VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SLOUPOVÝ VÝLOŽNÍKOVÝ JEŘÁB

PILLAR JIB CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE LIBOR BARCUCH
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Libor Barcuch

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Sloupový výložníkový jeřáb

v anglickém jazyce:

Pillar jib crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:
délka vyložení ramene 3300 mm,
výška zdvihu 6800 mm,
nosnost 1800 kg.
Proveďte rozbor výběru vhodného kladkostroje -
výrobci, parametry, ceny.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozborem konstrukce, s výběrem vhodného kladkostroje a pohonu otoče, s důležitými pevnostními výpočty.
Nakreslit konstrukční výkres sestavy sloupového jeřábu dle zadaných parametrů.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P.,Kuľka J.,Kopas M.,Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan,F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanizmy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. Ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem sloupového výložníkového jeřábu, včetně důležitých pevnostních výpočtů pro zadané parametry. V práci je proveden výběr vhodného kladkostroje, pojezdového ústrojí a pohonu otoče. Součástí práce je také výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

sloupový výložníkový jeřáb, řetězový kladkostroj, mechanismus otáčení, zatížení, pevnostní výpočet

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the construction design of the pillar jib crane including important strength calculations for given parameters. In the work is performed selection of suitable hoist, running gear and swivel device. A part of the work is also drawing documentation.

KEYWORDS

pillar jib crane, chain hoist, slewing mechanism, load, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARCUCH, L. *Sloupový výložníkový jeřáb*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 66 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015 ……..……..……..

Libor Barcuch

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho odborné rady při psaní této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod 10
1 Vymezení cílů práce 11
1.1 Požadované technické parametry jeřábu 11
1.2 Charakteristika pracoviště 11
2 Konstrukce jeřábu 12
2.1 Výběr vhodného kladkostroje 13
2.2 Příslušenství 14
3 Určení kombinace zatížení jeřábu 15
3.1 Určení dynamických součinitelů 16
3.2 Určení dílčích součinitelů bezpečnosti 17
4 Volba profilů konstrukce 18
4.1 Výložník 18
4.2 Sloup 19
4.3 Podpěra 20
5 Návrhový výpočet 22
5.1 Výpočet reakčních sil ve vazbách 22
5.1.1 Klasifikace vazeb 22
5.1.2 Kinematický rozbor 22
5.1.3 Statický rozbor 23
5.1.4 Zatížení dle kombinace A1 24
5.1.5 Rovnice statické rovnováhy 26
5.2 Vnitřní výsledné účinky 27
5.2.1 Sloup 27
5.2.2 Výložník s podpěrou 29
6 Kontrola konstrukce 34
6.1 Kontrola na mezní stav pružnosti 34
6.1.1 Sloup 34
6.1.2 Profil ipe 34
6.1.3 Podpěra 35
6.2 Kontrola deformace konstrukce 36
6.2.1 Vzpěrná stabilita sloupu 36
6.2.2 Přetvoření konstrukce 38
6.2.3 Klopení výložníku 40
6.3 Kontrola svarů 43
6.3.1 Svar spojující podpěru a výložník 43

6.3.2 Svar spojující čep a výložník 46
7 Výběr ložisek 47
7.1 Ložisko umístěné na čepu výložníku 47
7.2 Ložisko v místě opěrných kroužků 47
8 Návrh mechanismu otoče 49
8.1 Odpory proti pohybu 49
8.1.1 Dynamické odpory 49
8.1.2 Statické odpory 51
8.2 Krouticí moment potřebný k otočení výložníku 51
8.3 Krouticí moment potřebný na výstupu pohonu 51
8.4 Výběr pohonu 52
9 Návrh ostatních částí 53
9.1 Kotevní šrouby 53
9.2 Koncové nárazníky 54
Závěr 55
Seznam použitých zkratek a symbolů 58
Seznam příloh 64

ÚVOD

Historie zdvihacích zařízení je stará, jako lidstvo samotné. Nelze ji přesně datovat, nicméně dá se předpokládat, že vznikla jako důsledek vývoje lidské společnosti. Už ve starověku měli lidé sklon ke stavění velkých objektů, ať už z náboženských pohnutek, nebo jako důkaz své velké moci. Mezi nejstarší a zároveň největší historické nálezy na světě, patří pyramidy v Gíze. Právě při budování staveb takových rozměrů je velice pravděpodobné, že se k přemístění těžkých břemen používala různá zdvihací zařízení - jeřáby. K jejich pohonu bylo zapotřebí hnací síly, kterou dodávali lidé nebo tažná zvířata. Postupem času, kdy stavitelství prošlo rozsáhlou evolucí, musela současně projít vývojem i zdvihací technika. Její účel se nikterak nezměnil na rozdíl od konstrukce, která se zdokonalila.

V dnešní době se s jeřáby můžeme setkat prakticky ve všech průmyslových odvětvích, kde jsou nezbytnou součástí výrobního nebo zásobovacího procesu. Ve strojírenství to jsou nejčastěji jeřáby mostové, portálové, sloupové, nebo nástěnné. Mostové jeřáby jsou určeny ke zvedání velmi těžkých břemen uvnitř haly. Sloupové a nástěnné jeřáby pak pro manipulaci na pracovišti, ale i ve skladu apod. Zdvihací a posuvné mechanismy jsou ovládány buď elektromotorem, nebo ručně. Dráha, po níž probíhá dopravní pohyb, může být vodorovná, svislá, nebo šikmá. V případě svislé dopravy zpravidla hovoříme o zvedání nebo spouštění břemene.

V této práci se dále budu věnovat návrhu sloupového jeřábu. Skládá se z nosného sloupu, který je pevně ukotven do země, otočného výložníku a posuvného kladkostroje s hákem.

1 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cílem této závěrečné práce je navrhnout konstrukci sloupového výložníkového jeřábu a vypracovat technickou zprávu.

Technická zpráva obsahuje:

- zvolení typu konstrukce jeřábu
- výběr vhodného kladkostroje a pohonu otoče
- návrh hlavních částí jeřábu
- důležité pevnostní výpočty
- výkres sestavy

1.1 POŽADOVANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY JEŘÁBU

Navrhovaný sloupový jeřáb bude řešen pro následující vstupní parametry:

- délka vyložení ramene: 3300 mm
- výška zdvihu: 6800 mm
- nosnost: 1800 kg

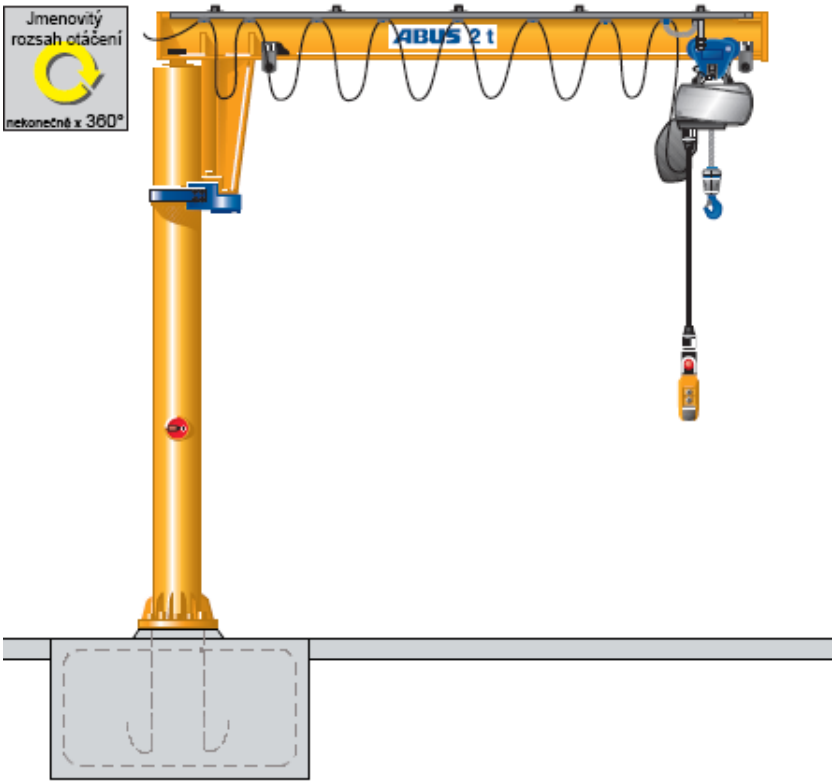
1.2 CHARAKTERISTIKA PRACOVIŠTĚ

Pro správné zvolení konstrukce jeřábu je nejdříve zapotřebí stanovit, na jakém pracovišti bude jeřáb využíván. V tomto případě bude sloužit uvnitř zastřešené haly pro přemístění materiálu z různých výškových hladin. Příkladem v praxi mohou být různá překladiště nebo skladiště, ve kterých bývá břemeno hluboko pod úrovní pracovního podlaží. Manipulační prostor jeřábu bude mít kruhový tvar a rozsah otáčení neomezeně 360°.

2 KONSTRUKCE JEŘÁBU

Sloupové jeřáby jsou zpravidla otočné zdvihací zařízení přizpůsobené požadavkům konkrétního pracoviště. Mohou být vybaveny kladkostrojem s ručně nebo elektricky poháněným zdvihem, s ručním nebo elektrickým pojezdem. Často se používají jako mezičlánek montovacích nebo obráběcích linek, pro nakládání na dopravní prostředky, stohování atd.

Koncept navrhovaného jeřábu bude vycházet z této konstrukční varianty:



Obr. 2.1 Sloupový jeřáb s výložníkem umístěným v čepu [10]

Výložník, který je vyroben z plnostěnného materiálu, se motoricky otáčí díky čepu umístěného na horní straně napevno usazeného sloupu. K výložníku je přivařená podpěra, na které se nachází opěrná kola, odvalující se po sloupu. Změna délky vyložení je zajištěna pojezdem kladkostroje. Kvůli neomezenému otáčení je zapotřebí zajistit bezpečný přenos elektrické energie. To je řešeno tzv. kroužkovým sběračem. Toto provedení jeřábu bývá zpravidla dimenzováno až do 4 000 kg. Délka vyložení je v závislosti na nosnosti do 8 m [10].

2.1 VÝBĚR VHODNÉHO KLADKOSTROJE

Jelikož navrhovaný sloupový jeřáb bude mít relativně malou nosnost, tj. 1 800 kg, je výběr zaměřen na kladkostroje řetězové. Řetězový kladkostroj je zařízení vyvozující zvedací sílu zpravidla do 10 tun a to při proměnlivé rychlosti zdvihu. Měl by být schopen snadno a spolehlivě zvednout břemeno, nebo ho udržet v požadované výšce. Konstrukce by měla být kompaktní a dobře chráněna proti vnikání vody i prachu. Součásti by měli být snadno přístupné pro případný servis [5].

Z katalogu předních výrobců byl vytvořen seznam potenciálně vhodných řetězových kladkostrojů (viz příloha P1) s nosností 2 000 kg. V tabulce jsou všechny kladkostroje uvedeny s dvoustupňovým elektrickým pohonem zdvihu a pojezdu.

Nejvíce vyhovující se jeví kladkostroj značky LIFTKET. Díky vyšší skupině mechanismu je jeho teoretická životnost ze všech kladkostrojů největší, zároveň disponuje nízkou cenou.

Tab. 1 Parametry vybraného řetězového kladkostroje [12]

LIFTKET STAR 091/52 2000/2-5/1,25		
Nosnost	2 000	[kg]
Skupina mechanismu[1]	3m/M6	[-]
Zátěžné větve	2	[-]
Rychlost zdvihu[2]	5/1,25	[m·min^{-1}]
Výkon motoru zdvihu[2]	1,8/0,45	[kW]
Rychlost pojezdu[3]	20/5	[m·min^{-1}]
Výkon motoru pojezdu[3]	0,18/0,04	[kW]
Délka zdvihu	7	[m]
Hmotnost[4]	130	[kg]
Stavební výška	659	[mm]
Cena bez DPH	105 666	[Kč]

[1]dle FEM/ISO
[2]uvedeno pro: hlavní rychlost/mikrozdvih
[3]uvedeno pro: hlavní rychlost/mikropojezd
[4]součet hmotnosti kladkostroje, pojezdu a pro uvedenou výšku zdvihu

Skupina zatížení kladkostroje

Skupina zatížení vyjadřuje v jakém poměru bude zdvihací zařízení zvedat různě těžká břemena. Jelikož bude řešený jeřáb používán jako manipulační zařízení uvnitř skladiště, jeho skupina zatížení odpovídá střední skupině [11].

Životnost kladkostroje

Životnost kladkostroje je určena z tab. 2. Pro střední skupinu zatížení je tedy teoretická životnost 12 500 h. Další provoz bude přípustný po generální opravě zdvihacího ústrojí.

Tab. 2 Teoretická životnost kladkostroje [11]

	Provozní skupina	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7
Řádek	Skupina zatížení	Teoretická životnost D (h)				
1	lehká	3 200	6 300	12 500	25 000	50 000
2	střední	1 600	3 200	6 300	12 500	25 000
3	těžká	800	1 600	3 200	6 300	12 500
4	velmi těžká	400	800	1 600	3 200	6 300

2.2 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Pohon mechanismu otoče

Otáčení výložníku je zajištěno záběrem pastorku umístěného na výstupu převodového motoru a ozubeného věnce připevněném na sloupu jeřábu. Převodový motor je od značky NORD a jeho výběr je řešen v kapitole 8.

Kroužkový sběrač

Používá se v zařízeních, kde je zapotřebí bezpečně a spolehlivě přenést elektrickou energii přes nepohyblivou a rotující část. Je umístěn uvnitř sloupu jeřábu a přístup pro jeho montáž je zajištěn pomocí demontovatelného víka.

Křížový spínač

Kladkostroj je vybaven křížovým spínačem, který při pojezdu v krajních polohách změní rychlost na minimální. To umožňuje bezpečnou manipulaci s břemenem a kontrolovaný náraz na nárazníky.

Koncové nárazníky

Slouží k vymezení dráhy a také k utlumení kinetické energie při nárazu kladkostroje na konstrukci. Výběr nárazníků je v kapitole 9.

