$ délka svaru okolo sloupu v ose y;

$h = 150 mm$ celková délka svaru v ose x;

Na sloup působí síla F_2 ve směru osy x. Smykové napětí vyvolané posouvající silou se vypočítá pomocí vzorce:

$$\tau' = \frac{F_2}{S_s} = \frac{1129}{1,485 \cdot 10^{-3}} = 760,2 kPa \quad (61)$$

Nominální smykové napětí vyvolané ohybovým momentem, který je vyvoláván silou F_2 se vypočítá podle vzorce:

$$\tau'' = \frac{M_s \cdot h / 2}{J_y} = \frac{3047 \cdot 160 / 2}{2,370 \cdot 10^{-6}} = 96,43 MPa \quad (62)$$

Kde:

$M_s = 3047 N \cdot m$ Moment působící v místě svaru;

Výsledné napětí ve svaru τ_w byla vypočtena pomocí vzorce:

$$\tau_w = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(760,2 \cdot 10^3)^2 + (96,43 \cdot 10^6)^2} = 96,43 MPa \quad (63)$$

Navrhovaný svar splňuje podmínku únosnosti svaru $f_{w,Rd} \geq \tau_w$.

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ



Obr. 19 Konstrukce jeřábu

Konstrukce celého jeřábu je složena z nosníku, dvou podpěr a kabelových vleček s vedením. Vzhledem k požadavku snadného převozu jeřábu je zvolena taková konstrukce kdy jsou sloupy a nosník spojeny šrouby. Montáž probíhá v místě používání jeřábu.

Výkresová dokumentace jeřábu je součástí příloh P3-P5.

6.1 VOLBA KOMPONENT

Součástí jeřábu jsou i součásti a zařízení která jsou zakoupena od různých výrobců podle potřeb navrhovaného jeřábu. Tyto komponenty jsou vybrány z katalogů výrobců podle požadovaných parametrů tak aby vyhovovala požadavkům.

6.1.1 KLADKOSTROJ

Jako zvedací zařízení je zvolen elektrický řetězový kladkostroj od společnosti LIFTKET model STAR.



Obr. 20 Kladkostroj LITKET STAR[13]

Použitý kladkostroj má zdvih 250 kg. Napájení je pomocí jednofázového proudu 230 V při 50 Hz. Součástí kladkostroje je závěsné ovládací panel, pomocí kterého je ovládán zdvih. Pojezd je řešen pomocí postrkového vozíku, jehož posun je zajišťován tahem za řetěz kladkostroje. [13]

Tabulka 8 Základní technické parametry kladkostroje LIFTKET STAR

Název	Jednotka	Hodnota
Hmotnost	kg	28
Nosnost	kg	250
Rychlost zdvihu	m/min	8
Výkon motoru	W	350

Podrobnější technické parametry jsou v tabulce technických parametrů výrobce v příloze P2.

6.1.2 POJEZDOVÁ KOLA

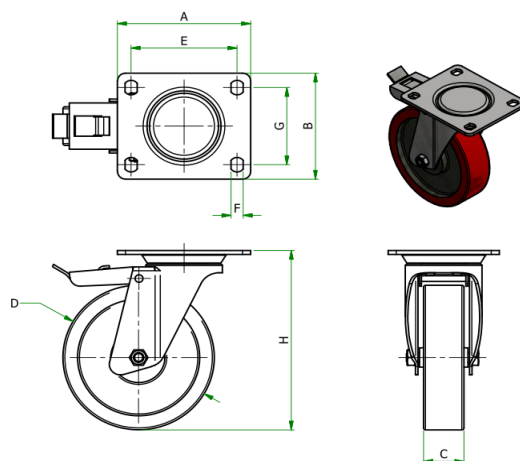
Z výpočtů známe reakční sílu F_{CZ} , která vyjadřuje maximální sílu působící na kolo v nejhorší možné kombinaci zatížení. Podle této síly je určena minimální nosnost kladek m_{CZ} :

$$m_{CZ} = \frac{F_{CZ}}{g} = \frac{5779}{g} = 589 \text{ kg} \quad (64)$$

Na základě vypočtených hodnot jsou z katalogu Essentra vybrány vhodná pojezdová kola.

