



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh otočného jeřábu

Desing of All-round Derrick Crane

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Matěj PROCHÁZKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Procházka** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **466692**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh otočného jeřábu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of All-round Derrick Crane

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši týkající se sloupových jeřábů. Navrhněte konstrukci sloupového jeřábu a jeho zdvihací mechanismus. Proveďte návrhové a kontrolní výpočty pro vybrané konstrukční celky. Výstupem bude 3D model a 2D výkresy vybraných celků.

Seznam doporučené literatury:

DRAŽAN, F., KUPKA, L. Jeřáby. Praha: SNTL, 1968.
REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. Jeřáby I. díl. Praha: SNTL, 1974.
Gajdůšek, J., Škopán, M. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988.
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **23.03.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:



Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry




prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

24.6.2020

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh otočného jeřábu“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Jaroslava Kříčky, PhD. a za použití zdrojů uvedených na konci bakalářské práce.

V Praze

Matěj Procházka

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Jaroslavu Kříčkovi, PhD., vedoucímu práce, za rady a připomínky během vypracovávání této práce. Také chci poděkovat své rodině za podporu během celého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Matěj Procházka
Název práce:	Návrh otočného jeřábu
Anglický název:	Design of All-round Derrick Crane
Rok:	2020
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jaroslav Kříčka, PhD.
Bibliografické údaje:	počet stran: 27
	počet obrázků: 30
	počet tabulek: 1
	počet příloh: 2
Klíčová slova:	otočný jeřáb, sloupový jeřáb, návrh konstrukce
Keywords:	derrick crane, jib crane, design of construction
Anotace:	Bakalářská práce je zaměřená na návrh sloupového jeřábu. V teoretické části je rešerše sloupových jeřábů a jejich využití. Praktická část se zabývá samotným návrhem otočného jeřábu.
Abstract:	This bachelor thesis is focused on design of jib crane. In its theoretical part is research of jib cranes and its application. Practical part deals with design of jib crane.

OBSAH

Prohlášení	3
Poděkování	4
Anotační list	5
Obsah.....	6
Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	3
2. Sloupový jeřáb	4
2.1. Rameno	4
2.2. Sloup	5
2.3. Kočka jeřábu	6
2.4. Zdvihací zařízení	6
3. Návrh sloupového jeřábu.....	8
3.1. Volba zdvihacího zařízení	8
3.2. Návrh ramene jeřábu	9
3.3. Návrh sloupu	11
4. Kontrola a zpřesnění výpočtů vytvořeného modelu	13
4.1.1. Kontrola I profilu	13
4.1.2. Ohyb vzpěry	15
4.1.3. Kontrola a výpočet sloupu	16
4.1.4. Souhrn výpočtů ohybů	17
4.2. Uložení v místě C	17
4.3. Ložiska v místě D.....	18
4.4. Svarové spoje	18
4.4.1. Spoj spodní desky vzpěry a vzpěry	19
4.4.2. Spoj vzpěry a I profilu v místě B	19
4.4.3. Spojení čepu otáčení s I profilem v místě c	20
4.4.4. Spojení sloupu s patní deskou v místě E	21
4.5. Upevnění sloupu k podlaze	21
4.6. Jeřábová kočka	23
4.7. Vedení elektrického proudu	23
5. Závěr.....	24
Seznam zdrojů	25
Seznam obrázků	27
TABULKY	27
přílohy.....	27

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

A, B, C, D, E	jednotlivé body jeřábu
m_b [kg]	hmotnost břemene
m_n [kg]	hmotnost lanového navijáku
m_k [kg]	hmotnost jeřábové kočky
m'_k [kg]	odhadovaná hmotnost kočky v návrhových výpočtech
m_{vz} [kg]	hmotnost vzpěry
m_{vz}' [kg]	odhadnutá hmotnost vzpěry pro návrhové výpočty
m_{kc} [kg]	hmotnost konce ramene za výložní délkou
m_{ram} [kg]	hmotnost ramene
g [$m \cdot s^{-2}$]	tíhové zrychlení
Q [N]	tíhová síla působící na konec ramene
Q' [N]	tíhová síla působící na konec ramene v návrhových výpočtech
G_{vz} [N]	tíhová síla vzpěry
G_{vz}' [N]	tíhová síla vzpěry v návrhových výpočtech
R_{Cy} [N]	reakce v bodě C ve směru ypsilon
R_{Cy}' [N]	reakce v bodě C ve směru ypsilon v návrhových výpočtech
R_{Cx} [N]	reakce v bodě C v x-ovém směru
R_{Cx}' [N]	reakce v bodě C v x-ovém směru v návrhových výpočtech
R_D [N]	reakce v bodě D v x-ovém směru
R_D' [N]	reakce v bodě D v x-ovém směru v návrhových výpočtech
R [N]	náhradní reakční síla v bodech C a D
R' [N]	náhradní reakční síla v bodech C a D v návrhových výpočtech
F_{Dr} [N]	síla působí v místě D na kolečka
F_i [N]	síla na jednotlivé závitové tyče
F_p [N]	síla potřebná k posuvu kočky
M_B [Nmm][Nm]	moment působící v bodě B
M_B' [Nmm][Nm]	moment působící v bodě B v návrhových výpočtech
M_C [Nmm][Nm]	moment vyvinutý ramenem vzhledem k bodu C
M_E [Nmm][Nm]	moment působící v bodě E
M_E' [Nmm][Nm]	moment působící v bodě E v návrhových výpočtech
M_o^I [Nmm]	ohybový moment působící na I profil v I
M_o^{II} [Nmm]	ohybový moment působící na I profil ve II oblasti
M_o^{C-D} [Nmm]	ohybový moment působící na sloup v úseku C-D
M_o^{D-E} [Nmm]	ohybový moment působící na sloup v úseku D-E
E [MPa]	Youngův modul pružnosti
ρ [$\frac{kg}{m^3}$][$\frac{kg}{mm^3}$]	hustota oceli
S [mm ²]	plocha svarů
S_x [mm ²]	plocha průřezu I profilu
S_3 [mm ²]	plocha průřezu závitové tyče
C_0 [kN]	radiální statická únosnost ložiska
C_{0a} [kN]	axiální statická únosnost ložiska
φ_B [rad]	natočení bodě B
φ_{Ai} [rad]	natočení bodě A od jednotlivých vlivů
φ_{Cp} [rad]	povolené natočení v bodě C