Ložiska

Pro otáčení výložníku bylo vybráno soudečkové ložisko, které dokáže zachytit velké axiální síly. V místě doteku opěrných kroužků jsou použita ložiska válečková. Výběr ložisek je uveden v kapitole 7.

Kabelové vedení

Je nezbytnou součástí zdvihacího ústrojí. Požadavkem je bezpečné a plynulé shrnování kabelů s minimálním odporem proti pohybu. Pro usnadnění manipulace s jeřábem z různých výškových hladin, je jeřáb vybaven dálkovým ovládáním.

3 URČENÍ KOMBINACE ZATÍŽENÍ JEŘÁBU

Obecně návrh strojního zařízení musí vyhovovat různým bezpečnostním požadavkům, které jsou deklarovány v jednotlivých normách. V této práci bude postup návrhu jeřábu řešen dle aktuálně platné normy ČSN EN 13001-2. Princip výpočtu dle této normy spočívá ve stanovení několika různých kombinací zatížení, z nichž pro výsledný vypočet se vybere ta nejvíce nepříhodná. Každá kombinace zatížení je charakterizována, jako součet více účinků zatížení působící na konstrukci jeřábu a které jsou současně navýšeny dílčími součiniteli bezpečnosti a tzv. dynamickými součiniteli [8].

[8] ČSN EN 13001-2 rozděluje zatížení do tří kategorií, které obsahují dané účinky zatížení:

- **Pravidelná zatížení**
  - účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
  - setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
  - zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
  - zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu
  - zatížení způsobená přetvořením

- **Občasná zatížení**
  - zatížení způsobený větrem za provozu
  - zatížení sněhem a námrazou
  - zatížení způsobená změnami teploty
  - zatížení způsobená příčením

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

Tato zatížení spadají do tří kombinací:

- Kombinace zatížení A
- Kombinace zatížení B
- Kombinace zatížení C

Kombinace A zahrnuje pravidelná zatížení pro jeřáb v běžném provozu.
Kombinace B zahrnuje pravidelná zatížení společně s občasnými zatíženími.
Kombinace C zahrnuje pravidelná zatížení společně s občasnými a výjimečnými zatíženími.

Z popisu pracoviště (viz kapitola 1.2) je zřejmé, že jeřáb bude pracovat uvnitř pracovní haly. Tudíž je možné zcela vyřadit z výpočtu občasná zatížení a také pro zjednodušení některá zatížení zanedbat. A to z důvodu, že na jeřáb mají malý vliv, nebo neodpovídají popisu funkce sloupového jeřábu. Zjednodušený návrh konstrukce bude navýšen součinitelem bezpečnosti.

Uvažované účinky zatížení:

- Hmotnost jeřábu
- Hmotnost břemena zdvihu
- Zrychlení od pohonů zdvihu – pohon zdvihu zahrnut
- Zdvihání ležícího břemena
- Zatížení při zkouškách
- Síly na nárazníky
- Nouzové zastavení

Z těchto účinků lze usoudit, že nejvíce nepříznivé zatížení nastane při kombinaci A1, protože kombinace C nebere v úvahu hmotnost břemena zdvihu (viz příloha P2). Podle této kombinace bude tedy konstrukce jeřábu navrhována.

V kombinaci zatížení A1 jsou zahrnuta tato zatížení:

- Hmotnost jeřábu
- Hmotnost břemena zdvihu

3.1 URČENÍ DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ

Dynamické součinitele slouží pro navýšení zatížení ze střední hodnoty na jejich maximální. Vycházejí ze zvolené kombinace zatížení A1.

Dynamický součinitel zdvihání a pro účinky tíhy působící na hmotnost jeřábu [8]

Při zdvihání ze země se musí zohlednit účinky vybuzení kmitání konstrukce jeřábu. Gravitační síla působící na hmotnost jeřábu, nebo na jeho část, se vynásobí součinitelem ϕ_1 určeným pro třídu MDC1. Tato třída označuje jeřáb nebo jeho části, u kterých všechna zatížení, způsobená gravitačním účinkem na hmotnosti různých částí jeřábu, zvyšují nepříznivě výsledné účinky zatížení.

$$\phi_1 = 1 + \delta \tag{3.1}$$

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

$$\phi_1 = 1{,}1$$

kde:

δ [-] hodnota pro jeřáb třídy MDC1

Dynamický součinitel pro setrvačné a gravitační účinky tíhy [8]

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

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h \qquad (3.2)$$

$$\phi_2 = 1{,}1 + 0{,}34 \cdot 0{,}083$$

$$\phi_2 = 1{,}128$$

kde:

ϕ_{2min}	[-]	součinitel pro zdvihovou třídu HC2
β_2	[-]	součinitel pro zdvihovou třídu HC2
v_h	[m·s^{-1}]	největší ustálená rychlost zdvihu

3.2 URČENÍ DÍLČÍCH SOUČINITELŮ BEZPEČNOSTI

Součástí pro jednotlivé dynamické součinitele jsou i dílčí součinitele bezpečnosti. Ty slouží pro snížení nepřesnosti určení hmotnosti. Jejich velikosti vycházejí z kombinace zatížení A1.

Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnosti částí jeřábu [8]

Dle normy se musí určit na základě metody zjištění hmotností částí jeřábu a jejich těžišť. Jelikož určení hmotností neprobíhá metodou vážením ale výpočtem, tedy volí se bezpečnost vyšší.

Pro třídu jeřábu MDC1 je tedy jeho hodnota:

$$\gamma_{p1} = 1{,}22$$

Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnost břemena [8]

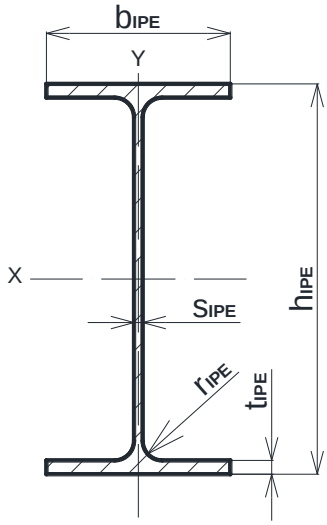
$$\gamma_{p2} = 1{,}34$$

4 VOLBA PROFILŮ KONSTRUKCE

Postup návrhu materiálu je řešen iterační metodou, kdy předběžný materiál je kontrolován z hlediska statického zatížení na mezní stav pružnosti. Pokud při kontrole je zjištěno, že materiál nebo rozměry nevyhovují, budou navýšeny, popřípadě při velkém předimenzování zmenšeny. Níže uvedené profily jsou výsledkem této metody.

4.1 VÝLOŽNÍK

Tyč průřezu IPE válcovaná za tepla odpovídající ČSN EN 10025-2.
Materiál S355J2 obdobná 11 503 [15].



Obr. 4.1 Profil výložníku jeřábu

Parametry IPE profilu [15]:

- Šířka příruby $b_{IPE} = 170\ mm$
- Výška příruby $h_{IPE} = 360\ mm$
- Tloušťka příruby $t_{IPE} = 12{,}7\ mm$
- Tloušťka stojiny $s_{IPE} = 8\ mm$
- Poloměr vnitřního zaoblení $r_{IPE} = 18\ mm$
- Jednotková hmotnost $m_{IPE} = 57{,}1\ kg \cdot m^{-1}$
- Mez kluzu materiálu $Re_{IPE} = 355\ MPa$
- Moment setrvačnosti k ose ohybu X $J_{XIPE} = 162\ 700\ 000\ mm^4$
- Průřezový modul k ose ohybu X $W_{XIPE} = 904\ 000\ mm^3$

Liniové zatížení vyvolané tíhou IPE profilu, navýšené dle komb. A1

$$q_{IPE} = m_{IPE} \cdot g \cdot \gamma_{P1} \cdot \phi_1 \tag{4.1}$$

$$q_{IPE} = 57{,}1 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}1$$

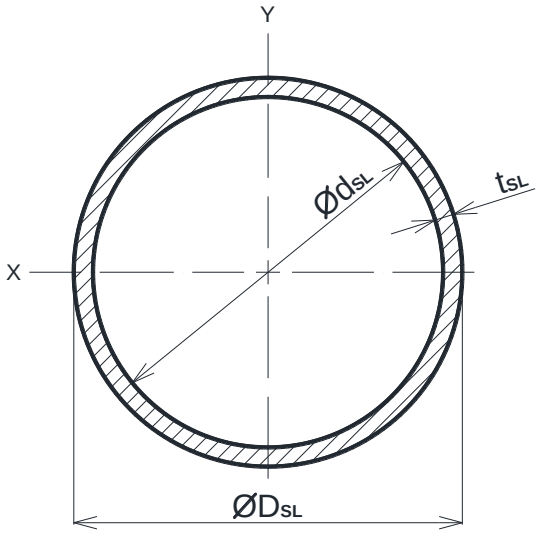
$$q_{IPE} = 752\ N \cdot m^{-1}$$

kde:

g [m·s^{-1}] tíhové zrychlení

4.2 SLOUP

Bezešvá hladká trubka odpovídající ČSN EN 10220.
Materiál S235JRH obdobná 11 503 [16].



Obr. 4.2 Profil sloupu jeřábu

Parametry sloupu [16]**:**

- Vnější průměr $D_{SL} = 355{,}6\ mm$
- Vnitřní průměr $d_{SL} = 315{,}6\ mm$
- Tloušťka stěny $t_{SL} = 20\ mm$
- Jednotková hmotnost $m_{SL} = 166\ kg \cdot m^{-1}$
- Mez kluzu materiálu $Re_{SL} = 235\ MPa$

Liniové zatížení vyvolané tíhou sloupu

$$q_{SL} = m_{SL} \cdot g \tag{4.2}$$

$$q_{SL} = 166 \cdot 9{,}81$$

$$q_{SL} = 1\,628\ N \cdot m^{-1}$$

Moment setrvačnosti k ose ohybu X

$$J_{XSL} = \frac{\pi \cdot ({D_{SL}}^4 - {d_{SL}}^4)}{64} \tag{4.3}$$

$$J_{XSL} = \frac{\pi \cdot (355{,}6^4 - 315{,}6^4)}{64}$$

$$J_{XSL} = 297\,917\,090\ mm^4$$

Modul průřezu k ose ohybu X

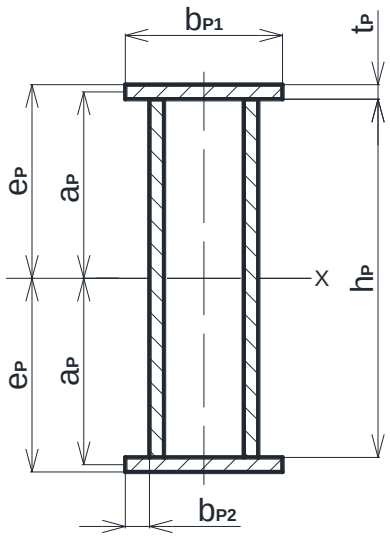
$$W_{XSL} = \frac{J_{XSL} \cdot 2}{D_{SL}} \tag{4.4}$$

$$W_{XSL} = \frac{297\,917\,090 \cdot 2}{355{,}6}$$

$$W_{XSL} = 1\,675\,574\ mm^3$$

4.3 PODPĚRA

Skříňový nosník svařený z plechu válcovaného za tepla tloušťky 12 mm odpovídající ČSN EN 10029. Materiál S355J2+N obdobná 11 503 [17].



Obr. 4.3 Profil podpěry jeřábu

Parametry podpěry:

- Šířka plechu $b_{P1} = 130\ mm$
- Odsazení plechu $b_{P2} = 20\ mm$
- Výška plechu $h_P = 296\ mm$
- Tloušťka plechu $t_P = 12\ mm$
- Vzdálenost těžišť $a_P = 154\ mm$
- Vzdálenost krajních vláken $e_P = 160\ mm$
- Mez kluzu materiálu $Re_P = 355\ MPa$

Jednotkový objem

$$V_P = (2 \cdot b_{P1} + 2 \cdot h_P) \cdot t_P \qquad (4.5)$$

$$V_P = (2 \cdot 0{,}13 + 2 \cdot 0{,}296) \cdot 0{,}012$$

$$V_P = \ 0{,}01\ m^2$$

Jednotková hmotnost

$$m_P = V_P \cdot \rho_{OCEL} \qquad (4.6)$$

$$m_P = 0{,}01 \cdot 7850$$

$$m_P = 80{,}26\ kg \cdot m^{-1}$$

kde:
ρ_{OCEL} [kg·m^{-3}] měrná hmotnost oceli

Liniové zatížení vyvolané tíhou podpěry, navýšené dle komb. A1

$$q_P = m_P \cdot g \cdot \gamma_{P1} \cdot \phi_1 \qquad (4.7)$$

$$q_P = 80{,}26 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}1$$

$$q_P = \ 1\ 057\ N \cdot m^{-1}$$

Moment setrvačnosti k ose ohybu X

$$J_{XP} = 2 \cdot \left(\frac{b_{P1} \cdot {t_P}^3}{12} + b_{P1} \cdot t_P \cdot {a_P}^2 \right) + 2 \cdot \frac{t_P \cdot {h_P}^3}{12} \qquad (4.8)$$

$$J_{XP} = 2 \cdot \left(\frac{130 \cdot 12^3}{12} + 130 \cdot 12 \cdot 154^2 \right) + 2 \cdot \frac{12 \cdot 296^3}{12}$$