POJEZDOVÁ KOLA ESSENTRA

Z katalogu je vybráno pojezdové kolo s označením SR5626, s nosností 650 kg. Kola jsou vhodná pro vysoké zatížení. Dobře odolávají opotřebení mastnotě a vedlejším ropným produktům. Vidlice kola je vyrobena z pozinkované oceli, disk je vyroben z litiny. V otočném věnci kola se nachází dvojité kuličkové ložisko. Kola jsou vybaveny brzdou, která při zabrzdění zablokuje kolo i otočnou základnu [14].



Obr. 21 Pojezdová kola Essentra

TECHNICKÉ PARAMETRY KOLA

Tabulka 9 Rozměrové parametry kola

A	132 mm
B	110 mm
C	40 mm
D	175 mm
E	105 mm
F	12mm
G	80mm
H	230 mm

6.1.3 SPOJOVACÍ MATERIÁL

ŠROUBY

Pro spojování jsou zvoleny metrické šrouby normy DIN 933. Jedná se o šrouby s šestihrannou hlavou a závitem po celé délce šroubu.

Tabulka 10 Šrouby

Rozměr šroubu	Pevnostní třída	f_{yb} [MPa]	f_{ub} [MPa]
M12x20	8.8	640	800
M12x45	10.9	900	1000

MATICE

Pro spoj nosníku a podpěr jsou zvoleny matice normy DIN 985 pevnostní třídy 10. Jedná se o samojistící matice které mají v horní části matice na vnitřní straně nekovovou vložku, která zabraňuje pohybu matice.

Tabulka 11 Matice

Rozměr matice	Pevnostní třída	f_{yb} [MPa]	f_{ub} [MPa]
M12	10	900	1000

PODLOŽKY

Pro všechny šroubové spoje byly použity podložky normy DIN 125 pro rozměr šroubu M12.

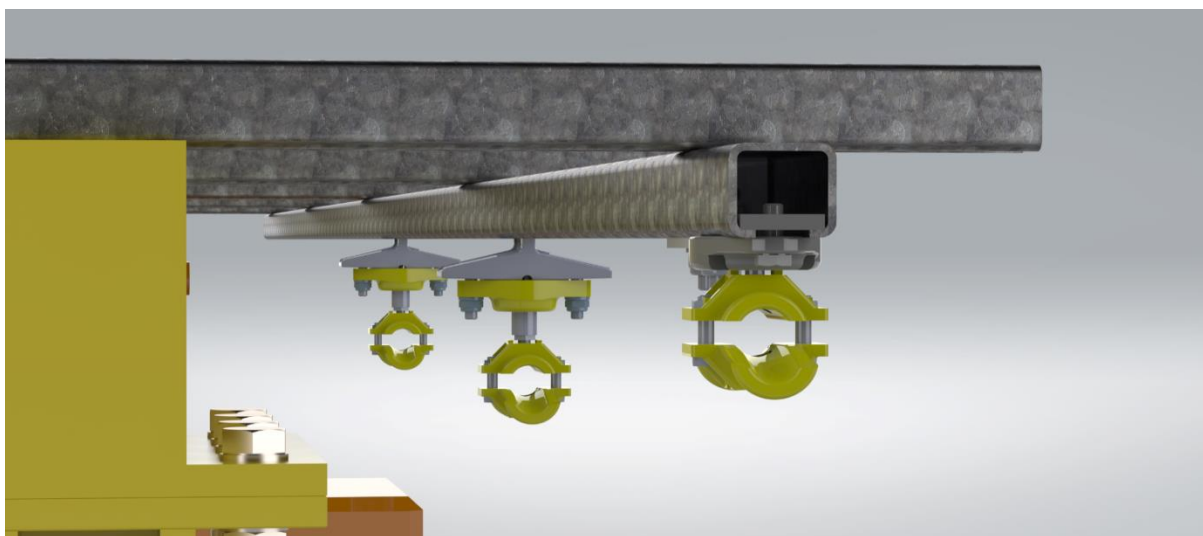
Tabulka 12 Podložky

Rozměr šroubu	vnitřní rozměr podložky [mm]	vnější rozměr podložky [mm]	výška podložky [mm]
M12	13	24	2,5