φ^i [rad]	natočení v jednotlivých úsecích ramene
γ [rad]	úhel působení síly na kolečko od střední roviny ramene
W_o [mm ³]	modul průřezu v ohybu
W_x [mm ³]	modul průřezu v ohybu I profilu
W_s [mm ³]	modul průřezu v ohybu sloupu
W_k [mm ³]	modul průřezu v krutu I profilu
J_x [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v ohybu I profilu
J_{smin} [mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu v ohybu sloupu
J_s [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v ohybu sloupu
J_B [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v ohybu svaru v B
J_{vz} [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v ohybu vzpěry
σ_{oi} [MPa]	ohybové napětí jednotlivých míst
τ_k [MPa]	napětí v krutu
σ_{red} [MPa]	reduované napětí ramene
σ_i [MPa]	ohybové napětí jednotlivých šroubových spojů
τ_{is} [MPa]	smykové napětí jednotlivých svarů
τ_{io} [MPa]	napětí jednotlivých svarů od ohybového momentu
τ_{iv} [MPa]	výsledné napětí jednotlivých svarů
$\alpha_{\perp}, \alpha_{\parallel}$	převodní součinitele svarů
a [mm]	délka prvního úseku ramene
b [mm]	délka druhého úseku ramene
a_i [mm]	velikost jednotlivých svarů
L [mm]	vzdálenost vyložení břemene
H [mm]	výška sloupu (trubky)
H' [mm]	předběžná výška sloupu pro návrhové výpočty
h [mm]	vzdálenost na níž působí síly na sloup
h' [mm]	předběžná vzdálenost na níž působí síly na sloup
h_2 [mm]	výška vzpěry přes níž působí reakce na I profil
r_D [mm]	x-ová vzdálenost styku koleček a sloupu od středu sloupu
c [mm]	vzdálenost působení reakce R na čep otáčení od I profilu
w_i [mm]	vzdálenost jednotlivých šroubových spojů od kraje desky
d_i [mm]	vnitřní průměr jednotlivých svarů
D_i [mm]	vnější průměr jednotlivých svarů
d_3 [mm]	malý průměr závitu
s_i [mm]	jednotlivé délky středního plechu vzpěry
t_1 [mm]	tloušťka středního plechu vzpěry
e [mm]	šířka krajních plechů vzpěry
t [mm]	tloušťka krajních plechů vzpěry
u_i [mm]	vodorovný posuv jednotlivých míst
v_i [mm]	svislý posuv jednotlivých míst
f [-]	koeficient pro výpočet síly šroubových spojů
k_i [-]	součinitel bezpečnosti jednotlivých částí

1. Úvod

Námětem této bakalářské práce bylo zadání od pana Ing. Jaroslava Kříčky, PhD., otočný jeřáb, v rámci prozkoumávání tématu jsem se s ním dohodl že se budu věnovat sloupovému jeřábu.

V první části se věnuji různým konstrukčním variantám sloupových jeřábů.

V druhé, praktické části se zabývám vlastní konstrukcí a výpočty. Po mých zkušenostech z brigády, kde jsem pracoval jako dělník v kovovýrobě jsem se rozhodl, že budu navrhovat sloupový jeřáb otočný o 360°, s dosahem 4 m, výškou zdvihu 3 m a nosností 300 kg.

Takovýto jeřáb je vhodným doplněním k mostovému jeřábu, který se pohybuje po celé délce haly, má vysokou nosnost, ale v případě manipulace s menšími konstrukčními celky v rámci jedné pracovní oblasti se tvoří fronty na jeho využití.

2. Sloupový jeřáb

Sloupový jeřáb se využívá v celé řadě provozů, kde je potřeba zdvihát zátěže a manipulovat s nimi.

Využívá se pro manipulaci hlavně lehčích předmětů, v řádu stovek kilogramů, ovšem vyrábí se i jeřáby s nosností v řádu několik tun. [2]

Jedná se o vhodné doplnění mostového jeřábu, kdy na mostovém jeřábu se převáží těžší předměty, např. materiál, velké konstrukční celky nebo více výrobků najednou, a sloupový jeřáb bude použit při manipulaci jednotlivých výrobků či menších celků v rámci jednoho pracoviště.

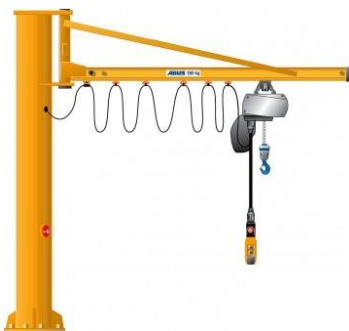
Výhodou je také ukotvení, kdy se kotví do betonu, který má půdorys jen o něco větší, než je půdorys sloupu. Proto je také využíván do provozů kde by použití mostového jeřábu bylo velmi nákladné z důvodů složité stavební úpravy haly.

2.1. Rameno

Po ramenu se pohybuje jeřábová kočka, která zajišťuje horizontální pohyb břemene a k níž je přichyceno zdvihací zařízení.

Jako profil ramena se využívají profily hlavně profily I a IPE, pro nižší nosnosti i duté profily kdy je kočka umístěna uvnitř profilu.

Rameno je buďto s horní podpěrou (Obr.:1) nebo se vzpěrou (Obr.:2), která pomáhá přenášet vzniklé síly na sloup. Rameno je namáhané na ohyb, jedná-li se o rameno s horní podpěrou, tak tato podpěra významně pomáhá při přenášení sil a rameno může být podstatně menšího rozměru, čímž se díky snížení hmotnosti sníží i síly přenášené na sloup.



Obr.: 1 Rameno s horní podpěrou [1]



Obr.: 2 Rameno se vzpěrou [2]

Ramena s horní podpěrou se využívají i samostatně připevněná na konstrukci budovy, která v takovém případě slouží jako sloup. Jejich rozsah otáčení je v omezeném rozsahu, který závisí na použitém sloupu.

Rameno se vzpěrou (Obr.: 2) se nejčastěji používá pro větší nosnosti. Rozsah otáčení je buď jen v určitém rozsahu, při užití obdobné konstrukce jako u ramene s horní podpěrou (Obr.:1), nebo o celých 360°, v takovém případě je nutné řešit vedení elektrické instalace vnitřkem sloupu, nebo shora, a vyřešit kroucení kabeláže. Výhodou tohoto ramene je nižší výška při stejném zdvihu.



Obr.: 3 Kloubový jeřáb [3]

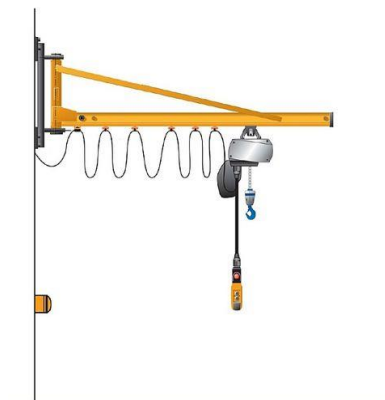
Rameno může být také kloubové (Obr.:3), pro případ využití jeřábu v provozech, kde je nutné dosáhnout za nějakou překážku, která by bránila užití přímého ramene.[2] U takového jeřábu je zdvihací zařízení upevněno na konci ramene, a pokrytí pracovní oblasti se dosahuje díky ohýbání v kloubu.

Otáčení ramene je řešeno buďto ručně nebo elektrickým pohonem, který se využívá hlavně pro větší nosnosti, kde by z důvodu vysoké setrvačnosti břemene nebylo možné jej bezpečně kontrolovat.