$$J_{XP} = \ 125\ 900\ 032\ mm^4$$

Modul průřezu k ose ohybu X

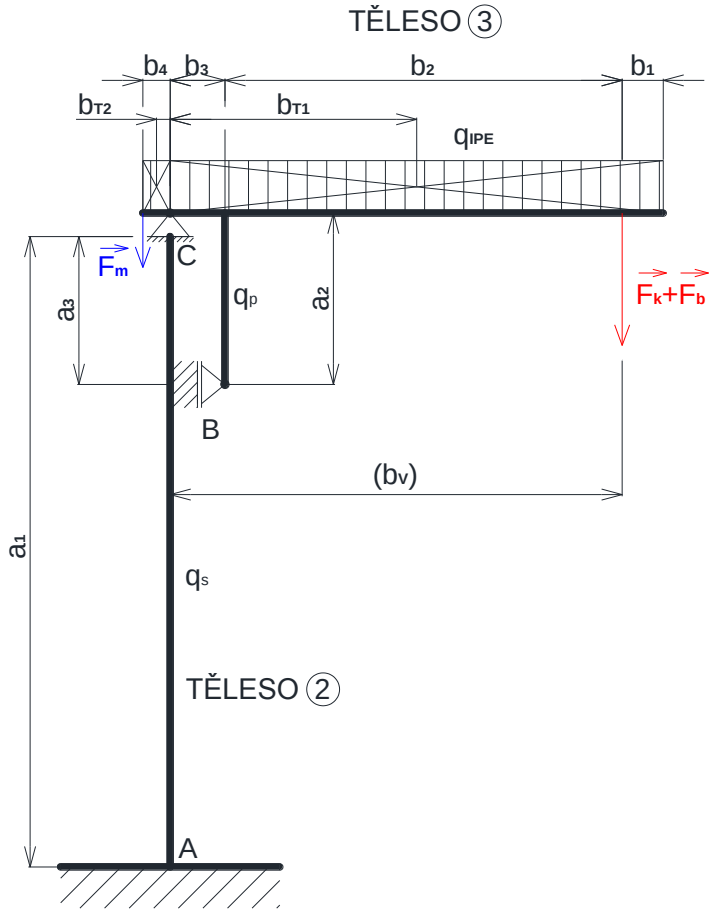
$$W_{XP} = \frac{J_{XP}}{e_P} \qquad (4.9)$$

$$W_{XP} = \frac{125900032}{160}$$

$$W_{XP} = \ 786\ 875\ mm^3$$

5 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

5.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH



$a_1 = 4\,600$ mm

$a_2 = 1\,200$ mm

$a_3 = 1\,100$ mm

$b_1 = 308$ mm

$b_2 = 2\,880$ mm

$b_3 = 420$ mm

$b_4 = 156$ mm

$b_{T1} = 1\,804$ mm

$b_{T2} = 78$ mm

$b_V = 3\,300$ mm

Obr. 5.1 Schéma konstrukce s rozměry

5.1.1 KLASIFIKACE VAZEB

Jednotlivé vazby odebírají určitý počet stupňů volnosti ξ [1].

Bod A – vetknutí	$\xi_A = 3$
Bod B – obecná vazba	$\xi_B = 1$
Bod C – rotační kinematická dvojice	$\xi_C = 2$

5.1.2 KINEMATICKÝ ROZBOR

$$i = (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) \tag{5.1}$$

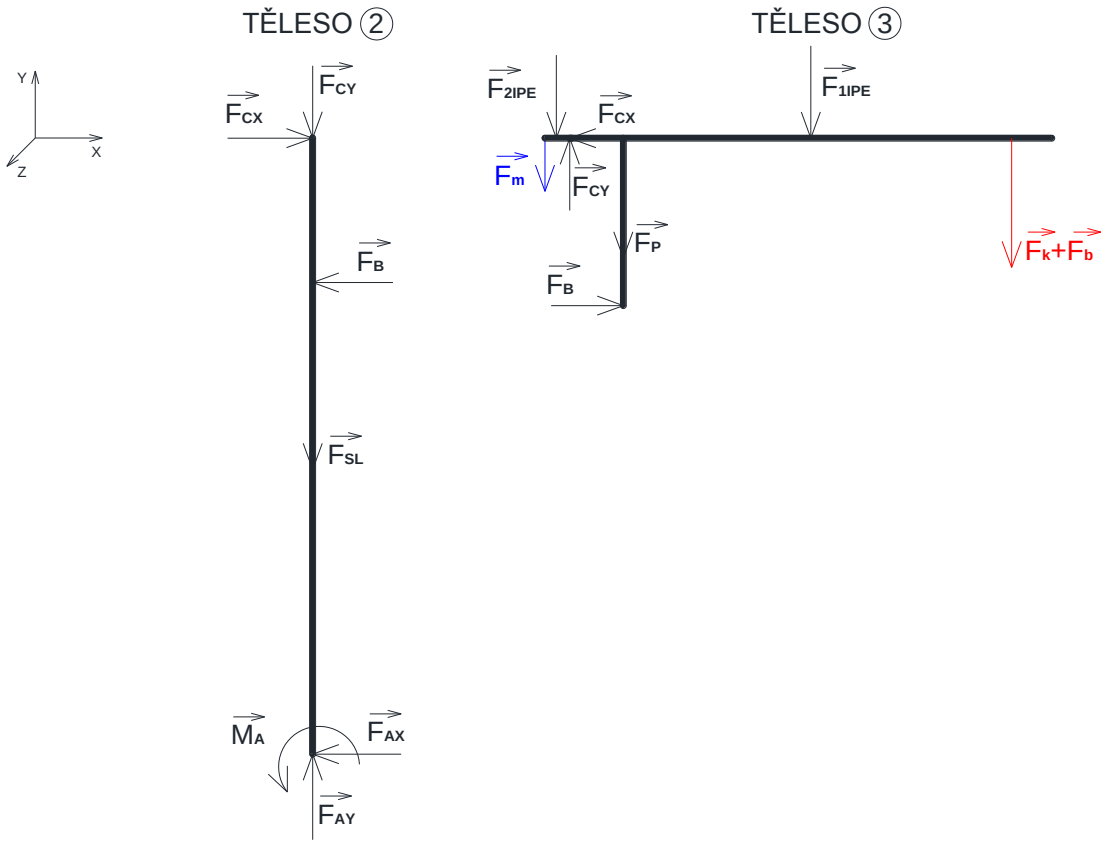
$$i = (3 - 1) \cdot 3 - (3 + 2 + 1 - 0)$$

$$i = 0$$

kde:

n	[-]	počet těles včetně základního tělesa
i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa
η	[-]	počet omezených deformačních parametrů

5.1.3 STATICKÝ ROZBOR



Obr. 5.2 Úplné uvolnění těles a ekvivalentní náhrada zatížení

Neznámé parametry $NP = \{F_{AX}, F_{AY}, M_A, F_B, F_{CX}, F_{CY}\}$

$$\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_R \tag{5.2}$$

$$\mu = 5 + 6 + 0$$

$$\mu = 6$$

kde:

F_{AX}	[N]	reakční síla ve směru osy X v místě vetknutí sloupu
F_{AY}	[N]	reakční síla ve směru osy Y v místě vetknutí sloupu
M_A	[N·m]	reakční ohybový moment v místě vetknutí sloupu
F_B	[N]	reakční síla ve směru osy X v místě obecné vazby
F_{CX}	[N]	reakční síla ve směru osy X v místě rotační vazby
F_{CY}	[N]	reakční síla ve směru osy Y v místě rotační vazby
μ_F	[-]	počet neznámých silových parametrů
μ_M	[-]	počet neznámých momentových parametrů
μ_R	[-]	počet neznámých polohových parametrů

Momentové a silové statické podmínky v obecné rovinné soustavě pro 2 tělesa [1]

$$\nu = \nu_F + \nu_M \tag{5.3}$$

$$\nu = 2 \cdot 2 + 2 \cdot 1$$

$$\nu = 6$$

kde:

ν_F	[-]	počet silových statických podmínek v rovinné soustavě
ν_M	[-]	počet momentových statických podmínek v rovinné soustavě

Podmínka statické určitosti [1]

V případě statické určitosti soustavy musí být splněna následující podmínka:

$$\begin{aligned} \mu = \nu \quad & \wedge \quad \mu_M + \mu_R \leq \nu_M \\ 6 = 6 \quad & \wedge \quad 1 + 0 \leq 2 \cdot 1 \end{aligned} \tag{5.4}$$

Podmínka je splněna, soustava je tedy staticky určitá.

5.1.4 ZATÍŽENÍ DLE KOMBINACE A1

Účinky zatížení od hmotnosti částí jeřábu, břemena a kladkostroje s pojezdem jsou navýšeny dílčími dynamickými součiniteli a součiniteli bezpečnosti.

Síla od hmotnosti otočného ústrojí není navýšena, protože ohybový moment od ní vzniklý má vyrovnávací vliv na celou konstrukci, což snižuje výsledné účinky. Jeho vyrovnávací účinek je ovšem tak malý, že se stále jedná o třídu jeřábu MDC1.

Zatížení od jmenovitého břemene, navýšené dle komb. A1

$$F_b = m_b \cdot g \cdot \gamma_{P2} \cdot \phi_2 \tag{5.5}$$

$$F_b = 1\,800 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}34 \cdot 1{,}128$$

$$F_b = 26\,690\ N$$

kde:

m_b	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene

Zatížení od tíhy kladkostroje, navýšené dle komb. A1

$$F_k = m_k \cdot g \cdot \gamma_{P1} \cdot \phi_2 \tag{5.6}$$

$$F_k = 130 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}128$$

$$F_k = 1\,755\ N$$

kde:

m_k	[kg]	hmotnost kladkostroje

Výsledné zatížení od tíhy jmenovitého břemene a kladkostroje

$$F_V = F_b + F_k \tag{5.7}$$

$$F_V = 26\,690 + 1755$$

$$F_V = 28\,445\ N$$

Zatížení od tíhy pohonu otočného ústrojí

$$F_m = m_m \cdot g \tag{5.8}$$

$$F_m = 53 \cdot 9{,}81$$

$$F_m = 520\ N$$

kde:
m_m [kg] hmotnost pohonu otočného ústrojí

Zatížení od vlastní tíhy výložníku

$$F_{1IPE} = q_{IPE} \cdot (b_3 + b_2 + b_1) \tag{5.9}$$

$$F_{1IPE} = 752 \cdot (0{,}42 + 2{,}88 + 0{,}308)$$

$$F_{1IPE} = 2\,712\ N$$

$$F_{2IPE} = q_{IPE} \cdot b_4 \tag{5.10}$$

$$F_{2IPE} = 752 \cdot 0{,}156$$

$$F_{2IPE} = 117\ N$$

Zatížení od vlastní tíhy podpěry

$$F_P = q_P \cdot a_2 \tag{5.11}$$

$$F_P = 1057 \cdot 1{,}2$$

$$F_P = 1\,268 N$$

Zatížení od vlastní tíhy sloupu

$$F_{SL} = q_{SL} \cdot a_1 \tag{5.12}$$

$$F_{SL} = 1628 \cdot 4{,}6$$

$$F_{SL} = 7\,491\ N$$

5.1.5 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

Na základě uvolnění těles 2 a 3 viz obr. 5.2, odpovídajícímu zákonu akce a reakce, jsou sestaveny rovnice statické rovnováhy, ze kterých jsou následně vypočítány neznámé reakční účinky působící ve vazbách.

- **Těleso 2 – Sloup**

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.13}$$

$$F_{AX} = F_{CX} - F_B$$

$$F_{AX} = 82671 - 82671$$

$$F_{AX} = 0\ N$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.14}$$

$$F_{AY} = F_{SL} + F_{CY}$$

$$F_{AY} = 7491 + 33063$$

$$F_{AY} = 40\ 554\ N$$

$$\sum M_{C(Z)} = 0 \tag{5.15}$$

$$M_A = F_{AX} \cdot a_1 + F_B \cdot a_3$$

$$M_A = 0 \cdot 4{,}6 + 82671 \cdot 1{,}1$$

$$M_A = 90\ 938\ N \cdot m$$

- **Těleso 3 – Výložník s podpěrou**

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.16}$$

$$F_{CX} = F_B$$

$$F_{CX} = 82671\ N$$

$$\sum F_{(Y)} = 0$$

$$F_{CY} = F_m + F_{2IPE} + F_P + F_{1IPE} + F_V \tag{5.17}$$

$$F_{CY} = 520 + 117 + 1268 + 2712 + 28445$$

$$F_{CY} = 33\ 063\ N$$

$$\sum M_{C(Z)} = 0 \tag{5.18}$$

$$F_B = \frac{F_V \cdot b_V + F_{1IPE} \cdot b_{T1} + F_P \cdot b_3 - F_{2IPE} \cdot b_{T2} - F_m \cdot b_4}{a_2}$$

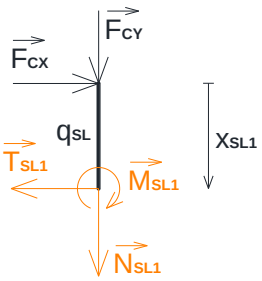
$$F_B = \frac{28445 \cdot 3{,}3 + 2712 \cdot 1{,}804 + 1268 \cdot 0{,}42 - 117 \cdot 0{,}078 - 520 \cdot 0{,}156}{1{,}2}$$

$$F_B = 82\,671\ N$$

5.2 VNITŘNÍ VÝSLEDNÉ ÚČINKY

5.2.1 SLOUP

Řez Ω_1 $\qquad x_{SL1} \in \langle 0; a_3 \rangle \Longrightarrow \langle 0; 1{,}1 \rangle\ m$



Obr. 5.3 VVÚ sloupu v řezu 1

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.19}$$

$$T_{SL1} = F_{CX}$$

$$T_{SL1} = 82\,671\ N$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.20}$$

$$N_{SL1} = -F_{CY} - q_{SL} \cdot x_{SL1}$$

$$N_{SL1} = -33063 - 1\,628 \cdot \langle 0; 1{,}1 \rangle$$

$$N_{SL1} = \langle -33\,063; -34\,854 \rangle\ N$$

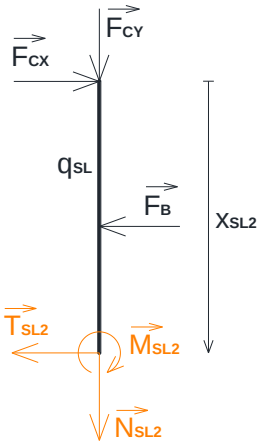
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.21}$$

$$M_{SL1} = -F_{CX} \cdot x_{SL1}$$

$$M_{SL1} = -82671 \cdot \langle 0; 1{,}1 \rangle$$

$$M_{SL1} = \langle 0; -90\,938 \rangle\ N \cdot m$$

Řez Ω_2 $x_{SL2} \in \langle a_3; a_1 \rangle \Longrightarrow \langle 1{,}1; 4{,}6 \rangle\ m$