6.1.4 VLEČKY A VEDENÍ

Součástí konstrukce jsou kabelové vlečky s pojezdem v C-profilu od společnosti CONDUCTIX Wampfler, typ Program 230. Z katalogu výrobce byly vybrány následující komponenty [15]

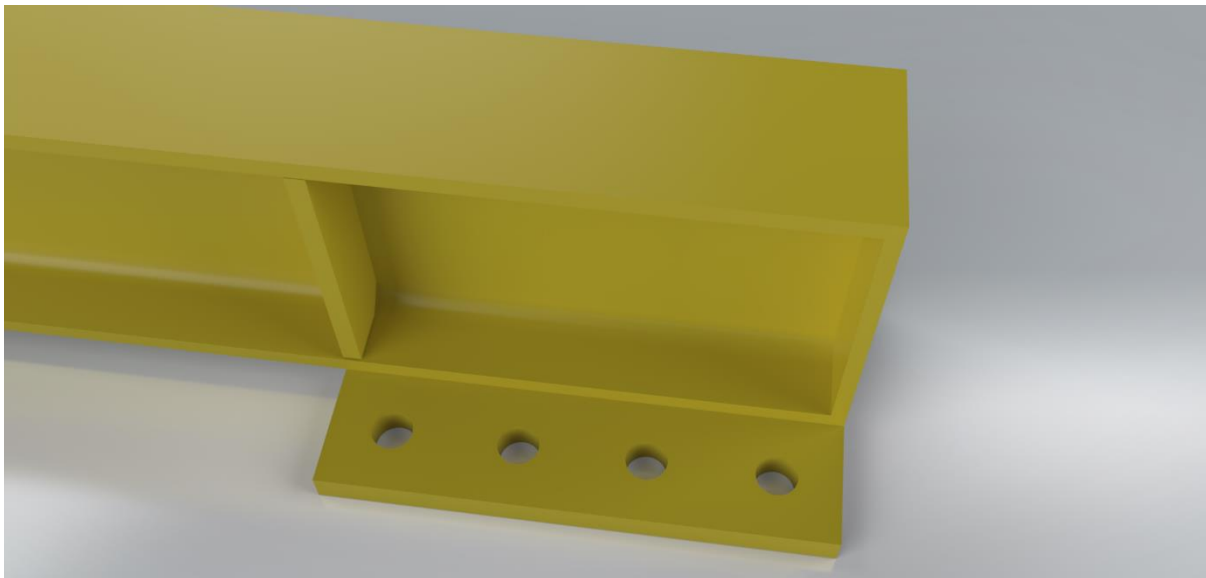
Nosnou část konstrukce tvoří C-profil, který slouží jako konzoly a jsou rovnoměrně rozmístěny po celé délce nosníku jeřábu. Konzoly jsou k nosníku uchyceny pomocí upínek. Ke konzolám je upevněn pomocí šroubovatelných držáků dlouhý C-profil, který slouží jako drážka pro vlečky kabelů. Na straně vlečky, poblíž které se nachází zásuvka pro napájení kladkostroje, se nachází koncová svorka. Před koncovou svorkou se nachází koncový doraz vlečky kabelů. V drážce se nachází dvě pojízdné vlečky kabelů, na kterých je upevněn kabel kladkostroje.