2.2. Sloup

Sloup se využívá pro přichycení ramene a přenos sil do kotvy. Ke kotvení se používá chemická kotva v kombinaci se závitovými tyčemi, jedná se o rychlou a levnou přípravu, záleží jen na použité chemické kotvě a její délce tuhnutí, ovšem podlaha, do které se kotví musí být z armovaného betonu. Jestli-že není podlaha z armovaného betonu užívá se kotevní rošt který se zabetonuje před samotnou montáží sloupu. [4]

Jako sloup lze též využít i nosnou konstrukci budovy (Obr.: 4), ovšem při větších nosnostech jeřábu je nutná kontrola statiky budovy. Výhodou tohoto řešení je prostor, který se ušetří v pracovním prostoru oproti umístění samostatného sloupu.



Obr.: 4 Nástěný jeřáb [5]

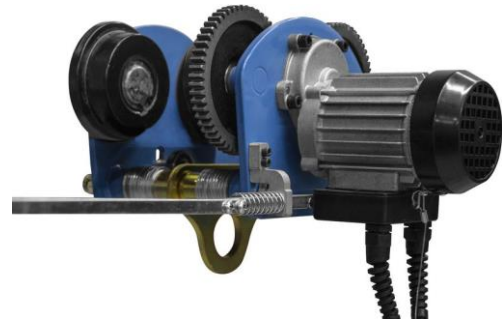
2.3. Kočka jeřábu

Jak jsem již napsal výše, kočka slouží k horizontálnímu posunu břemene. Může být poháněna ručně, nebo elektromotorem.

Ruční pohon se zajišťuje buďto postrkem nebo řetězovým mechanismem. Nevýhodou řetězového mechanismu je zhoršená kontrola nad břemenem během posunu, neboť obsluha ovládá posun, a navíc kontroluje břemeno, tento problém lze vyřešit vícečlennou obsluhou, což ovšem může přinášet ztráty ve výkonosti.



Obr.: 6 Kočka s řetězovým pohonem [6]



Obr.: 5 Elektrická kočka Güde [7]

Kočka se většinou navrhuje jako univerzální, tak aby jí bylo možné použít pro více šířek profilů výložníku a více hmotností břemene.

2.4. Zdvihací zařízení

Jako zdvihací zařízení se užívají lanové navijáky, či řetězové kladkostroje které mohou být poháněné ručně nebo elektromotorem.

Způsobů jejich připevnění na kočku je mnoho od využití háku po šroubový spoj, každý z těchto způsobů má své výhody a nevýhody, výhodou použití háku nebo zavěšení za oko na kočku je přenos sil přesně do středu kočky, a tudíž její rovnoměrné zatížení. Spojení šrouby má tu výhodu, že motor je pevně svázán s kočkou a nemá negativní vliv na otáčení jeřábu.



Obr.: 7 Lanový naviják [9]



Obr.: 8 Řetězový kladkostroj [8]



Obr.: 9 Elektrický řetězový kladkostroj [10]



3. Návrh sloupového jeřábu

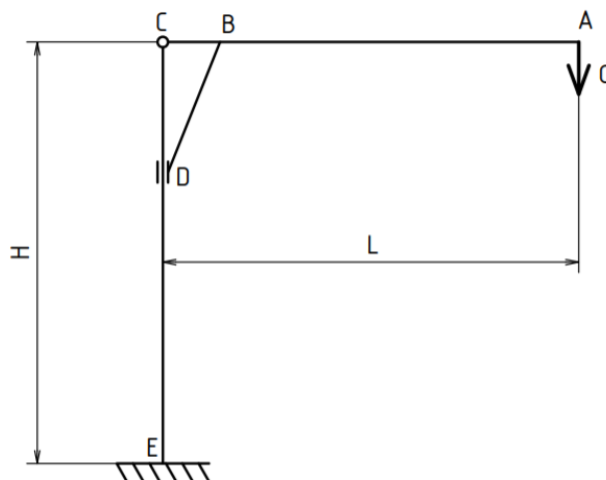
V této části bakalářské práce se věnuji samotnému návrhu sloupového jeřábu. Parametry pro návrh jsem vybíral po mých zkušenostech z brigády v kovovýrobním podniku. Zde jsme měli na hale dva mostové jeřáby, které ovšem museli využívat všichni pracovníci, tudíž zde občas vznikala přetlaka na jejich použití. Tento problém by mohl vyřešit sloupový jeřáb, který by byl společný pro dvě pracoviště. Zde by pracovníci mohli manipulovat s jednotlivými konstrukčními celky o průměrné tíze zhruba 100 kg, některé celky ovšem o hmotnosti zhruba 200 kg, aniž by zdržovali od práce ostatní pracovníky, kteří by museli čekat až se mostový jeřáb uvolní, čímž by se mostový jeřáb mohl využívat bez zbytečných prodlení k přepravě většího množství konstrukčních celků nebo materiálu po celé délce haly.

Proto je cílem této části bakalářské práce navrhnout sloupový jeřáb otočný o 360°, nosnosti 300 kg, počítá se s běžným zvedáním celků o hmotnosti 200 kg, ovšem z důvodů občasně potřeby zdvihát i těžší celky volím nosnost 300 kg. Výšku zdvihu volím 3 m, zde je důvodem potřeba zdvihu celků o výšce až 1,5 m na pracovní stůl o přibližné výšce 0,8 m. Vzdálenost vyložení volím 4 m, což je optimální vzdálenost, aby jeden jeřáb mohl plně obsluhovat dvě sousedící pracoviště. Dále volím ruční způsob otáčení jeřábu, postrkový pohon kočky a elektrický lanový naviják.

3.1. Volba zdvihacího zařízení

Vzhledem k požadavkům, které jsem si stanovil, jsem našel dva vhodné navijáky, a to Güde GSZ 300/600 a TOR PA 300/600, oba o shodném výkonu motoru 1050 W. [9][12]

Ani jeden z výrobců nebo dodavatelů mi neodpověděl na dotaz ohledně přesnějších rozměrových údajů, proto jsem pro výpočty a model zvolil naviják Güde GSZ 300/600 (Obr.: 9 Lanový naviják [9], a při výpočtech a tvorbě zjednodušeného modelu jsem vycházel z údajů a obrázků které jsou uvedené na webu výrobce.[9]



Obr.: 10 Schéma jeřábu

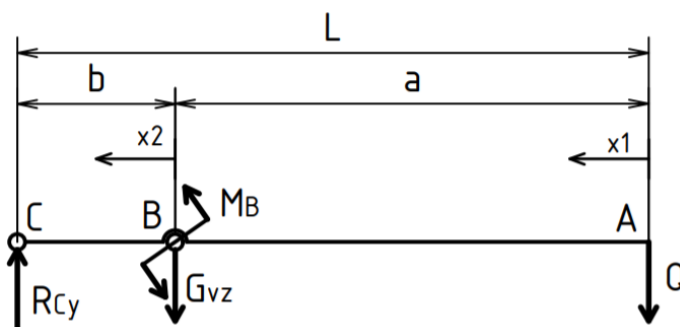
3.2. Návrh ramene jeřábu

Protože navrhují jeřáb otočný o 360°, volím rameno se vzpěrou. Jako vhodný profil jsem zvolil profil I který má oproti profilu IPE při stejné výšce větší kvadratický moment průřezu v ose x , kolem které se bude ohýbat.