Obr. 5.4 VVÚ sloupu v řezu 2

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.22}$$

$$T_{SL2} = F_{CX} - F_B$$

$$T_{SL2} = 82\ 671 - 82\ 671$$

$$T_{SL2} = 0$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.23}$$

$$N_{SL2} = -F_{CY} - q_{SL} \cdot x_{SL2}$$

$$N_{SL2} = -33063 - 1\ 628 \cdot \langle 1{,}1; 4{,}6 \rangle$$

$$N_{SL2} = \langle -34\ 854; -40\ 554 \rangle\ N$$

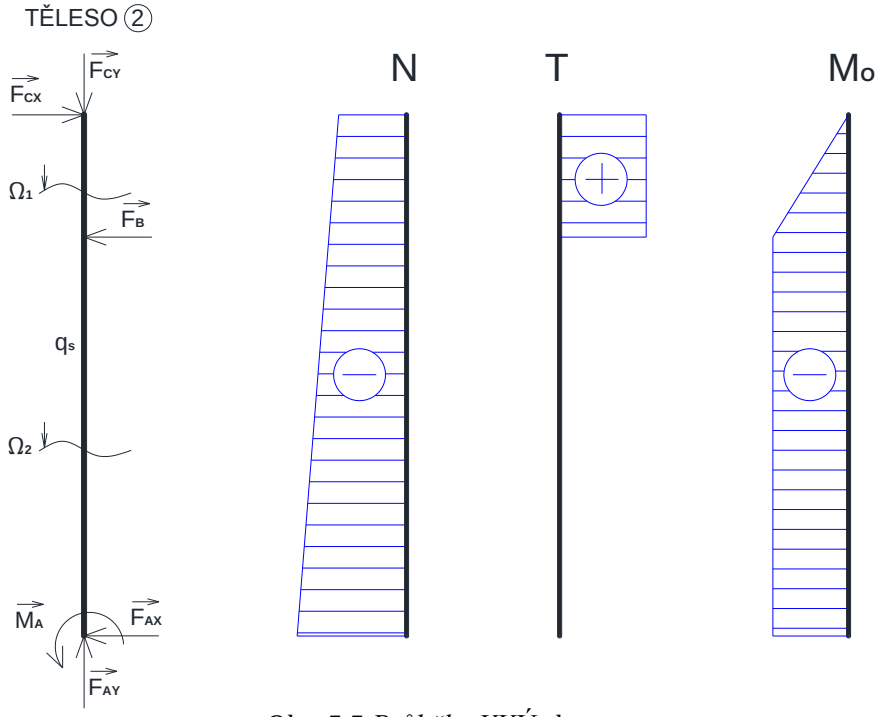
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.24}$$

$$M_{SL2} = -F_{CX} \cdot x_{SL2} + F_B \cdot (x_{SL2} - a_3)$$

$$M_{SL2} = -82671 \cdot \langle 1{,}1; 4{,}6 \rangle + 82671 \cdot \langle 0; 3{,}5 \rangle$$

$$M_{SL2} = \langle -90\ 938; -90\ 938 \rangle\ N \cdot m$$

Vyhodnocení

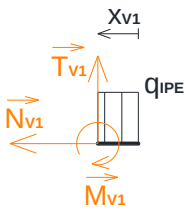


Obr. 5.5 Průběhy VVÚ sloupu

Z průběhů (viz obr. 5.5) je zřejmé, že ohybovým momentem je nejvíce namáhaná část mezi ukotvením sloupu až po místo, kde dochází ke kontaktu opěrných kroužků. Pro tento ohybový moment (M_{SL2}) a zvolený profil bude provedena kontrola k meznímu stavu pružnosti (dále jen MSP).

5.2.2 VÝLOŽNÍK S PODPĚROU

Řez Ω_1 $\qquad x_{V1} \in \langle 0; b_1 \rangle \Longrightarrow \langle 0; 0{,}308 \rangle\, m$



Obr. 5.6 VVÚ výložníku v řezu 1

$$\sum F_{(X)} = 0 \qquad (5.25)$$

$$N_{V1} = 0$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.26}$$

$$T_{V1} = q_{IPE} \cdot x_{V1}$$

$$T_{V1} = 752 \cdot \langle 0; 0{,}308 \rangle$$

$$T_{V1} = \langle 0; 232 \rangle \; N$$

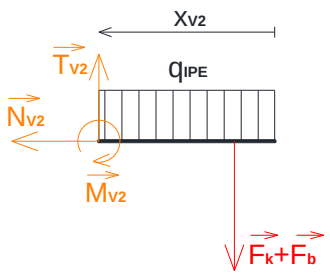
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.27}$$

$$M_{V1} = \frac{-q_{IPE} \cdot {x_{V1}}^2}{2}$$

$$M_{V1} = \frac{-752 \cdot \langle 0; 0{,}308 \rangle^2}{2}$$

$$M_{V1} = \langle 0; -36 \rangle \; N \cdot m$$

Řez Ω_2 $\qquad x_{V2} \in \langle b_1; b_1 + b_2 \rangle \Longrightarrow \langle 0{,}308; 3{,}188 \rangle \; m$



Obr. 5.7 VVÚ výložníku v řezu 2

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.28}$$

$$N_{V2} = 0$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.29}$$

$$T_{V2} = q_{IPE} \cdot x_{V2} + F_V$$

$$T_{V2} = 752 \cdot \langle 0{,}308; 3{,}188 \rangle + 28445$$

$$T_{V2} = \langle 28\,677; 30\,842 \rangle \; N$$

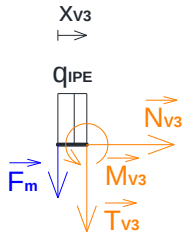
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.30}$$

$$M_{V2} = -F_V \cdot (x_{V2} - b_1) - \frac{q_{IPE} \cdot {x_{V2}}^2}{2}$$

$$M_{V2} = -28445 \cdot \langle 0; 2{,}88 \rangle - \frac{752 \cdot \langle 0{,}308; 3{,}188 \rangle^2}{2}$$

$$M_{V2} = \langle -36; -85\,743 \rangle\ N \cdot m$$

Řez Ω_3 $\qquad x_{V3} \in \langle 0; b_4 \rangle \Longrightarrow \langle 0; 0{,}156 \rangle\ m$



Obr. 5.8 VVÚ výložníku v řezu 3

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.31}$$

$$N_{V3} = 0$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.32}$$

$$T_{V3} = -F_m - q_{IPE} \cdot x_{V3}$$

$$T_{V3} = -520 - 752 \cdot \langle 0; 0{,}156 \rangle$$

$$T_{V3} = \langle -520; -637 \rangle\ N$$

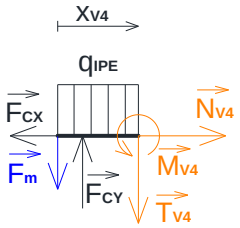
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.33}$$

$$M_{V3} = -F_m \cdot x_{V3} - \frac{q_{IPE} \cdot {x_{V3}}^2}{2}$$

$$M_{V3} = -520 \cdot \langle 0; 0{,}156 \rangle - \frac{752 \cdot \langle 0; 0{,}156 \rangle^2}{2}$$

$$M_{V3} = \langle 0; -90 \rangle\ N \cdot m$$

Řez Ω_4 $x_{V4} \in \langle b_4; b_4 + b_3 \rangle \Longrightarrow \langle 0{,}156; 0{,}576 \rangle\ m$



Obr. 5.9 VVÚ výložníku v řezu 4

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.34}$$

$$N_{V4} = F_{CX}$$

$$N_{V4} = 82\ 671\ N$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.35}$$

$$T_{V4} = F_{CY} - F_m - q_{IPE} \cdot x_{V4}$$

$$T_{V4} = \ 33\ 063 - 520 - 752 \cdot \langle 0{,}156; 0{,}576 \rangle$$

$$T_{V4} = \ \langle 32\ 426; 32\ 110 \rangle\ N$$

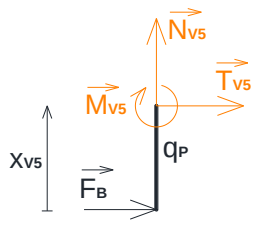
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.36}$$

$$M_{V4} = F_{CY} \cdot (x_{V4} - b_4) - F_m \cdot x_{V4} - \frac{q_{IPE} \cdot {x_{V4}}^2}{2}$$

$$M_{V4} = 33063 \cdot \langle 0; 0{,}42 \rangle - 520 \cdot \langle 0{,}156; 0{,}576 \rangle - \frac{752 \cdot \langle 0{,}156; 0{,}576 \rangle^2}{2}$$

$$M_{V4} = \langle -90; 13\ 462 \rangle\ N \cdot m$$

Řez Ω_5 $x_{V5} \in \langle 0; a_2 \rangle \Longrightarrow \langle 0; 1{,}2 \rangle\ m$



Obr. 5.10 VVÚ výložníku v řezu 5

$$\sum F_{(X)} = 0 \tag{5.37}$$

$$N_{V5} = q_P \cdot x_{V5}$$

$$N_{V5} = 1057 \cdot \langle 0; 1{,}2 \rangle$$

$$N_{V5} = \langle 0; 1\,268 \rangle\ N$$

$$\sum F_{(Y)} = 0 \tag{5.38}$$

$$T_{V5} = -F_B$$

$$T_{V5} = -82\,671\ N$$

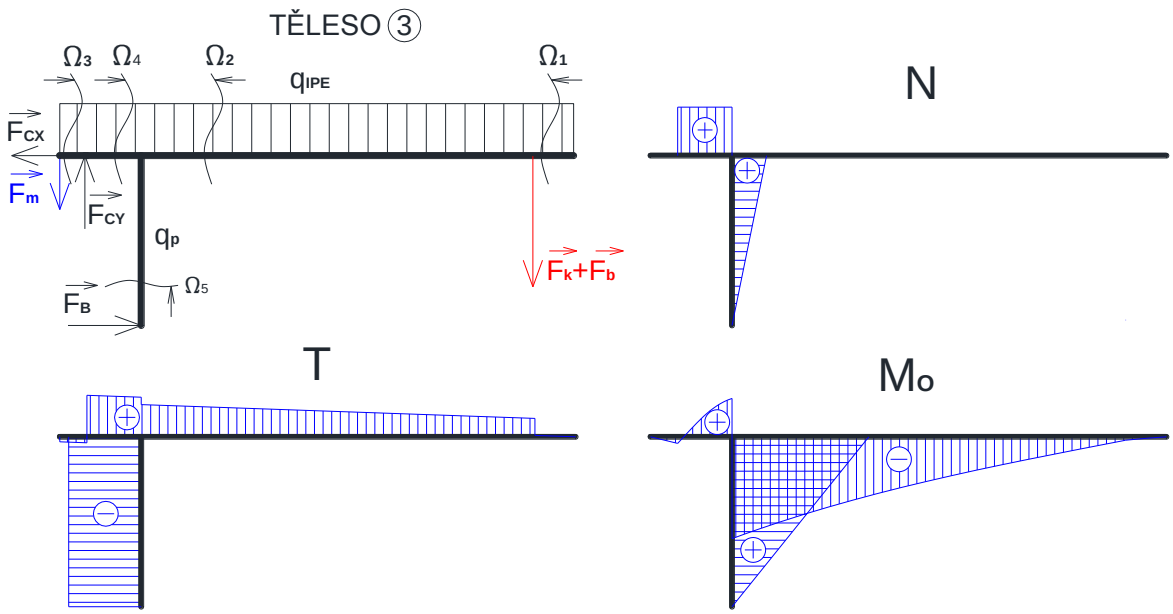
$$\sum M_{(Z)} = 0 \tag{5.39}$$

$$M_{V5} = F_B \cdot x_{V5}$$

$$M_{V5} = 82671 \cdot \langle 0; 1{,}2 \rangle$$

$$M_{V5} = \langle 0; 99\,205 \rangle\ N \cdot m$$

Vyhodnocení



Obr. 5.11 Průběhy VVÚ výložníku s podpěrou

Z obr. 5.11 se nejvíce kritické místo, z hlediska zatížení ohybovým momentem, jeví v bodě spojení podpěry a IPE profilu. V kontrole k MSP IPE profilu je zahrnut ohybový moment M_{V2} a v kontrole k MSP podpěry ohybový moment M_{V5}.

6 KONTROLA KONSTRUKCE

6.1 KONTROLA NA MEZNÍ STAV PRUŽNOSTI

Pro zvolené materiály a vypočtené hodnoty ohybových momentů, jsou určeny minimální průřezové moduly pro bezpečnost $k_k = 2{,}5$. Následovně jsou porovnány s hodnotami jednotlivých profilů.