Obrázek 22 Vlečky kabelů a jejich vedení

6.2 NOSNÍK

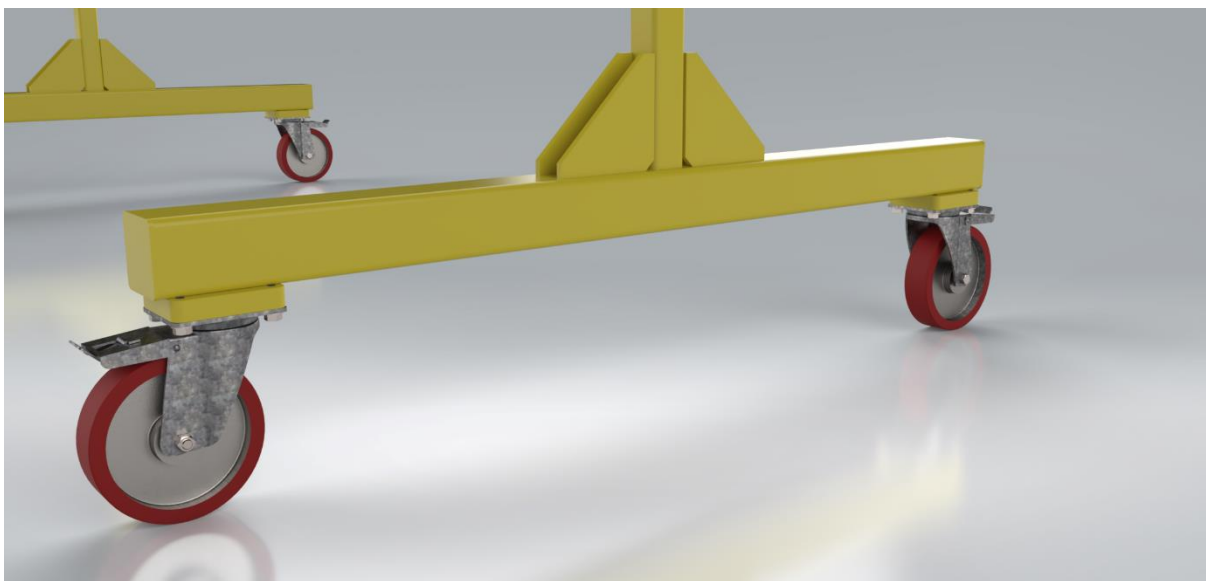
Nosník je vyroben z válcovaného profilu IPE 100 o délce 2990 mm. Na každé straně nosníku je přivařena obdélníková záslepka, přípojná deska s dírami pro uchycení ke sloupům a dvěma žebry, které slouží jako omezovač posunu kladkostroje. Aby nedošlo k deformaci děr na spojovací desce je deska vyvrtána až po přivaření k nosníku.



Obr. 23 Nosník jeřábu

6.3 PODPĚRY

Podpěry jsou svařeny ze dvou profilů, ze sloupu a podvozku, které jsou vyrobeny ze čtvercových profilů a vyztuženy přivařenými výztuhami. Na profilu podvozku jsou přivařeny dva ocelové bloky, do kterých po přivaření vyvrtají závitové díry. Tyto bloky složí pro následné uchycení pojezdových kol, která jsou přišroubována šrouby M12x25 pevnostní třídy 8.8.



Obr. 24 Podvozek jeřábu s pojezdovými koly



Obr. 25 Horní část podpěry s přípojovací deskou

Na horní části sloupu je přivařená spojovací deska, která složí pro spojení podpěr a nosníku a je shodná se spojovací deskou, která je přivařena na nosníku a podepřena výztuhami. Aby nedošlo k deformaci děr na přípojovací desce je deska vyvrtána až po přivaření ke sloupu.

6.4 SESTAVENÁ KONSTRUKCE



Obr. 26 Šroubový spoj nosníku a podpěr

Pro sestavení jeřábu je potřebné sešroubovat nosník a podpěry, následně osadit nosník kladkostrojem. Posledním úkolem je upevnění drah vleček a zapojení elektroinstalace.