Ideální rameno by se vůbec neprohýbalo, ovšem reálné se bude prohýbat vlivem tíhy břemene a své vlastní. Proto jsem pro návrh zvolil metodu rozhodovací tabulky, kdy jsem vypočítal hodnoty průhybů a maximálních napětí vytipovaných profilů podle zvoleného výpočetního modelu (Obr.: 10).

Jako zjednodušený model ramene volím nosník na dvou rotačních podpěrách v bodech B a C , která nosník rozdělují na části I o délce $a = 3650 \text{ mm}$ a II o délce $b = 400 \text{ mm}$, ve kterých zavádím pomocné souřadnicové systémy x_1 s počátkem v A a x_2 s počátkem v B , viz. Obr.: 11.

Vzpěru $B - D$ při návrhových výpočtech považuji za absolutně tuhou a působíště její tíhy G_{vz} bude v bodě B . Vzpěra bude do bodu B působit ohybovým momentem M_B . Nejprve vyjádřím průběhy momentů (1,2) na jednotlivých částech nosníku. Poté jejich dosazením, postupnou integrací a dosazením okrajových podmínek, $v^{II}(0) = 0$ a $v^{II}(b) = 0$ a $\varphi^I(a) = \varphi^{II}(0)$, do Bernoulliho rovnice (3-7) určím integrační konstanty (8-11). [14][15]



Obr.: 11 Zjednodušený model ramene

$$M_0^I = -Q \cdot x_1 - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{x_1^2}{2} \quad (1)$$

$$M_0^{II} = -Q \cdot (a + x_2) - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^2}{2} + a \cdot x_2 + \frac{x_2^2}{2} \right) - G_{vz} \cdot x_2 + M_B \quad (2)$$

$$v''(x) = -\frac{M_0(x)}{E \cdot J(x)} \quad (3)$$

$$\varphi^I(x_1) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(Q \cdot \frac{x_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{x_1^3}{6} + C_1^I \right) \quad (4)$$

$$v^I(x_1) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(Q \cdot \frac{x_1^3}{6} + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{x_1^4}{24} + C_1^I \cdot x_1 + C_2^I \right) \quad (5)$$

$$\varphi^{II}(x_2) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(Q \cdot \left(a \cdot x_2 + \frac{x_2^2}{2} \right) + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^2 \cdot x_2}{2} + \frac{a \cdot x_2^2}{2} + \frac{x_2^3}{6} \right) + G_{vz} \cdot \frac{x_2^2}{2} - M_B \cdot x_2 + C_1^{II} \right) \quad (6)$$

$$v^{II}(x_2) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(Q \cdot \left(\frac{a \cdot x_2^2}{2} + \frac{x_2^3}{6} \right) + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^2 \cdot x_2^2}{4} + \frac{a \cdot x_2^3}{6} + \frac{x_2^4}{24} \right) + G_{vz} \cdot \frac{x_2^3}{6} - M_B \cdot \frac{x_2^2}{2} + C_1^{II} \cdot x_2 + C_2^{II} \right) \quad (7)$$

$$C_2^{II} = 0 \quad (8)$$

$$C_1^{II} = M_B \cdot \frac{b}{2} - Q \cdot \left(\frac{a \cdot b}{2} + \frac{b^2}{6} \right) - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^2 \cdot b}{4} + \frac{a \cdot b^2}{6} + \frac{b^3}{24} \right) - G_{vz} \cdot \frac{b^2}{6} \quad (9)$$

$$C_1^I = M_B \cdot \frac{b}{2} - Q \cdot \left(\frac{a^2}{2} + \frac{a \cdot b}{2} + \frac{b^2}{6} \right) - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^3}{6} + \frac{a^2 \cdot b}{4} + \frac{a \cdot b^2}{6} + \frac{b^3}{24} \right) - G_{vz} \cdot \frac{b^2}{6} \quad (10)$$

$$C_2^I = Q \cdot \left(\frac{a^3}{3} + \frac{a^2 \cdot b}{2} + \frac{a \cdot b^2}{6} \right) + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^4}{8} + \frac{a^3 \cdot b}{4} + \frac{a^2 \cdot b^2}{6} + \frac{a \cdot b^3}{24} \right) + G_{vz} \cdot \frac{a \cdot b^2}{6} - M_B \cdot \frac{a \cdot b}{2} \quad (11)$$

Jako materiál volím konstrukční ocel S355J0 (11 523) pro její zaručenou svařitelnost do tloušťky 25 mm, její vlastnosti jsou: $R_m = 520 \text{ MPa}$, $R_e = 333 \text{ MPa}$ a hustota $\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. [13]

Průřez jednotlivých profilů je S_x , kvadratický moment k ose x profilů je J_x a modul průřezu v ohybu též ose W_x .

Hmotnost kočky jsem odhadl na $m_k' = 20 \text{ kg}$ a hmotnost vzpěry $m_{vz}' = 50 \text{ kg}$, hmotnost navijáku je $m_n = 18 \text{ kg}$ a hmotnost břemene $m_b = 300 \text{ kg}$.

Jako maximální povolený průhyb výpočtového nosníku v bodě A volím $v_{Ap} = 15 \text{ mm}$, což se projeví hlavně při výpočtu sloupu.

Velikost návrhové zátěžné síly Q' určím podle vztahu (12), tíhu vzpěry G_{vz}' podle (13). Dále dosazením jednotlivých charakteristik z Tab.: 1 do momentové rovnice vzhledem k bodu A určím velikost momentu M_B' (14) pro jednotlivé profily. Posuv v_A' určím dosazením rovnic (10,11) a $x_1 = 0$ do vztahu (5).