6.1.1 SLOUP

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{DOSL} = \frac{Re_{SL}}{k_k} \tag{6.1}$$

$$\sigma_{DOSL} = \frac{235}{2{,}5}$$

$$\sigma_{DOSL} = 94\ MPa$$

Minimální modul průřezu

$$W_{OminSL} = \frac{M_{SL2}}{\sigma_{DOSL}} \tag{6.2}$$

$$W_{OminSL} = \frac{90938}{94 \cdot 10^6}$$

$$W_{OminSL} = 9{,}67 \cdot 10^{-4}\ m^3 = 967\ 425\ mm^3$$

Porovnání minimálního modulu průřezu s hodnotou profilu

$$W_{XSL} \geq W_{OminSL} \tag{6.3}$$

$1\ 675\ 574\ mm^3 \geq 967\ 425\ mm^3 \quad \longrightarrow$ vyhovuje

6.1.2 PROFIL IPE

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{DOIPE} = \frac{Re_{IPE}}{k_k} \tag{6.4}$$

$$\sigma_{DOIPE} = \frac{355}{2{,}5}$$

$$\sigma_{DOIPE} = 142\ MPa$$

Minimální modul průřezu

$$W_{OminIPE} = \frac{M_{V2}}{\sigma_{DOIPE}} \tag{6.5}$$

$$W_{OminIPE} = \frac{85\,743}{142 \cdot 10^6}$$

$$W_{OminIPE} = 6{,}038 \cdot 10^{-4}\ m^3 = 603\,823\ mm^3$$

Porovnání minimálního modulu průřezu s hodnotou profilu

$$W_{XIPE} \geq W_{OminIPE} \tag{6.6}$$

$904\,000\ mm^3 \geq 603\,823\ mm^3 \quad \longrightarrow \quad$ vyhovuje

6.1.3 PODPĚRA

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{DOP} = \frac{Re_P}{k_k} \tag{6.7}$$

$$\sigma_{DOP} = \frac{355}{2{,}5}$$

$$\sigma_{DOP} = 142\ MPa$$

Minimální modul průřezu

$$W_{OminP} = \frac{M_{V5}}{\sigma_{DOP}} \tag{6.8}$$

$$W_{OminP} = \frac{99205}{142 \cdot 10^6}$$

$$W_{OminP} = 6{,}986 \cdot 10^{-4}\ m^3 = 698\,627\ mm^3$$

Porovnání minimálního modulu průřezu s hodnotou profilu

$$W_{XP} \geq W_{OminP} \tag{6.9}$$

$786\,875\ mm^3 \geq 698\,627\ mm^3 \quad \longrightarrow \quad$ vyhovuje

6.2 KONTROLA DEFORMACE KONSTRUKCE

V této části je proveden rozbor vzpěrné stability sloupu, přetvoření konstrukce a kontrola výložníku na klopení.

6.2.1 VZPĚRNÁ STABILITA SLOUPU

Jelikož je sloup zatížen velkými tlakovými silami, je nutné zkontrolovat jeho vzpěrnou stabilitu. Vzpěrnou stabilitou rozumíme stav, kdy se zatížený prut po odlehčení navrátí do své původní polohy. Postup výpočtu řešen podle [3].

Poloměr setrvačnosti průřezu

$$i_{SL} = \sqrt{\frac{J_{XSL}}{S_{SL}}} \tag{6.10}$$

$$i_{SL} = \sqrt{\frac{297\,917\,090}{21\,086}}$$

$$i_{SL} = 119\ mm$$

kde:
S_{SL} [mm^2] plocha průřezu sloupu

$$S_{SL} = \frac{\pi \cdot \left({D_{SL}}^2 - {d_{SL}}^2\right)}{4} \tag{6.11}$$

$$S_{SL} = \frac{\pi \cdot (355{,}6^2 - 315{,}6^2)}{4}$$

$$S_{SL} = 21\,086\ mm^2$$

Štíhlost sloupu

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{SL}} \tag{6.12}$$

$$\lambda = \frac{9200}{119}$$

$$\lambda = 77$$

kde:
l_0 [mm] redukovaná délka prutu [2]

$$l_0 = 2 \cdot a_1 \tag{6.13}$$

$$l_0 = 2 \cdot 4600$$

$$l_0 = 9\,200\ m$$

$60 < \lambda > 100 \longrightarrow$ dále pro nepružný (plastický) vzpěr.

Kritické napětí z hlediska vzpěru

$$\sigma_{KRVZ} = 310 - 1{,}14 \cdot \lambda \tag{6.14}$$

$$\sigma_{KRVZ} = 310 - 1{,}14 \cdot 77$$

$$\sigma_{KRVZ} = 222\ MPa$$

Kritická síla z hlediska vzpěru

$$F_{KRVZ} = \frac{\sigma_{KRVZ} \cdot S_{SL}}{k_V} \tag{6.15}$$

$$F_{KRVZ} = \frac{222 \cdot 21086}{10}$$

$$F_{KRVZ} = 467\,620\ N$$

kde:

k_V	[-]	součinitel bezpečnosti vzpěru

Vyhodnocení

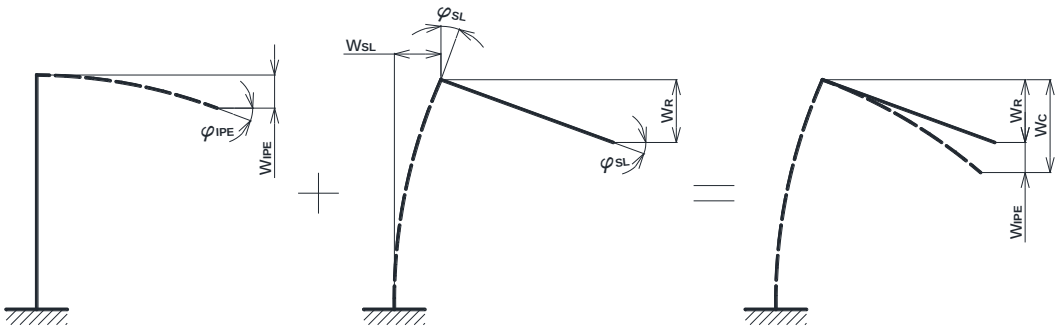
$$F_{KRVZ} \geq F_{CY} \tag{6.16}$$

$$467\,620\ N \geq 33\,063\ N$$

Vyhovuje. Sloup má vzpěrnou stabilitu i v případě maximálního zatížení jeřábu.

6.2.2 PŘETVOŘENÍ KONSTRUKCE

Tato kontrola se zabývá výpočtem průhybů a porovnáním s normalizovanými hodnotami. Při kontrole nejsou brány v úvahu navyšující účinky zatížení. Výsledný průhyb je dán superpozicí od průhybu vetknutého sloupu a výložníku.



Obr. 6.1 Princip superpozice přetvoření

Zatěžující síla

$$F_W = (m_b + m_k) \cdot g \tag{6.17}$$

$$F_W = (1\,800 + 130) \cdot 9{,}81$$

$$F_W = 18\,933\ N$$

Zatěžující moment

$$M_W = F_W \cdot (b_2 + b_3) \tag{6.18}$$

$$M_W = 18933 \cdot (2880 + 420)$$

$$M_W = 62\,479\,890\ N \cdot mm$$

Průhyb výložníku

$$w_{IPE} = \frac{F_W \cdot (b_2 + b_3)^3}{3 \cdot E_{OCEL} \cdot J_{XIPE}} \tag{6.19}$$

$$w_{IPE} = \frac{18933 \cdot (2880 + 420)^3}{3 \cdot 207000 \cdot 162700000}$$

$$w_{IPE} = 6{,}7\ mm$$

kde:

E_{OCEL} [MPa] modul pružnosti oceli v tahu

Průhyb sloupu

$$w_{SL} = \frac{M_W \cdot {a_1}^2}{2 \cdot E_{OCEL} \cdot J_{XSL}} \tag{6.20}$$

$$w_{SL} = \frac{62479890 \ \cdot 4600^2}{2 \cdot 207000 \cdot 297917090}$$

$$w_{SL} = 10{,}7\ mm$$

Porovnání s dovolenými hodnotami [7]

- Výložník

$$w_{IPE} \leq \frac{b_2 + b_3}{300} \tag{6.21}$$

$$6{,}7 \leq \frac{2880 + 420}{300}$$

$6{,}7\ mm \leq 11\ mm \ \longrightarrow$ vyhovuje

- Sloup

$$w_{SL} \leq \frac{a_1}{300} \tag{6.22}$$

$$10{,}7 \leq \frac{4600}{300}$$

$10{,}7\ mm \leq 15{,}3\ mm \ \longrightarrow$ vyhovuje

Úhel natočení sloupu

$$\varphi_{SL} = \frac{M_W \cdot a_1}{E_{OCEL} \cdot J_{XSL}} \tag{6.23}$$

$$\varphi_{SL} = \frac{62479890 \cdot 4600}{207000 \cdot 297917090}$$

$$\varphi_{SL} = 0{,}0046\ rad = 0{,}267°$$

Celkový průhyb konstrukce

$$w_C = w_{IPE} + w_R \tag{6.24}$$

$$w_C = 6{,}7 + 15{,}4$$

$$w_C = 22{,}1\ mm$$

kde:
w_R [mm] velikost průhybu výložníku od zakřivení sloupu

$$w_R = (b_2 + b_3) \cdot \sin(\varphi_{SL}) \tag{6.25}$$

$$w_R = (2880 + 420) \cdot \sin(0{,}267°)$$

$$w_R = 15{,}4\ mm$$

6.2.3 KLOPENÍ VÝLOŽNÍKU

Klopením se rozumí ztráta stability při ohybu, což má za následek vybočení nosníku z roviny jeho prvotního ohybu. Kontrola je provedena na základě ČSN EN 1993-1-1 [9].

Opravný součinitel štíhlosti

$$k_c = \frac{1}{1{,}33 - 0{,}33 \cdot \psi} \tag{6.26}$$

$$k_c = \frac{1}{1{,}33 - 0{,}33 \cdot 0{,}05}$$

$$k_c = 0{,}76$$

kde:
ψ [-] poměr ohybových momentů [9]

Ekvivalentní poloměr setrvačnosti průřezu

- Moment setrvačnosti tlačené pásnice k ose nejmenší tuhosti

$$J_{py} = \frac{1}{12} \cdot {b_{IPE}}^3 \cdot t_{IPE} \tag{6.27}$$

$$J_{py} = \frac{1}{12} \cdot 170^3 \cdot 12{,}7$$

$$J_{py} = 5\ 199\ 592\ mm^4$$

- Moment setrvačnosti tlačené jedné třetiny plochy stojiny k ose nejmenší tuhosti

$$J_{sy} = \frac{1}{3} \cdot \left[\frac{{s_{IPE}}^3}{12} \cdot \left(\frac{h_{IPE}}{2} - t_{IPE}\right)\right] \tag{6.28}$$

$$J_{sy} = \frac{1}{3} \cdot \left[\frac{8^3}{12} \cdot \left(\frac{360}{2} - 12{,}7\right)\right]$$

$$J_{sy} = 2\ 379\ mm^4$$

- Součet momentů setrvačnosti pásnice a jedné třetiny stojiny

$$J_{fy} = J_{py} + J_{sy} \tag{6.29}$$

$$J_{fy} = 5199592 + 2379$$

$$J_{fy} = 5\,201\,971\ mm^4$$

- Účinná plocha tlačené pásnice a jedné třetiny stojiny

$$A_f = b_{IPE} \cdot t_{IPE} + \frac{1}{3} \cdot \left[\left(\frac{h_{IPE}}{2} - t_{IPE}\right) \cdot s_{IPE}\right] \tag{6.30}$$

$$A_f = 170 \cdot 12{,}7 + \frac{1}{3} \cdot \left[\left(\frac{360}{2} - 12{,}7\right) \cdot 8\right]$$

$$A_f = 2\,605\ mm^2$$

- Ekvivalentní poloměr setrvačnosti průřezu

$$i_{fy} = \sqrt{\frac{J_{fy}}{A_f}} \tag{6.31}$$

$$i_{fy} = \sqrt{\frac{5201971}{2605}}$$

$$i_{fy} = 44{,}7\ mm$$

Poměrné přetvoření

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{Re_{IPE}}} \tag{6.32}$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{355}}$$

$$\varepsilon = 0{,}81$$

Výpočet štíhlosti

- Hodnota štíhlosti pro výpočet poměrné štíhlosti

$$\lambda_1 = 93{,}9 \cdot \varepsilon \tag{6.33}$$

$$\lambda_1 = 93{,}9 \cdot 0{,}81$$

$$\lambda_1 = 76{,}4$$

- Největší štíhlost ekvivalentní tlačené pásnice

$$\lambda_{C0} = \lambda_{LT0} + 0{,}1 \tag{6.34}$$

$$\lambda_{C0} = 0{,}4 + 0{,}1$$

$$\lambda_{C0} = 0{,}5$$

kde:
λ_{LT0} [-] délka vodorovné části křivky klopení [9]

Kontrola výložníku na klopení

- Návrhová únosnost v ohybu

$$M_{cRd} = W_{XIPE} \cdot \frac{Re_{IPE}}{\gamma_{M1}} \tag{6.35}$$

$$M_{cRd} = 904000 \cdot \frac{355}{1}$$

$$M_{cRd} = 320\,920\ N \cdot m$$

kde:
γ_{M1} [-] dílčí součinitel únosnosti průřezu

- Největší návrhová hodnota ohybového momentu

$$M_{yEd} = M_{V2} \tag{6.36}$$

$$M_{yEd} = 85\,743\ N \cdot m$$

- Vyhodnocení

$$\frac{k_c \cdot b_V}{i_{fy} \cdot \lambda_1} \leq \lambda_{C0} \cdot \frac{M_{cRd}}{M_{yEd}} \tag{6.37}$$

$$\frac{0{,}76 \cdot 3300}{44{,}7 \cdot 76{,}4} \leq 0{,}5 \cdot \frac{320920}{85\,743}$$

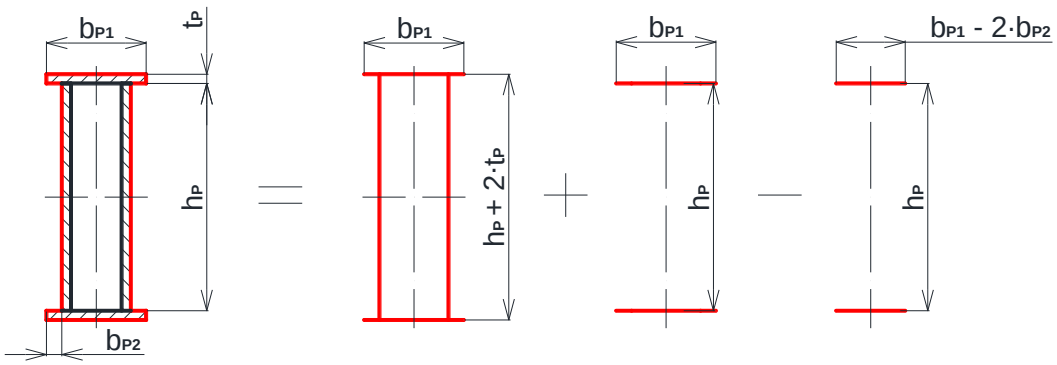
$$0{,}74 \leq 1{,}86$$

Vyhovuje – výložník není citlivý na klopení.