Šroubový spoj je řešen osmi šrouby M12x45, pevnostní třídy 10.9 s maticemi a podložkami. Šroubový spoj je předepnutý na $0,7 \cdot F_y$ jejich předepínací moment je $122N \cdot m$. Po konzultaci s vedoucím práce bylo vzhledem k malému zatížení šroubového spoje upuštěno od výpočtů na únosnost šroubů.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provedení kritické rešerše dílenských zvedacích zařízení pro manipulaci v opravárenství, vytvoření koncepce navrženého řešení, funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent, pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent, vytvoření celkové sestavy zařízení s výrobními výkresy.

V první části je práce zaměřena na základní rozdělení dílenských zvedacích zařízení. Pro dané kategorie jsou uvedeny základní vlastnosti těchto zařízení. Dále jsou uvedeny příklady těchto zařízení, které se používají v praxi.

Největší část rešerše je věnována jeřábům. Jeřáby mají nejširší zastoupení na trhu. Jejich výhodou je manipulace s břemeny ve vertikálním i vodorovném směru. Jsou to nejuniverzálnější zařízení, která se nejčastěji používají v praxi.

Další část práce se zabývá koncepčním návrhem dílenského portálového jeřábu. Tento typ konstrukce byl zvolen pro jeho jednoduchost, lehkost a možnost rozebíratelné konstrukce. Tyto zařízení bývají cenově dostupné, mají široké využití a jsou vhodné pro dílenské provozy. Velkou výhodou tohoto typu jeřábu je to že není nutné provádět stavební úpravy, které by byly nutné pro kotvení jiného typu zařízení.

Pro jednotlivé části konstrukce jsou provedeny pevnostní konstrukce, které souvisí hlavně s ohybovým a tlakovým namáháním. Podle normy ČSN EN 13001-2 která se zabývá účinky zatížení na jeřáb, byly určeny zatížení, které působí na konstrukci jeřábu. Jeřáb je nejvíce zatěžován při pojezdu po nerovné podložce a při zrychlování/brždění konstrukce. Tyto dvě zatížení byla použita pro následné výpočty.

Konstrukce jeřábu byly zvoleny normalizované profily. Pro nosník byl zvolen profil IPE a pro podpěry byly zvoleny čtvercové trubky. Všechny části konstrukce jsou vyrobeny z oceli s označením S235JR. Dále byla provedena výpočtová kontrola konstrukce podle normy ČSN EN 13001-3-1+A1 která se zabývá mezními stavy prokázání ocelových konstrukcí.

Posuv jeřábu po podložce zajišťují pojezdové kola které jsou vybaveny brzdou. Pohon jeřábu je manuální. Zdvihání břemen zajišťuje elektrický kladkostroj, který je umístěn na nosníku konstrukce a je vybaven ručním postrkovým pojezdem. Součástí konstrukce jsou vlečky kabelu kladkostroje a C-profilu které slouží pro jejich pojezd.

Konstrukce jeřábu je rozebíratelná. Spojení nosníku a podstavců je pomocí vysokopevnostních šroubů, které jsou vybaveny pojistnou maticí, aby nedocházelo k jejich povolání.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [2] *ELUC - Elektronický učebnice: Kladkostroje* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1919>
- [3] Hřebenový zvedák s přestavitelnou podpěrrou. In: *Brano* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.brano-zz.cz/wp-content/uploads/2013/09/hrebenovy-zvedak-prenastavitelna-opera1.jpg>
- [4] *Parametry kladkostroje LIFTKET POWER* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.kladkostroje.cz/kladkostroje-liftket-power.php>
- [5] *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [6] Dvounosíkový mostový jeřáb ZLK. *ABUS* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/dvounosnikovy-mostovy-jerab-zlk.html>
- [7] Jednonosíkový konzolový jeřáb EWL. *ABUS* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/jednonosnikovy-konzolovy-jerab-ewl.html>
- [8] Sloupový otočný jeřáb VS-K. *ABUS* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/sloupove-otocne-jeraby-vs-k-s-elektrickym-retezovym-kladkostrojem-abucompact.html>
- [9] Lehký portálový jeřáb LPK *ABUS*. *ABUS* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/lehky-portalovy-jerab-lpk-abus.html>
- [10] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [11] ČSN EN 13001-3-1+A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] Kladkostroje - FILTKET STAR. *LIFTKET* [online]. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: http://www.kladkostroje.cz/kladkostroje-liftket-star.php?gclid=Cj0KCQjwzunmBRDsARIsAGrt4msH9IJL0OibF-TJpFn4J3plq2I7rDGxHpsthpkR9Zcd_95qYXDa0AMaAqe2EALw_wcB
- [14] Průmyslová kolečka s běhounem z polyuretanové pryže. *Essentra* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.essentracomponents.cz/kolecka-s-behounem-z-cerveneho-polyuretanu>