Dále určím dosazením $x_1 = a$ a $x_2 = 0$ do (1,2) určím moment v B zleva a zprava, jehož dosazením do rovnice (15) určím obě napětí a maximální z nich bude maximálním napětím nosníku. V návrhových výpočtech dosazuji do rovnic (1-11) za Q Q' , za G_{vz} G_{vz}' a za M_B M_B' . Jednotlivé výsledky průhybu a napětí nosníku uvádím společně s jednotlivými charakteristikami v Tab.: 1.[13]

$$Q' = g \cdot (m_b + m_k' + m_n) = 9,81 \cdot (300 + 20 + 18) = 3315,8 \text{ N} \quad (12)$$

$$G_{vz}' = g \cdot m_{vz}' = 9,81 \cdot 50 = 490,5 \text{ N} \quad (13)$$

$$M_B' = \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{L^2}{2} + Q' \cdot L + G_{vz}' \cdot b \quad (14)$$

$$\sigma_0 = \frac{M_0(x)}{W_x} \quad (15)$$

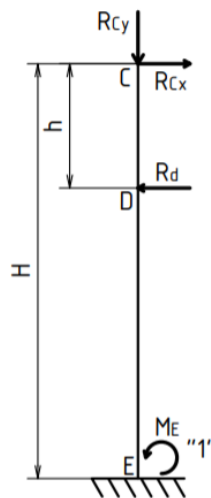
Tab.: 1 Průřezové charakteristiky a vypočtené hodnoty pro jednotlivé profily [13]

I	S_x [mm ²]	J_x [cm ⁴]	W_x [cm ³]	v_A' [mm]	σ_0^I [MPa]	σ_0^{II} [MPa]
200	3350	2140	214	13,73	64,58	7,84
220	3960	3060	278	9,77	50,84	6,26
240	4610	4250	354	7,16	40,87	5,11
260	5340	5740	442	5,41	33,58	4,26
280	6110	7590	542	4,17	28,11	3,62
300	6910	9800	653	3,30	23,96	3,13

Z Tab.:1 vybírám jako vhodný profil ČSN 42 5550-240.

3.3. Návrh sloupu

Sloup navrhují podle výpočetního modelu a zvoleného povoleného (v_{Ap}) a vypočítaného (v_A') průhybu v bodě A . Výpočtová výška sloupu $H' = 3300 \text{ mm}$, délka vzpěry $h' = 1000 \text{ mm}$.



Obr.: 12 Výpočtové schéma sloupu

Jako výpočetní schéma sloupu volím vetknutý nosník (Obr.: 12) v bodě E kde bude působit reakce M_E . Rameno na sloup působí silami R_{Cx} , R_{Cy} a R_D . Pomocí v_{Ap} a v_A' , a délky ramene L určím maximální povolené natočení sloupu v bodě C (16). Z rovnice o součtu sil na sloupu pro jednotlivé směry vytvořené podle Obr.: 12 Výpočtové schéma sloupu a momentové rovnice ramene k bodu C , vypočtu reakce v místech přenosu sil, tj. v bodech C a D (18-20). Vodorovné reakce mají stejnou velikost a opačný směr, proto je nahrazuji jedinou reakcí R (17). Pomocí momentové rovnice na sloupu určím moment na patě sloupu (21).

$$\varphi_{Cp} = \arctg\left(\frac{v_{Ap} - v_A'}{L}\right) = \arctg\left(\frac{7,15 - 15}{4000}\right) = -0,00196 \text{ rad} \quad (16)$$

$$R_{Cx} = R_D = R' \quad (17)$$

$$M_C' = Q' \cdot L + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{L^2}{2} + G_{vz}' \cdot b$$

$$M_C' = 3315,8 \cdot 4000 + 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot \frac{4000^2}{2} + 490,5 \cdot 350$$

$$M_C' = 16274868,48 \text{ Nmm} = 16274,87 \text{ Nm} \quad (18)$$

$$R' = \frac{M_C'}{h'} = \frac{16274868,48}{1000} = 16274,87 \text{ N} \quad (19)$$

$$R_{Cy}' = Q' + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot L + G_{vz}'$$

$$R_{Cy}' = 3315,8 + 7,85 \cdot 10^{-12} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot 4000 + 490,5 = 5226,8 \text{ N} \quad (20)$$

$$M_E' = R' \cdot H' - R' \cdot (H' - h') = R' \cdot h' = M_C' = 16274,87 \text{ Nm} \quad (21)$$

Vyjádřím průběhy momentů v úsecích $C - D$ (22) a $D - E$ (23). Z rovnice o natočení vetknutého nosníku (24) vyjádřím rovnici pro minimální kvadratický moment v ohybu sloupu (25) a dosazením (22,23) a integrací získám kvadratický moment v ohybu J_{Smin} , dosadím hodnoty vypočtené v rovnicích (16-24) a vypočtu hodnotu sloupu příslušící vybranému profilu ramene.

$$M_o^{CD} = -R \cdot y \quad (22)$$

$$M_o^{DE} = -R \cdot y + R \cdot (y - h) = -R \cdot h \quad (23)$$

$$\varphi_C = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_{(y)} M_o \cdot m_o^{1C} dy \quad (24)$$

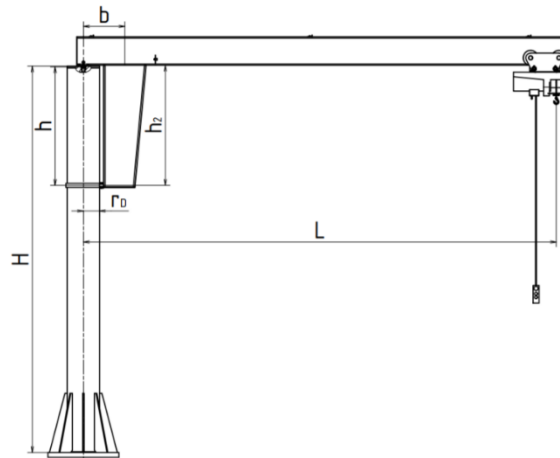
$$J_{Smin} = \frac{1}{E \cdot \varphi_{Cp}} \cdot \left(\int_0^h -R \cdot y \cdot dy + \int_h^H (-R \cdot y + R \cdot (y - h)) \cdot dy \right)$$

$$J_{Smin} = \frac{1}{E \cdot \varphi_{Cp}} \cdot R' \cdot \left(\frac{h'^2}{2} - h' \cdot H' \right)$$

$$J_{Smin} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot (-0,00196)} \cdot 16274,87 \cdot \left(\frac{1000^2}{2} - 1000 \cdot 3300 \right)$$

$$J_{Smin} = 74720310,28 \text{ mm}^4 \quad (25)$$

Jako sloup volím trubku ČSN 42 5715-273 tloušťky 11 o kvadratickém momentu v ohybu $J_S = 77825390 \text{ mm}^4$.



Obr.: 13 Jeřáb

4. Kontrola a zpřesnění výpočtů vytvořeného modelu

V modelu jsem oproti návrhovým rozměrům výpočtům změnil některé rozměry, kupříkladu délku vzpěry. Dále jsem z modelu pomocí funkcí Inventoru mohl odečíst některé vlastnosti, a tím zpřesnit výpočty oproti návrhovým, kde jsem hmotnost odhadoval.