6.3 KONTROLA SVARŮ

V této kapitole je provedena kontrola svarů nejdůležitějších částí konstrukce. Pro všechny svary je použita elektroda E6020 s mezí kluzu $Re_E = 390\ MPa$. Postup řešen podle [6].

6.3.1 SVAR SPOJUJÍCÍ PODPĚRU A VÝLOŽNÍK



Obr. 6.2 Rozdělení svaru na 3 části a jeho rozměry

Plocha účinného průřezu svaru

$$S_P = 1{,}414 \cdot z_P \cdot (b_{P1} + 2 \cdot t_P + 2 \cdot b_{P2} + h_P) \tag{6.38}$$

$$S_P = 1{,}414 \cdot 12 \cdot (130 + 2 \cdot 12 + 2 \cdot 20 + 296)$$

$$S_P = 8\ 314\ mm^2$$

kde:

z_P	[mm]	výška svaru spojující podpěru a výložník

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu

- část 1

$$J_{ZUP1} = \frac{(h_P + 2 \cdot t_P)^2 \cdot (3 \cdot b_{P1} + h_P + 2 \cdot t_P)}{6} \tag{6.39}$$

$$J_{ZUP1} = \frac{(296 + 2 \cdot 12)^2 \cdot (3 \cdot 130 + 296 + 2 \cdot 12)}{6}$$

$$J_{ZUP1} = 12\ 117\ 333\ mm^3$$

- část 2

$$J_{ZUP2} = \frac{b_{P1} \cdot {h_P}^2}{2} \tag{6.40}$$

$$J_{ZUP2} = \frac{130 \cdot 296^2}{2}$$

$$J_{ZUP2} = 5\,695\,040\ mm^3$$

- část 3

$$J_{ZUP3} = \frac{(b_{P1} - 2 \cdot b_{P2}) \cdot {h_P}^2}{2} \tag{6.41}$$

$$J_{ZUP3} = \frac{(130 - 2 \cdot 20) \cdot 296^2}{2}$$

$$J_{ZUP3} = 3\,942\,720\ mm^3$$

- Výsledný jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu

$$J_{ZUP} = J_{ZUP1} + J_{ZUP2} - J_{ZUP3} \tag{6.42}$$

$$J_{ZUP} = 12117333 + 5695040 - 3942720$$

$$J_{ZUP} = 13\,869\,653\ mm^3$$

Smykové napětí působící na svar

- Smykové napětí působící na svar od posouvající síly

$$\tau'_P = \frac{F_B}{S_P} \tag{6.43}$$

$$\tau'_P = \frac{82671}{8314}$$

$$\tau'_P = 10\ MPa$$

- Smykové napětí působící na svar od ohybového momentu

$$\tau''_P = \frac{M_{V5} \cdot e_P}{0{,}707 \cdot z_P \cdot J_{ZUP}} \tag{6.44}$$

$$\tau''_P = \frac{99205 \cdot 160}{0{,}707 \cdot 12 \cdot 13869653}$$

$$\tau''_P = 135\ MPa$$

- Výsledné smykové napětí

$$\tau_P = \sqrt{\tau_P^{'\,2} + \tau_P^{''\,2}} \tag{6.45}$$

$$\tau_P = \sqrt{10^2 + 135^2}$$

$$\tau_P = 135\ MPa$$

Dovolené napětí ve svaru

Vychází z nejmenší hodnoty meze kluzu svařované skupiny.

$$\tau_{DSV} = \alpha_\tau \cdot \frac{Re_{IPE}}{k_{SV}} \tag{6.46}$$

$$\tau_{DSV} = 0{,}7 \cdot \frac{355}{1{,}5}$$

$$\tau_{DSV} = 166\ MPa$$

kde:

α_τ	[-]	převodní součinitel svarového spoje
k_{SV}	[-]	součinitel bezpečnosti svaru

Vyhodnocení

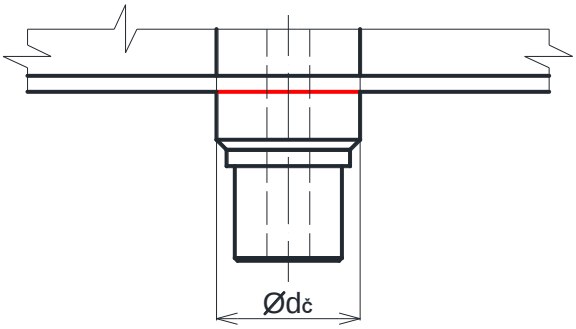
$$\tau_P \leq \tau_{DSV} \tag{6.47}$$

$$135\ MPa \leq 166\ MPa$$

Napětí ve svaru je menší, než jeho maximální dovolená hodnota. Svarový spoj tedy vyhovuje.

6.3.2 SVAR SPOJUJÍCÍ ČEP A VÝLOŽNÍK

Čep je vyrobený z trubky, která prochází otvorem ve výložníku. Spojení je realizováno svarem na spodní straně výložníku (viz obr. 6.3) a dále také na bocích trubky. Toto řešení umožňuje stále spojení výložníku s čepem i v případě poškození svaru. Pro zjednodušení je kontrolní výpočet zaměřen pouze na spodní svar.



Obr. 6.3 Svar spojující čep a výložník

Plocha účinného průřezu svaru

$$S_{Č} = 1{,}414 \cdot \pi \cdot z_{č} \cdot \frac{d_{Č}}{2} \tag{6.48}$$

$$S_{Č} = 1{,}414 \cdot \pi \cdot 12 \cdot \frac{114}{2}$$

$$S_{Č} = 3\,038\ mm^2$$

kde:

$z_{č}$	[mm]	výška svaru spojující čep a výložník
$d_{Č}$	[mm]	průměr čepu

Smykové napětí působící na svar

$$\tau_{Č} = \frac{F_{CX}}{S_{Č}} \tag{6.49}$$

$$\tau_{Č} = \frac{82671}{3038}$$

$$\tau_{Č} = 27\ MPa$$

Vyhodnocení

$$\tau_{Č} \leq \tau_{DSV} \tag{6.50}$$

$$27\ MPa \leq 166\ MPa$$

Napětí ve svaru je menší, než jeho maximální dovolená hodnota. Svarový spoj tedy vyhovuje.

7 VÝBĚR LOŽISEK

7.1 LOŽISKO UMÍSTĚNÉ NA ČEPU VÝLOŽNÍKU

Z důvodu velkých axiálních sil působících na ložisko, je pro návrh určeno soudečkové ložisko. Jelikož je frekvence otáčení velmi malá, výpočet vychází ze statického zatížení.

Tab. 3 Základní parametry vybraného soudečkového ložiska [18]

SKF BS2-2217-2CS/VT143		
Vnitřní průměr	85	[mm]
Vnější průměr	150	[mm]
Šířka	44	[mm]
Základní statická únosnost C_{0S}	325	[kN]
Výpočtový součinitel	2,8	[-]

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_{0S} = F_{CX} + Y_{0S} \cdot F_{CY} \tag{7.1}$$

$$P_{0S} = 82\,671 + 2{,}8 \cdot 33063$$

$$P_{0S} = 175\,247\ N$$

kde:
Y_{0S} [-] výpočtový součinitel

Vyhodnocení

$$P_{0S} \leq C_{0S} \tag{7.2}$$

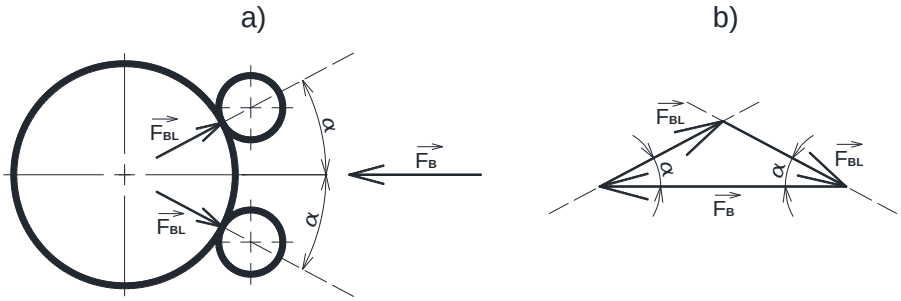
$175\,247\ N \leq 325\,000\ N \longrightarrow$ zvolené ložisko vyhovuje

7.2 LOŽISKO V MÍSTĚ OPĚRNÝCH KROUŽKŮ

Protože na ložisko působí pouze radiální síly a to značné, je zvoleno ložisko válečkové. Postup výpočtu je podobný jako v předchozím případě. Je ovšem nutné stanovit normálovou sílu působící na jedno ložisko. Ta lze odvodit na základě grafického řešení viz obr. 7.1, nebo analyticky viz rovnice (7.3) [4].

Tab. 4 Základní parametry vybraného válečkového ložiska [19]

SKF NU 2207 ECML		
Vnitřní průměr	35	[mm]
Vnější průměr	72	[mm]
Šířka	23	[mm]
Základní statická únosnost C_{0V}	63	[kN]



Obr. 7.1 Zatížení opěrných kroužků
a) Schéma působení, b) Uzavřený silový obrazec

Normálová síla působící na jedno ložisko

$$F_{BL} = \frac{F_B}{2 \cdot \cos(\alpha)} \tag{7.3}$$

$$F_{BL} = \frac{82671}{2 \cdot \cos(28°)}$$

$$F_{BL} = 46\,815\ N$$

kde:

α	[°]	úhel rozpětí opěrných kroužků

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_{0V} = F_{BL} \tag{7.4}$$

$$P_{0V} = 46\,815\ N$$

Vyhodnocení

$$P_{0V} \leq C_{0V} \tag{7.5}$$

$46\,815\ N \leq 63\,000\ N \quad \longrightarrow$ zvolené ložisko vyhovuje

8 NÁVRH MECHANISMU OTOČE

Pro správný výběr pohonu je důležité vypočítat odpory, které působící při rozběhu proti pohybu. Jsou to odpory statické a dynamické.

8.1 ODPORY PROTI POHYBU

8.1.1 DYNAMICKÉ ODPORY

Hmotnostní moment setrvačnosti IPE profilu

$$I_{IPE} = \frac{1}{3} \cdot m_{IPE} \cdot (b_1 + b_2 + b_3)^3 \tag{8.1}$$

$$I_{IPE} = \frac{1}{3} \cdot 57{,}1 \cdot (0{,}308 + 2{,}88 + 0{,}42)^3$$

$$I_{IPE} = 894\ kg \cdot m^2$$

Hmotnostní moment setrvačnosti kladkostroje a břemena

$$I_V = (m_k + m_b) \cdot {b_V}^2 \tag{8.2}$$

$$I_V = (130 + 1800) \cdot 3{,}3^2$$

$$I_V = 21\ 018\ kg \cdot m^2$$

Hmotnostní moment setrvačnosti podpěry

$$I_P = m_P \cdot a_2 \cdot {b_3}^2 \tag{8.3}$$

$$I_P = 80{,}26 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}42^2$$

$$I_P = 17\ kg \cdot m^2$$

Redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti

$$\frac{1}{2} I_{RED} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} I_{IPE} \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} I_V \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} I_P \cdot \omega^2 \tag{8.4}$$

$$I_{RED} = I_{IPE} + I_V + I_P$$

$$I_{RED} = 894 + 21018 + 17$$

$$I_{RED} = 21\ 929\ kg \cdot m^2$$

kde:

ω [s^{-1}] úhlová rychlost otáčení výložníku

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_V \tag{8.5}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 0{,}012$$

$$\omega = 0{,}076\ s^{-1}$$

kde:

n_V	[s^{-1}]	otáčky výložníku

$$n_V = \frac{n_m}{i_{souk}} \tag{8.6}$$

$$n_V = \frac{5}{60 \cdot 6{,}88}$$

$$n_V = 0{,}012\ s^{-1}$$

kde:

n_m	[min^{-1}]	výstupní otáčky převodového motoru [20]
i_{souk}	[-]	převodový poměr zabírajícího soukolí

$$i_{souk} = \frac{z_V}{z_{PS}} \tag{8.7}$$

$$i_{souk} = \frac{117}{17}$$

$$i_{souk} = 6{,}88$$

kde:

z_V	[-]	počet zubů věnce
z_{PS}	[-]	počet zubů pastorku

Úhlové zrychlení výložníku

$$\varepsilon_V = \frac{\omega}{t_R} \tag{8.8}$$

$$\varepsilon_V = \frac{0{,}076}{1{,}2}$$

$$\varepsilon_V = 0{,}063\ s^{-2}$$

kde:

t_R	[s]	doba rozběhu

Krouticí moment k překonání dynamických odporů

$$M_{Kdyn} = I_{RED} \cdot \varepsilon_V \tag{8.9}$$

$$M_{Kdyn} = 21929 \cdot 0{,}063$$

$$M_{Kdyn} = 1\,390\ N \cdot m$$

8.1.2 STATICKÉ ODPORY

Krouticí moment k překonání valivého odporu

$$M_{Kstat} = 2 \cdot F_{BL} \cdot e \tag{8.10}$$

$$M_{Kstat} = 2 \cdot 46815 \cdot 0{,}0005$$

$$M_{Kstat} = 47\ N \cdot m$$

kde:

e	[m]	součinitel valivého odporu (ocel - ocel) [1]

8.2 KROUTICÍ MOMENT POTŘEBNÝ K OTOČENÍ VÝLOŽNÍKU

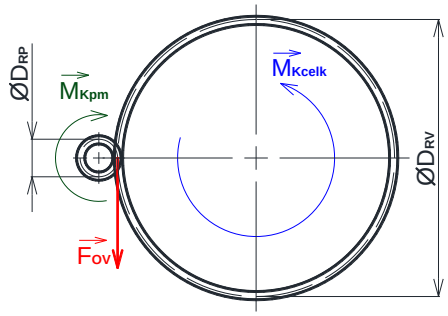
$$M_{Kcelk} = M_{Kdyn} + M_{Kstat} \tag{8.11}$$

$$M_{Kcelk} = 1390 + 47$$

$$M_{Kcelk} = 1\,437\ N \cdot m$$

8.3 KROUTICÍ MOMENT POTŘEBNÝ NA VÝSTUPU POHONU

Otáčení výložníku probíhá záběrem pastorku po ozubeném věnci, připevněném na sloupu jeřábu. Tento způsob otáčení umožňuje použít pohon s menšími požadavky na krouticí moment. Lepší znázornění je na obr. 8.1.