- [15] Vlečky s pojezdem v C-profilu Program 0230. *CONDUCTIX Wampfler* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0230-0002-CZ_Kabelove_vlecky_s_pojezdem_v_C-pro.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_2	[mm]	Šířka profilu sloupu
a_3	[mm]	Šířka profilu podvozku
$a_{b,max}$	[m/s ²]	Zrychlení pro převrácení jeřábu
a_z	[m/s ²]	Zrychlení zdvihu
b_1	[mm]	Šířka profilu IPE 100
e_G	[m]	Šířka mezery
E_{ocel}	[MPa]	Modul pružnosti v tahu oceli
f_1	[N]	Zatížení od hmotnosti jeřábu
F_1	[N]	Síla od břemene při pojezdi po nerovné podložce
f_2	[N]	Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu
F_2	[N]	Síla od zrychlení pojezdu jeřábu
f_3	[N]	Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu
F_3	[N]	Síla od břemene a tíhy konstrukce
f_4	[N]	Zatížení od zrychlení pohonu zdvihu
f_5	[N]	Zatížení při zvedání volně ležícího břemena při požití maximální rychlosti zdvihu
$f_{6,dyn}$	[N]	Zatížení při dynamické zkoušce
$f_{6,stat}$	[N]	Zatížení při statické zkoušce
f_7	[N]	Dynamické zatížení od zrychlení jeřábu
F_{AX}, F_{AZ}	[N]	Reakční síly ve vazbě A
F_{BZ}	[N]	Reakční síla ve vazbě B
F_{CZ}	[N]	Reakční síla ve vazbě C
F_{DZ}	[N]	Reakční síla ve vazbě D
$ f_q$	[Hz]	Vlastní frekvence
$f_{Rd,\sigma}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti
$f_{w,Rd}$	[MPa]	Návrhová únosnost svaru
f_y	[MPa]	Mez kluzu materiálu
g	[m/s ²]	Gravitační konstanta
G_1	[kg/m]	Délková hmotnost profilu IPE 100
G_2	[kg/m]	Délková hmotnost profilu sloupu
G_3	[kg/m]	Délková hmotnost profilu podvozku
h_1	[mm]	Délka svaru okolo sloupu v ose x

h_2	[mm]	Délka svaru u vzpěry
h_s	[m]	Výška stupně
I_{1y}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu IPE 100 v ose y
I_{1z}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu IPE 100 v ose z
I_2	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu sloupu
I_3	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu podvozku
J_y	[m ⁴]	Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů svarů
J_{yu}	[m ³]	Jednotkový osový kvadratický moment účinných průřezů svarů
k_{vz}	[-]	Koeficient bezpečnosti vůči vzpěru
L_1	[m]	Šířka jeřábu
L_2	[m]	Výška jeřábu
L_3	[m]	Délka podvozku
m_b	[kg]	Hmotnost břemene
m_c	[kg]	Celková hmotnost jeřábu a břemene
m_{CZ}	[kg]	Minimální nosnost kladek
m_{dyn}	[kg]	Hmotnost zkušebního tělesa při dynamické zkoušce
m_h	[kg]	Hmotnost háku a řetězu
m_k	[kg]	Hmotnost konstrukce jeřábu
M_{klop}	[Nm]	Klopný moment
Mo_{1max}	[Nm]	Maximální ohybový moment ve sloupu
Mo_{2max}	[Nm]	Maximální ohybový moment působící na nosník
Mo_{5max}	[Nm]	Maximální ohybový moment v podvozku
Mo_R	[Nm]	Moment vytvářený silou F_2 působící na sloup
m_{stat}	[kg]	Hmotnost zkušebního tělesa při statické zkoušce
M_{vyr}	[Nm]	Vyrovnávací moment
m_z	[kg]	Hmotnost zvedacího ústrojí
N_k	[N]	Kritické zatížení při vzpěru
N_{Rd}	[N]	Návrhová tlaková síla únosnosti
r	[m]	Poloměr kola jeřábu
r_{klop}	[m]	klopné rameno momentu
r_{vyr}	[m]	vyrovnávací rameno momentu
S_1	[mm ²]	Plošný obsah profilu IPE 100
S_2	[mm ²]	Plošný obsah profilu sloupu