4.1.1. Kontrola I profilu

Rozměrové parametry I profilu se nezměnili, ovšem moment vnášený v bodě B bude větší, neboť se vlivem umístění čepu v místě C zvětšil rozměr vzpěry $h_2 = 1014 \text{ mm}$ (Obr.: 13), na kterém působí reakce R . Vzdálenost působení sil na sloup je $h = 999,5 \text{ mm}$, vzdálenost na které se odvalují kolečka po odvalovacím prstenci je $r_D = 134,89 \text{ mm}$ (jedná se o vzdálenost promítnutou do roviny XY modelu, a ne poloměr odvalovacího prstence), výška sloupu je $H = 3262 \text{ mm}$. Hmotnost vzpěry vypočtená programem Inventor je $m_{vz} = 45,46 \text{ kg}$, hmotnost kočky $m_k = 17,44 \text{ kg}$. Jako místo působení volím pozici břemene a to $L = 4000 \text{ mm}$, ohybový moment od hmotnosti ramene vzdálené více než L zanedbám, pouze zjednoduším působení této hmotnosti $m_{kc} = 3,82 \text{ kg}$ jejím přičtením do síly Q (26). Hmotnost kabelu přivádějícího elektrickou energii do motoru, kolejnice a kladek pro kabel zanedbávám.

Tíhu vzpěry vypočtu dle (27). Dosazením do momentové rovnice zjistím moment M_C (28), který vyvíjí rameno vzhledem k bodu C . Pomocí tohoto momentu vypočtu reakci R (29), a moment M_B který tato síla vyvíjí na rameno v bodě B (30). Dosazením za $x_1 = 0$ a příslušných zpřesněných charakteristik do (5) vznikne rovnice pro výpočet svislého posuvu ramene v_{A1} (31) vlivem ohybu ramene, dále dosazením za $x_1 = 0$, a příslušných hodnot do (4), vznikne rovnice natočení ramene v bodu A φ_{A1} (32), poté do stejné rovnice (4) dosadím za $x_1 = a$ získám natočení v bodu B φ_B (33).

$$Q = g \cdot (m_b + m_k + m_n + m_{kc})$$

$$Q = 9,81 \cdot (300 + 17,32 + 18 + 3,82) = 3328,1 \text{ N} \quad (26)$$

$$G_{vz} = m_{vz} \cdot g = 45,46 \cdot 9,81 = 445,96 \text{ N} \quad (27)$$

$$M_C = Q \cdot L + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{L^2}{2} + G_{vz} \cdot b$$

$$M_C = 3328,1 \cdot 4000 + 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot \frac{4000^2}{2} + 445,96 \cdot 350$$

$$M_C = 16308722,8 \text{ Nmm} = 16308,72 \text{ Nm} \quad (28)$$

$$R = \frac{M_C}{h} = \frac{16308722,8}{999,5} = 16316,88 \text{ N} \quad (29)$$

$$M_B = R \cdot h_2 = 16316,88 \cdot 1014 = 16545317,6 \text{ Nmm} = 16545,32 \text{ Nm} \quad (30)$$

$$v_{A1} = v^I(0) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(Q \cdot \left(\frac{a^3}{3} + \frac{a^2 \cdot b}{2} + \frac{a \cdot b^2}{6} \right) + \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^4}{8} + \frac{a^3 \cdot b}{4} + \frac{a^2 \cdot b^2}{6} + \frac{a \cdot b^3}{24} \right) + G_{vz} \cdot \frac{a \cdot b^2}{6} - M_B \cdot \frac{a \cdot b}{2} \right)$$

$$v_{A1} = v^I(0) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4250 \cdot 10^4} \cdot \left(3326,5 \cdot \left(\frac{3650^3}{3} + \frac{3650^2 \cdot 350}{2} + \frac{3650 \cdot 350^2}{6} \right) + 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot \left(\frac{3650^4}{8} + \frac{3650^3 \cdot 350}{4} + \frac{3650^2 \cdot 350^2}{6} + \frac{3650 \cdot 350^3}{24} \right) + 445,96 \cdot \frac{3650 \cdot 350^2}{6} - 16538550 \cdot \frac{3650 \cdot 350}{2} \right)$$

$$= 7,162 \text{ mm} \quad (31)$$

$$\varphi_{A1} = \varphi^I(0) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(M_B \cdot \frac{b}{2} - Q \cdot \left(\frac{a^2}{2} + \frac{a \cdot b}{2} + \frac{b^2}{6} \right) - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^3}{6} + \frac{a^2 \cdot b}{4} + \frac{a \cdot b^2}{6} + \frac{b^3}{24} \right) - G_{vz} \cdot \frac{b^2}{6} \right)$$

$$\varphi_{A1} = \varphi^I(0) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4250 \cdot 10^4} \cdot \left(165388550 \cdot \frac{350}{2} - 3326,5 \cdot \left(\frac{3650^2}{2} + \frac{3650 \cdot 350}{2} + \frac{350^2}{6} \right) - 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot \left(\frac{3650^3}{6} + \frac{3650^2 \cdot 350}{4} + \frac{3650 \cdot 350^2}{6} + \frac{350^3}{24} \right) - 445,96 \cdot \frac{350^2}{6} \right)$$

$$\varphi_{A1} = \varphi^I(0) = -0,0029158 \text{ rad} \quad (32)$$

$$\varphi_B = \varphi^I(a) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot \left(M_B \cdot \frac{b}{2} - Q \cdot \left(\frac{a \cdot b}{2} + \frac{b^2}{6} \right) - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \left(\frac{a^2 \cdot b}{4} + \frac{a \cdot b^2}{6} + \frac{b^3}{24} \right) - G_{vz} \cdot \frac{b^2}{6} \right) \quad (33)$$

$$\varphi_B = \varphi^I(a) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4250 \cdot 10^4} \left(165388550 \cdot \frac{350}{2} - 3326,5 \cdot \left(\frac{3650 \cdot 350}{2} + \frac{350^2}{6} \right) - 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot \left(\frac{3650^2 \cdot 350}{4} + \frac{3650 \cdot 350^2}{6} + \frac{350^3}{24} \right) - 445,96 \cdot \frac{350^2}{6} \right)$$

$$\varphi_B = \varphi^I(a) = 0,000029589 \text{ rad}$$

Dosažením $x_1 = a$ a $x_2 = 0$ do rovnic momentů (1) a (2), jsem získal rovnice pro výpočet ohybového momentu zleva (34) a zprava (35) v bodě B, ty jsem poté využil k výpočtu napětí σ_{01} a σ_{02} (36,37). Dále jsem vypočítal napětí v krutu τ_k profilu ramene (38), toto napětí vzniká působením tíhy břemene mimo nulovou rovinu, a to na poloměru navijáku $r_N = 45 \text{ mm}$. Průřezový modul v krutu profilu I 240 je $W_k = 20265,25 \text{ mm}^3$. Dále spočtu redukované napětí (39) a bezpečnost kombinovaného namáhání k (40).

$$M_0^I(a) = -Q \cdot a - \rho \cdot g \cdot S_x \cdot \frac{a^2}{2}$$

$$M_0^I(3650) = -3326,5 \cdot 3650 - 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 4610 \cdot \frac{3650^2}{2}$$

$$M_0^I(3650) = -14506431,02 \text{ Nmm} = -14506,43 \text{ Nm} \quad (34)$$

$$M_0^{II}(0) = M_0^I(3650) + M_B$$

$$M_0^{II}(0) = -14506431,02 + 16538550 = 2032118,97 \text{ Nmm}$$

$$= 2032,12 \text{ Nm} \quad (35)$$

$$\sigma_{01} = \frac{M_0^I(3650)}{W_x} = \frac{14506431,02}{354000} = 40,979 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\sigma_{02} = \frac{M_0^{II}(0)}{W_x} = \frac{2032118,97}{354000} = 5,7404 \text{ MPa} \quad (37)$$