Obr. 8.1 Silové a momentové působení mezi pastorkem a ozubeným věncem

Roztečný průměr věnce

$$D_{RV} = z_V \cdot m_{souk} \tag{8.12}$$

$$D_{RV} = 117 \cdot 4$$

$$D_{RV} = 468\ mm$$

kde:
m_{souk} [mm] modul zabírajícího soukolí

Síla na obvodu věnce

$$F_{OV} = \frac{M_{Kcelk} \cdot 2}{D_{RV}} \tag{8.13}$$

$$F_{OV} = \frac{1437 \cdot 2}{0{,}468}$$

$$F_{OV} = 6\ 141\ N$$

Roztečný průměr pastorku

$$D_{RP} = z_{PS} \cdot m_{souk} \tag{8.14}$$

$$D_{RP} = 17 \cdot 4$$

$$D_{RP} = 68\ mm$$

Krouticí moment potřebný na výstupu převodového motoru

$$M_{Kpm} = F_{OV} \cdot 0{,}5 \cdot D_{RP} \tag{8.15}$$

$$M_{Kpm} = 6141 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}068$$

$$M_{Kpm} = 209\ N \cdot m$$

8.4 VÝBĚR POHONU

Pro splnění požadavků byl vybrán převodový motor od značky NORD se šnekovou převodovkou pro zamezení samovolného otáčení výložníku.

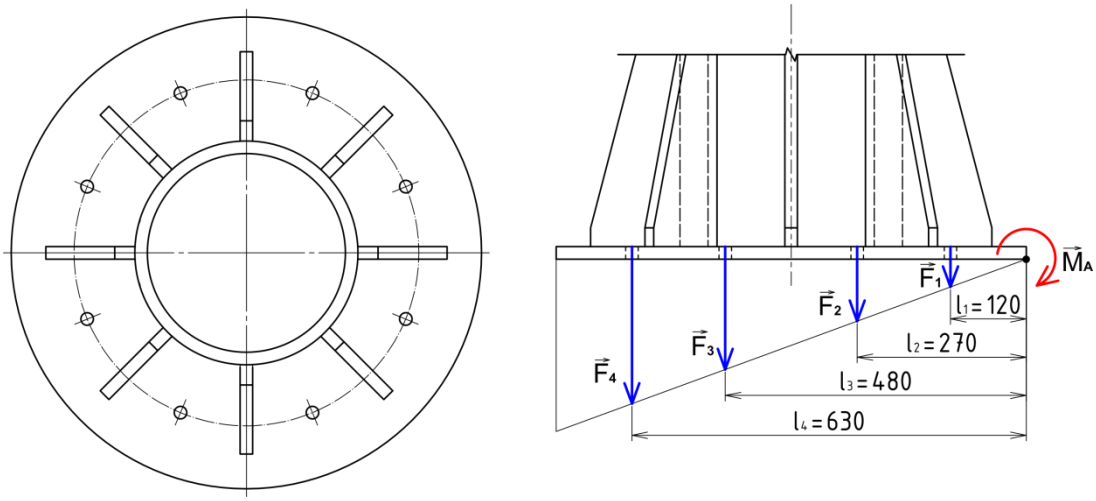
Tab. 5 Parametry zvoleného převodového motoru [20]

NORD SK 12063 – 63L/4		
Výkon	0,18	[kW]
Výstupní otáčky	5	[min^{-1}]
Krouticí moment	230	[N·m]
Hmotnost	53	[kg]

9 NÁVRH OSTATNÍCH ČÁSTÍ

9.1 KOTEVNÍ ŠROUBY

Upevnění sloupu jeřábu je provedeno pomocí kotevních šroubů. Jejich návrh spočívá ve výpočtu zatížení nejvíce namáhaného šroubu a následně stanovení jeho průměru pro zvolenou pevnostní třídu. Síly působící na šrouby a vzdálenosti ke klopící hraně jsou na obr. 9.1.



Obr. 9.1 Schéma silového zatížení kotevních šroubů s rozměry

Podmínka stability [6]

$$M_A = 2 \cdot F_1 \cdot l_1 + 2 \cdot F_2 \cdot l_2 + 2 \cdot F_3 \cdot l_3 + 2 \cdot F_4 \cdot l_4 \tag{9.1}$$

Pro tyto síly platí:

$$\frac{F_1}{l_1} = \frac{F_2}{l_2} = \frac{F_3}{l_3} = \frac{F_4}{l_4} \tag{9.2}$$

Napětí od klopícího bodu lineárně roste, dílčí síly ve šroubech lze tedy vyjádřit funkcí:

$$F_1 = F_4 \cdot \frac{l_1}{l_4} \qquad F_2 = F_4 \cdot \frac{l_2}{l_4} \qquad F_3 = F_4 \cdot \frac{l_3}{l_4}$$

Dosazením do podmínky do rovnice (9.1) a po úpravě, získám:

$$F_4 = \frac{M_A \cdot l_4}{2 \cdot ({l_1}^2 + {l_2}^2 + {l_3}^2 + {l_4}^2)} \tag{9.3}$$

$$F_4 = \frac{90938 \cdot 0{,}63}{2 \cdot (0{,}12^2 + 0{,}27^2 + 0{,}48^2 + 0{,}63^2)}$$

$$F_4 = 40\,086\ N$$

Výpočtový průřez kotevního šroubu

$$A_{Š} = \frac{F_4 \cdot k_{KŠ}}{Re_{Š}} \tag{9.4}$$

$$A_{Š} = \frac{40086 \cdot 3}{640}$$

$$A_{Š} = 188\ mm^2$$

kde:

$k_{KŠ}$	[-]	součinitel bezpečnosti kotevních šroubů
$Re_{Š}$	[MPa]	mez kluzu pro šroub pevnostní třídy 8.8

Minimální střední průměr kotevních šroubů

$$D_{Š} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{Š}}{\pi}} \tag{9.5}$$

$$D_{Š} = \sqrt{\frac{4 \cdot 188}{\pi}}$$

$$D_{Š} = 15{,}5\ mm$$

Pro ukotvení sloupu je zvolena šroub o jmenovitém průměru závitu 20 mm.

9.2 KONCOVÉ NÁRAZNÍKY

Kinetická energie pohlcená při nárazu kladkostroje na nárazníky

Kladkostroj bude vybaven křížovým spínačem, uvažuji proto při nárazu rychlost sekundární.

$$E_{Kmax} = \frac{(m_k + m_b)}{2} \cdot \left(\frac{v_{Pmin}}{60}\right)^2 \tag{9.6}$$

$$E_{Kmax} = \frac{(130 + 1800)}{2} \cdot \left(\frac{5}{60}\right)^2$$

$$E_{Kmax} = 6{,}7\ J$$

kde:

v_{Pmin}	[m·min^{-1}]	rychlost mikropojezdu kladkostroje

Z katalogu Wampfler byly vybrány nárazníky s objednávkovým číslem 017220-025X16, které dokáží pohltit energii 10J [21]. Z důvodu bezpečnosti jsou na každé straně výložníku umístěny 2 nárazníky.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vypracovat návrh konstrukce sloupového jeřábu s důležitými pevnostními výpočty, volbou vhodného kladkostroje a pohonu otoče, nakreslit konstrukční výkres sestavy pro nosnost 1800 kg s délkou vyložení 3300 mm a výškou zdvihu 6800 mm.

V první kapitole byla provedena charakteristika pracoviště, na kterém bude zařízení využíváno. Pro tento případ použití bude jeřáb sloužit uvnitř skladiště pro přemístění materiálu z různých výškových hladin. Koncept jeřábu vychází z obr. 2.1.

Nosná konstrukce se skládá z IPE profilu velikosti 360 tvořící výložník, skříňového nosníku svařeného z plechu tloušťky 12 mm tvořící podpěru, čepu z bezešvé trubky o průměru 114mm a bezešvé trubky průměru 355,6 mm tvořící sloup, který je upevněn osmi kotevními šrouby o průměru 20mm. Zdvih břemene je zajištěn řetězovým kladkostrojem od značky LIFTKET, zvoleným z tabulky viz příloha P1, ve které je porovnání cen a technických parametrů několika potenciálně vhodných kladkostrojů od různých výrobců. Dráha kladkostroje po profilu je vymezena kontrolovaným nárazem křížovými spínači na koncové dorazy od značky Wampfler. Otáčení výložníku v rozsahu 360° probíhá motorem se šnekovou převodovkou od značky NORD a to záběrem pastorku po ozubeném věnci, který je pevně přišroubován a vystředěn vymezovacími válečky k horní přírubě sloupu. Pro zvolený pohon otoče vychází frekvence otáčení výložníku kolem 0,75 min^{-1}. Plynulý chod zajišťuje soudečkové ložisko umístěné na čepu, přenášející velké axiální i radiální síly. V místě opěrných kroužků se nachází ložiska válečková, přenášející pouze síly radiální. Kroužkový sběrač umístěný uvnitř sloupu slouží k bezpečnému přenosu elektrické energie na otáčecí výložník. Jeho montáž je přístupná demontovatelným krytem. Rozvod napájení ke kladkostroji je pomocí systému kabelových vleček, ovládání je bezdrátové.

Pevnostní výpočty obsažené v této práci vychází ze statického namáhání konstrukce. Postup výpočtů je iterační metodou, kdy zvolené konstrukční uzly jsou v případě nevyhovění upraveny. Kontrola jeřábu je řešena při plném využití jeho nosnosti, navýšené o součinitele bezpečnosti dle nejvíce nepříhodné kombinace zatížení A1. Dále je provedena kontrola: vzpěrné stability sloupu, deformace konstrukce, klopení výložníku a důležitých svarů. Obsahem je dále návrh ložisek, otočného ústrojí a kotevních šroubů. Výkres sestavy je součástí přílohy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. Mechanika těles: statika. Vyd. 7. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-3440-0.

[2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

[3] MALÁŠEK, Jiří. *Dopravní a manipulační zařízení – skripta*. Brno: VUT – Fakulta strojního inženýrství, 2010.

[4] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN a kolektiv. Jeřáby I. díl. 2. přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974, 648s. L13-B3-III-41/22274

[5] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN a kolektiv. Jeřáby II. díl. 2. přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1975, 568s. L13-B3-III-41/22275.

[6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

[7] 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.

[8] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.

[9] ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha: Český normalizační institut, 2006.

[10] Katalog: Sloupové jeřáby. *ITECO* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy_2015/Schwenkkran-CZ.pdf

[11] Katalog: Řetězové kladkostroje. *ITECO* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy_2015/ABUCompact_cz.pdf

[12] Katalog: LIFTKET STAR. *Kladkostroje* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.kladkostroje.cz/prilohy/soubory/katalog-liftket-star.pdf

[13] Katalog: Řetězové kladkostroje. *HADEF* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://update.hadef.de/cms/pdfs/fig66_04.pdf

[14] Katalog řetězových kladkostrojů. *GIGA* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.gigasro.cz/files/katalogy/giga_chain_hoists_catalogue_-_2010.pdf

[15] Sortimentní katalog: Tyč průřezu IPE válcovaná za tepla. *FERONA* [online]. [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=22804

[16] Katalog produktů: Trubky ocelové bezešvé. *ZACHA* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.zacha.cz/bezesve-hladke

[17] Sortimentní katalog: Plech válcovaný za tepla. *FERONA* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29835

[18] Soudečková ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550172217&imperial=false

[19] Válečková ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?prodid=1400242207&imperial=false

[20] Základní katalog převodovek. *NORD* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf

[21] Gumové nárazníky: Wampfler. *CONDUCTIX* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.conductix.de/sites/default/files/downloads/TDB0170-0001-D_Anschlagpuffer.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[mm]	výška sloupu
a_2	[mm]	vzdálenost mezi horním koncem sloupu a opěrnými kroužky
A_f	[mm^2]	účinná plocha tlačené pásnice a jedné třetiny stojiny
a_P	[mm]	vzdálenost těžišť podpěry
$A_Š$	[mm^2]	výpočtový průřez kotevního šroubu
b_1	[mm]	vzdálenost mezi kladkostrojem a koncem výložníku při max. vyložení
b_2	[mm]	vzdálenost mezi podpěrou a kladkostrojem při max. vyložení
b_3	[mm]	vzdálenost podpěry od osy otáčení
b_4	[mm]	vzdálenost pohonu otočného ustrojí od osy otáčení
b_{IPE}	[mm]	šířka příruby IPE profilu
b_{P1}	[mm]	šířka plechu podpěry
b_{P2}	[mm]	odsazení plechu podpěry
b_{T1}	[mm]	vzdálenost těžiště jedné části IPE profilu od osy otáčení
b_{T2}	[mm]	vzdálenost těžiště druhé části IPE profilu od osy otáčení
b_V	[mm]	vzdálenost mezi kladkostrojem a osou otáčení, při max. vyložení
$d_Č$	[mm]	průměr čepu
D_{RP}	[mm]	roztečný průměr pastorku
D_{RV}	[mm]	roztečný průměr věnce
D_{SL}	[mm]	vnější průměr sloupu
d_{SL}	[mm]	vnitřní průměr sloupu
$D_Š$	[mm]	minimální střední průměr kotevních šroubů
e	[mm]	součinitel valivého odporu (ocel-ocel)
E_{Kmax}	[J]	kinetická energie pohlcená při nárazu kladkostroje na nárazníky
E_{OCEL}	[MPa]	modul pružnosti oceli v tahu
e_P	[mm]	vzdálenost krajních vláken podpěry
F_1	[N]	síla působící na první šroub
F_2	[N]	síla působící na druhý šroub
F_3	[N]	síla působící na třetí šroub
F_4	[N]	síla působící na čtvrtý šroub
F_{1IPE}	[N]	zatížení od vlastní tíhy jedné části IPE profilu
F_{2IPE}	[N]	zatížení od vlastní tíhy druhé části IPE profilu
F_{AX}	[N]	reakční síla ve směru osy X v místě vetknutí sloupu