S_3	[mm ²]	Plošný obsah profilu podvozku
S_S	[mm ²]	Plocha účinného průřezu svarů
v	[ms ⁻¹]	Pojezdová rychlost jeřábu
$v_{h,max}$	[m/s]	nejvyšší ustálená rychlost zdvihu
W_{1y}	[mm ³]	Pružný modul průřezu IPE 100 v ose y
W_{1z}	[mm ³]	Pružný modul průřezu IPE 100 v ose z
W_2	[mm ³]	Pružný modul průřezu sloupu
W_3	[mm ³]	Pružný modul průřezu podvozku
z_S	[mm]	Šířka svaru
α	[-]	Parametr průřezu pro vzpěr
α_G	[-]	Výraz pro výpočet ϕ_4
α_S	[-]	Výraz pro výpočet ϕ_4
α_w	[-]	Charakteristický součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru
β_2	[-]	Hodnota použitá pro výpočet ϕ_2
β_3	[-]	Hodnota použitá pro výpočet ϕ_3
γ_m	[-]	Obecný součinitel spolehlivosti
γ_P	[-]	Dílčí součinitele bezpečnosti
γ_{Rm}	[-]	Výsledný součinitel spolehlivosti prvků
γ_{sm}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti prvků
δ	[-]	Hodnota závislá na typu konstrukce
Δm_b	[kg]	Uvolněná část břemene zdvihu
ξ_S, ξ_G	[-]	Součinitele podle křivky
κ	[-]	Redukční součinitel
λ	[-]	Štíhlost prutu
ξ	[-]	Hodnota použití pro výpočet κ
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_{1max}	[MPa]	Maximální napětí v nosníku
σ_{2max}	[Mpa]	Maximální napětí ve sloupu
σ_{3max}	[MPa]	Maximální napětí v podvozku
σ_{N1max}	[MPa]	Maximální normálové napětí v nosníku
σ_{N2max}	[MPa]	Maximální normálové napětí ve sloupu
σ_{O1max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí působící na nosník
σ_{O2max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí ve sloupu

τ'	[kPa]	Smykové napětí související s posouvající silou
τ''	[MPa]	Nominální smykové napětí způsobené momentem
τ_w	[MPa]	Celkové napětí ve svaru
ϕ_1	[-]	Dynamický součinitel zdvihání a pro účinky tíhy, které působí na hmotnost jeřábu
ϕ_2	[-]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti tíhy a při zdvihání ležícího břemena
$\phi_{2,min}$	[-]	Výraz použitý při výpočtu ϕ_1
ϕ_3	[-]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy při náhlém uvolnění břemene
$\phi_{4,S}, \phi_{4,G}$	[-]	Dynamické součinitele pro zatížení způsobení pojezdem po nerovném povrchu
ϕ_5	[-]	Dynamický součinitel pro zatížení způsobení akcelerací pohonu jeřábu
$\phi_{6,dyn}, \phi_{6,stat}$	[-]	Dynamické součinitele pro zkušební břemena