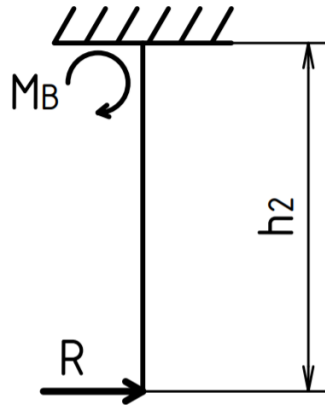
$$\tau_k = \frac{M_K}{W_k} = \frac{m_B \cdot g \cdot r_N}{W_k} = \frac{300 \cdot 9,81 \cdot 45}{20265,25} = 6,535 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{01}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{40,979^2 + 4 \cdot 6,535^2} = 43,029 \text{ MPa} \quad (39)$$

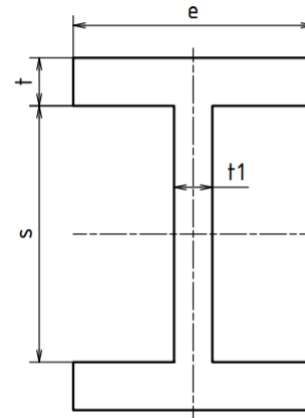
$$k_{ram} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{333}{43,029} = 7,739 \quad (40)$$

4.1.2. Ohyb vzpěry

Konec vzpěry se posune oproti ideálnímu stavu vlivem natočení v B (41) a ohybem vzpěry vlivem reakce R v místě styku sloupu a vzpěry D (44). Pro výpočet ohybu vzpěry volím model vetknutého nosníku Obr.: 15 kde v místě vetknutí reakční moment M_B , který



Obr.: 15 Výpočtový model vzpěry



Obr.: 14 Rozměrové schéma vzpěry

ohýbá profil I. Kvadratický moment v ohybu vzpěry určím dle (42,43), kde s je střední hodnota na měnící se délce průřezu vzpěry, hodnoty $s_1 = 240 \text{ mm}$ a $s_2 = 334 \text{ mm}$ jsem odečetl v programu Inventor, $t_1 = 9 \text{ mm}$, $t = 13 \text{ mm}$ a $e = 106 \text{ mm}$. Určím celkový vodorovný posuv bodu D vzpěry (45).

$$u_{D2} = \varphi_B \cdot h_2 = 0,000029589 \cdot 1014 = 0,03 \text{ mm} \quad (41)$$

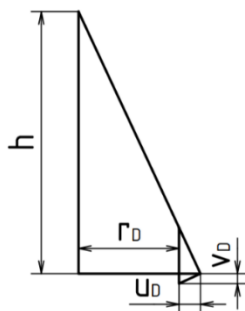
$$s = \frac{s_1 + s_2}{2} = \frac{240 + 334}{2} = 287 \text{ mm} \quad (42)$$

$$J_{vz} = t_1 \cdot \frac{s^3}{12} + t^3 \cdot \frac{e}{6} + \frac{(s+t)^2}{2} \cdot t \cdot e$$

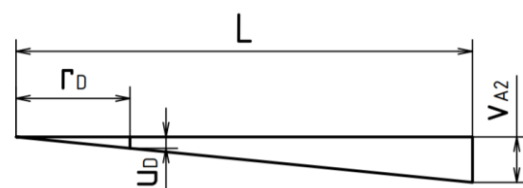
$$J_{vz} = 9 \cdot \frac{287^3}{12} + 13^3 \cdot \frac{106}{6} + \frac{(287+13)^2}{2} \cdot 13 \cdot 106 = 79778740,92 \text{ mm}^4 \quad (43)$$

$$u_{D1} = \frac{1}{E \cdot J_{vz}} \cdot R \cdot \frac{h_2^3}{3}$$

$$u_{D1} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 79778740,92} \cdot 16310,2 \cdot \frac{1014^3}{3} = 0,34 \text{ mm} \quad (44)$$



Obr.: 17 Výpočet posuvu v D



Obr.: 16 Výpočet posuvu v A

$$u_D = u_{D1} + u_{D2} = 0,03 + 0,34 = 0,37 \text{ mm} \quad (45)$$

Díky podobnostem trojúhelníků (46) dle Obr.: 17 určím svislý posuv v místě styku ramene a sloupu (47). A pomocí podobnosti trojúhelníků na Obr.: 16 (48) a funkce tangens určím natočení v A vlivem ohybu vzpěry φ_{A2} (49), a svislý posuv A (50) od téhož vlivu.

$$\frac{r_D + u_D}{h} = \frac{v_D}{u_D} \quad (46)$$

$$v_D = u_D \cdot \frac{r_D + u_D}{h} = 0,37 \cdot \frac{134,89 + 0,37}{999,5} = 0,05 \text{ mm} \quad (47)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{A2}) = \frac{v_D}{r_D} = \frac{v_{a2}}{L} \quad (48)$$

$$\varphi_{A2} = \operatorname{arctg}\left(\frac{v_D}{r_D}\right) \quad (49)$$

$$v_{A2} = L \cdot \frac{v_D}{r_D} = 4000 \cdot \frac{0,05}{134,89} = 1,486 \text{ mm} \quad (50)$$

4.1.3. Kontrola a výpočet sloupu

Výpočtový model vzpěry je stejný jako při návrhových výpočtech (Obr.: 12). Dosazením zpřesněných hodnot do rovnice (24) vypočtu natočení sloupu v místě C (51), s jehož pomocí určím svislý posuv bodu A , v_{A3} , vlivem ohybu sloupu (52). Dále pomocí momentu M_C (28), který je maximálním momentem sloupu určím maximální napětí na sloupu σ_{0s} (53) a bezpečnost sloupu. Průřezový modul sloupu v ohybu je $W_S = 570149,4 \text{ mm}^3$ a kvadratický moment v ohybu $J_S = 77825390 \text{ mm}^4$.

$$\varphi_C = \frac{1}{E \cdot J_S} \cdot R \cdot \left(\frac{h^2}{2} - h \cdot H \right)$$

$$\varphi_C = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4250 \cdot 10^4} \cdot 16310,2 \left(\frac{999,5^2}{2} - 999,5 \cdot 3262 \right)$$

$$= -0,0018462 \text{ rad} \quad (51)$$

$$v_{A3} = \varphi_C \cdot L = 0,0018462 \cdot 4000 = 7,385 \text{ mm} \quad (52)$$

$$\sigma_{0s} = \frac{M_C}{W_S} = \frac{16308722,8}{570149,4} = 28,604 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$k_S = \frac{R_{e0}}{\sigma_{0s}} = \frac{333}{28,893} = 11,525 \quad (54)$$