F_{AY}	[N]	reakční síla ve směru osy Y v místě vetknutí sloupu
F_B	[N]	reakční síla ve směru osy X v místě obecné vazby
F_b	[N]	zatížení od tíhy jmenovitého břemene, navýšené dle komb. A1
F_{BL}	[N]	normálová síla působící na jedno válečkové ložisko
F_{CX}	[N]	reakční síla ve směru osy X v místě rotační vazby
F_{CY}	[N]	reakční síla ve směru osy Y v místě rotační vazby
F_k	[N]	zatížení od tíhy kladkostroje, navýšené dle komb. A1
F_{KRVZ}	[N]	kritická síla z hlediska vzpěru
F_m	[N]	zatížení od tíhy pohonu otočného ústrojí
F_{OV}	[N]	síla na obvodu věnce
F_P	[N]	zatížení od vlastní tíhy podpěry
F_{SL}	[N]	zatížení od vlastní tíhy sloupu
F_V	[N]	výsledné zatížení od tíhy jmenovitého břemene a kladkostroje
F_W	[N]	zatěžující síla způsobující průhyb výložníku
g	[m·s^{-2}]	tíhové zrychlení
HC2	[-]	Hoisting Class 2
h_{IPE}	[mm]	výška příruby IPE profilu
h_P	[mm]	výška plechu podpěry
i	[-]	počet stupňů volnosti soustavy
i_{fy}	[mm]	ekvivalentní poloměr setrvačnosti průřezu
I_{IPE}	[kg·m^2]	hmotnostní moment setrvačnosti IPE profilu
I_P	[kg·m^2]	hmotnostní moment setrvačnosti podpěry
I_{RED}	[kg·m^2]	redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti
i_{SL}	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu
i_{souk}	[-]	převodový poměr zabírajícího soukolí
I_V	[kg·m^2]	hmotnostní moment setrvačnosti kladkostroje a břemene
i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa
J_{fy}	[mm4]	součet momentů setrvačnosti pásnice a jedné třetiny stojiny
J_{py}	[mm^4]	moment setrvačnosti tlačené pásnice k ose nejmenší tuhosti
J_{sy}	[mm^4]	moment setrvačnosti tlačené jedné třetiny stojiny k ose nejmenší tuhosti
J_{XIPE}	[mm^4]	moment setrvačnosti IPE profilu k ose ohybu X
J_{XP}	[mm^4]	moment setrvačnosti podpěry k ose ohybu X
J_{XSL}	[mm^4]	moment setrvačnosti sloupu k ose ohybu X

J_{ZUP}	[mm^3]	výsledný jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu
J_{ZUP1}	[mm^3]	jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu části 1
J_{ZUP2}	[mm^3]	jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu části 2
J_{ZUP3}	[mm^3]	jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu části 3
k_c	[-]	opravný součinitel štíhlosti
k_k	[-]	součinitel bezpečnosti při kontrole konstrukce na mezní stav pružnosti
$k_{KŠ}$	[-]	součinitel bezpečnosti kotevních šroubů
k_{SV}	[-]	součinitel bezpečnosti svaru
k_V	[-]	součinitel bezpečnosti vzpěru
l_0	[mm]	redukovaná délka sloupu
l_1	[mm]	vzdálenost prvního šroubu ke klopící hraně
l_2	[mm]	vzdálenost druhého šroubu ke klopící hraně
l_3	[mm]	vzdálenost třetího šroubu ke klopící hraně
l_4	[mm]	vzdálenost čtvrtého šroubu ke klopící hraně
M_A	[N·m]	reakční ohybový moment v místě vetknutí sloupu
m_b	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
M_{cRd}	[N·m]	návrhová únosnost v ohybu
MDC1	[-]	Mass Distribution Class 1
m_{IPE}	[kg·m^{-1}]	jednotková hmotnost IPE profilu
m_k	[kg]	hmotnost kladkostroje
M_{Kcelk}	[N·m]	krouticí moment potřebný k otočení výložníku
M_{Kdyn}	[N·m]	krouticí moment k překonání dynamických odporů
M_{Kpm}	[N·m]	krouticí moment potřebný na výstupu převodového motoru
M_{Kstat}	[N·m]	krouticí moment k překonání valivého odporu
m_m	[kg]	hmotnost pohonu otočného ústrojí
m_P	[kg·m^{-1}]	jednotková hmotnost podpěry
m_{SL}	[kg·m^{-1}]	jednotková hmotnost sloupu
M_{SLn}	[N·m]	ohybový moment v místě n-tého řezu sloupu
m_{souk}	[mm]	modul zabírajícího soukolí
MSP	[-]	Mezní Stav Pružnosti
M_{Vn}	[N·m]	ohybový moment v místě n-tého řezu výložníku
M_W	[N·m]	zatěžující ohybový moment způsobující průhyb sloupu
M_{yEd}	[N·m]	největší návrhová hodnota ohybového momentu

n	[-]	počet těles včetně základního tělesa
n_m	[s^{-1}]	výstupní otáčky převodového motoru
N_{SLn}	[N]	normálová síla v místě n-tého řezu sloupu
n_V	[s^{-1}]	otáčky výložníku
N_{Vn}	[N]	normálová síla v místě n-tého řezu výložníku
P_{0S}	[kN]	ekvivalentní statické zatížení soudečkového ložiska
P_{0V}	[kN]	ekvivalentní statické zatížení válečkového ložiska
q_{IPE}	[$N \cdot m^{-1}$]	liniové zatížení vyvolané tíhou IPE profilu, navýšené dle komb. A1
q_P	[$N \cdot m^{-1}$]	liniové zatížení vyvolané tíhou podpěry, navýšené dle komb. A1
q_{SL}	[$N \cdot m^{-1}$]	liniové zatížení vyvolané tíhou sloupu
r_{IPE}	[mm]	poloměr vnitřního zaoblení IPE profilu
Re_E	[MPa]	mez kluzu materiálu elektrody E6020
Re_{IPE}	[MPa]	mez kluzu materiálu IPE profilu
Re_P	[MPa]	mez kluzu materiálu podpěry
Re_{SL}	[MPa]	mez kluzu materiálu sloupu
$Re_Š$	[MPa]	mez kluzu pro šroub pevnostní třídy 8.8
$S_Č$	[mm^2]	plocha účinného průřezu svaru čepu
s_{IPE}	[mm]	tloušťka stojiny IPE profilu
S_P	[mm^2]	plocha účinného průřezu svaru podpěry
S_{SL}	[mm^2]	plocha průřezu sloupu
t_{IPE}	[mm]	tloušťka příruby IPE profilu
t_P	[mm]	tloušťka plechu podpěry
t_R	[s]	doba rozběhu
t_{SL}	[mm]	tloušťka stěny sloupu
T_{SLn}	[N]	tečná síla v místě n-tého řezu sloupu
T_{Vn}	[N]	tečná síla v místě n-tého řezu výložníku
v_h	[$m \cdot s^{-1}$]	největší ustálená rychlost zdvihu
V_P	[m^2]	jednotkový objem podpěry
v_{Pmin}	[$m \cdot min^{-1}$]	rychlost mikropojezdu kladkostroje
VVÚ	[-]	Vnitřní Výsledné Účinky
w_C	[mm]	velikost celkového průhybu výložníku
w_{IPE}	[mm]	velikost průhybu výložníku
$W_{OminIPE}$	[mm^3]	minimální modul průřezu IPE profilu

W_{OminP}	[mm^3]	minimální modul průřezu podpěry
W_{OminSL}	[mm^3]	minimální modul průřezu sloupu
w_R	[mm]	velikost průhybu výložníku od zakřivení sloupu
w_{SL}	[mm]	velikost průhybu sloupu
W_{XIPE}	[mm^3]	průřezový modul IPE profilu k ose ohybu X
W_{XP}	[mm^3]	modul průřezu podpěry k ose ohybu X
W_{XSL}	[mm^3]	modul průřezu sloupu k ose ohybu X
x_{SLn}	[m]	délka n-tého řezu sloupu
x_{Vn}	[m]	délka n-tého řezu výložníku
Y_{0S}	[-]	výpočtový součinitel
$z_{č}$	[mm]	výška svaru spojující čep a výložník
z_P	[mm]	výška svaru spojující podpěru a výložník
z_{PS}	[-]	počet zubů pastorku
z_V	[-]	počet zubů věnce
α	[°]	úhel rozpětí opěrných kroužků
α_τ	[-]	převodní součinitel svarového spoje
β_2	[mm]	součinitel pro zdvihovou třídu HC2
γ_{M1}	[-]	dílčí součinitel únosnosti průřezu
γ_{p1}	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnosti částí jeřábu
γ_{p2}	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnost břemena
δ	[-]	hodnota pro jeřáb třídy MDC1
ε	[-]	poměrné přetvoření
ε_V	[s^{-2}]	úhlové zrychlení výložníku
η	[-]	počet omezených deformačních parametrů
λ	[-]	štíhlost sloupu
λ_1	[-]	hodnota štíhlosti pro výpočet poměrné štíhlosti
λ_{C0}	[-]	největší štíhlost ekvivalentní tlačené pásnice
λ_{LT0}	[-]	délka vodorovné části křivky klopení
μ	[-]	počet neznámých parametrů
μ_F	[-]	počet neznámých silových parametrů
μ_M	[-]	počet neznámých momentových parametrů
μ_R	[-]	počet neznámých polohových parametrů
ν	[-]	počet statických podmínek v rovinné soustavě

ν_F	[-]	počet silových statických podmínek v rovinné soustavě
ν_M	[-]	počet momentových statických podmínek v rovinné soustavě
ξ_A	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbou v bodu A
ξ_B	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbou v bodu B
ξ_C	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbou v bodu C
ρ_{OCEL}	[kg·m^{-3}]	měrná hmotnost oceli
σ_{DOIPE}	[MPa]	dovolené napětí IPE profilu v ohybu
σ_{DOP}	[MPa]	dovolené napětí podpěry v ohybu
σ_{DOSL}	[MPa]	dovolené napětí sloupu v ohybu
σ_{KRVZ}	[MPa]	kritické napětí z hlediska vzpěru
$\tau_{Č}$	[MPa]	smykové napětí působící na svar čepu
τ_{DSV}	[MPa]	dovolené napětí ve svaru
τ_P	[MPa]	výsledné smykové napětí působící na svar podpěry
τ'_P	[MPa]	smykové napětí, působící na svar podpěry, od posouvající síly
τ''_P	[MPa]	smykové napětí, působící na svar podpěry, od ohybového momentu
φ_{SL}	[rad]	velikost natočení sloupu
ϕ_1	[-]	dynamický souč. zdvihání a pro účinky tíhy působící na hmotnost jeřábu
ϕ_2	[-]	dynamický součinitel pro setrvačné a gravitační účinky tíhy
ϕ_{2min}	[-]	součinitel pro zdvihovou třídu HC2
ψ	[-]	poměr ohybových momentů
ω	[s^{-1}]	úhlová rychlost otáčení výložníku

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha

P1	Přehled parametrů a cen vybraných řetězových kladkostrojů
P2	Tabulka zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti

Výkresová dokumentace

01-J1800-C1	SLOUPOVÝ JEŘÁB

Přehled parametrů a cen vybraných řetězových kladkostrojů [11] [12] [13] [14]

Parametry		**Výrobce a typ**				
		ABUS GM 8 2000.8-2/EF 22	ABUS GM 6 2000.5-2/EF 22	LIFTKET STAR 091/52 2000/2-5/1,25	HADEF AK 620 DT 90 L 8/2	GIGA CH3 2000.5-JE
Nosnost	[kg]	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000
Skupina mechanismu[1]	[-]	2m/M5	2m/M5	3m/M6	2m/M5	1Am/M4
Zátěžné větve	[-]	2	2	2	2	2
Rychlost zdvihu[2]	[$m \cdot min^{-1}$]	8/1,3	5/1,3	5/1,25	4/1	5/1,25
Výkon motoru zdvihu[2]	[kW]	3/0,5	1,7/0,4	1,8/0,45	1,5/0,37	1,9/0,45
Rychlost pojezdu[3]	[$m \cdot min^{-1}$]	20/5	20/5	20/5	16/4	20/5
Výkon motoru pojezdu[3]	[kW]	0,25/0,06	0,25/0,06	0,18/0,04	0,5/0,12	0,25/0,06
Délka zdvihu	[m]	8	8	7	7	7
Hmotnost[4]	[kg]	164	115	130	155	88
Stavební výška	[mm]	753	643	659	610	625
Cena bez DPH	[Kč]	166 000	123 000	105 666	142 404	60 710

[1]dle FEM/ISO
[2]uvedeno pro: hlavní rychlost/mikrozdvih
[3]uvedeno pro: hlavní rychlost/mikropojezd
[4]součet hmotnosti kladkostroje, pojezdu a pro uvedenou výšku zdvihu

Tabulka zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti [8]

Kategorie zatížení	**Zatížení**			**Kombinace zatížení A**				**Kombinace zatížení C**				
				Dílčí součinitele bezpečnosti γ_p	**A1**	**A2**	**A3**	**Dílčí součinitele bezpečnosti γ_p**	**C1**	**C3**	**C4**	**C6**
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		1,22	ϕ_1	ϕ_1	1	1,1	ϕ_1	ϕ_1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu		1,34	ϕ_2	ϕ_3	1	1,1	–	–	1	1
	Zrychlení od pohonů	Hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu zahrnut	1,34	–	–	ϕ_5	1,1	–	–	–	–
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemena			–	–	–	–	1,1	ϕ_2	–	–	–
	Zatížení při zkouškách			–	–	–	–	1,1	–	ϕ_6	–	–
	Síly na nárazníky			–	–	–	–	1,1	–	–	ϕ_7	–
	Nouzové zastavení			–	–	–	–	1,1	–	–	–	ϕ_5