4.1.4. Souhrn výpočtů ohybů

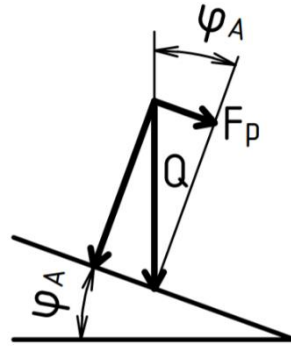
V kapitolách 4.1.1-4.1.3 věnovaných zpřesnění hodnot ohybů a posuvů sestavy jsem vypočítal vliv jednotlivých natočení a průhybů na výsledný posuv v bodě A , v_a (55), a také jednotlivých natočení na výsledné natočení φ_A (56), z čehož jsem pomocí rozkladu síly Q na kolmou a tečnou složku dle Obr.: 18, určil sílu F_p , potřebnou k posunu břemene o nejvyšší dovolené hmotnosti z konce ramene směrem ke sloupu jeřábu (57).

$$v_A = v_{A1} + v_{A2} + v_{A3} = 7,162 + 1,486 + 7,385 = 16,033 \text{ mm} \quad (55)$$

$$\varphi_A = \varphi_{A1} + \varphi_{A2} + \varphi_C = 0,0029158 + 0,0003741 + 0,0018462$$

$$= 0,0051361 \text{ rad} \quad (56)$$

$$F_p = Q \cdot \sin(\varphi_A) = 3326,5 \cdot \sin(0,0051361) = 17,085 \text{ N} \quad (57)$$



Obr.: 18 Rozklad sil na konci ramene

4.2. Uložení v místě C

V tomto místě rameno rotuje na sloupu a dochází zde k přenosu axiálních i radiálních sil. Vzhledem k tomu že se rameno otočí jen párkrát za hodinu, volím kluzné ložisko, a řeším jen jeho statické namáhání.

Ložisko je zatíženo radiální silou $R = 16316,88 \text{ N}$ a axiální silou R_{Cy} (58). Kvůli rozměrům translátoru jsem zvolil jsem ložisko SKF PCMF 353916 E, $C_0 = 110 \text{ kN}$ a $C_{0a} = 104 \text{ kN}$. Celková hmotnost ramene je $m_{ram} = 205,1 \text{ kg}$. [18]

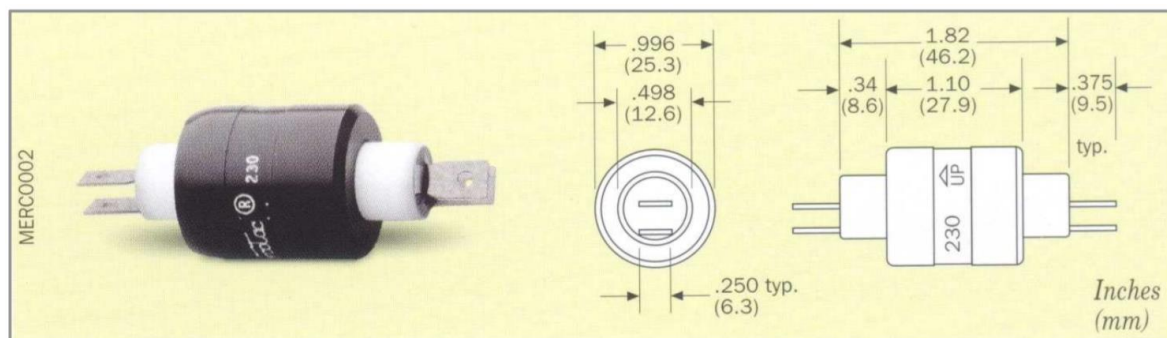
$$R_{Cy} = m_{ram} \cdot g + Q = 205,1 \cdot 9,81 + 3328,1 = 5339,97 \text{ N} \quad (58)$$

$$C_0 = 110 \text{ kN} < R = 16,31 \text{ kN} \quad (59)$$

$$C_{0a} = 104 \text{ kN} < R_{Cy} = 5,34 \text{ kN} \quad (60)$$

Z výše uvedených rovnic (59,60) je patrné že ložisko je více než dostatečné.

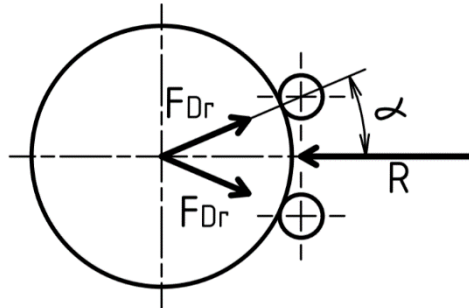
V tomto místě je také nutné vyřešit přívod elektrické energie při rotaci sloupu, volím vedení kabelu vnitřkem sloupu poté přes rotační translátor, který se stará o přenos elektrické energie při rotaci ramene, dále dutým čepem na rameno. Vzhledem ke třídě ochrany navijáku je třeba jen dvoufázový přívod elektrické energie, proto volím translátor Mercotrac MM02-02300-00. [11]



Obr.: 19 Translátor Mercotrac [11]

4.3. Ložiska v místě D

V místě D dochází k odvalování koleček po odvalovacím prstenci, v tomto místě jsem zvolil uložení kolečka na dvou kluzných ložiskách. Ložiska jsou zatížena silou F_{Dr} . Vzhledem



Obr.: 20 Působení sil v místě D

k malým otáčkám a zatížení spíše statického charakteru jsem zvolil kluzné ložisko SKF PCMF 121407 E, $C_0 = 110 \text{ kN}$. [19]

$$F_{Dr} = \frac{R}{2 \cdot \cos(\gamma)} = \frac{16316,88}{2 \cdot \cos(23,1)} = 8869,59 \text{ N} \quad (61)$$

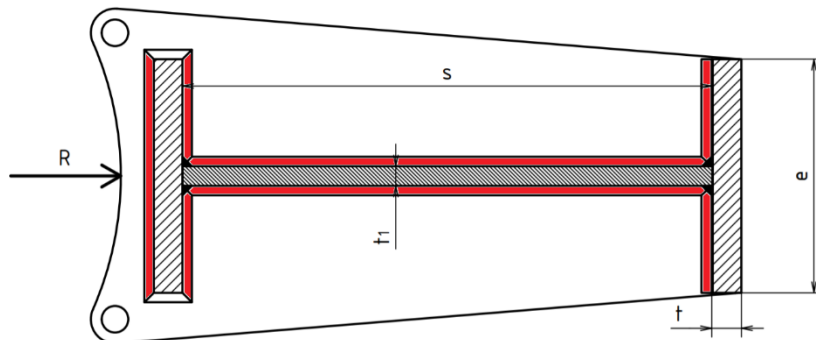
$$C_0 = 110 \text{ kN} > \frac{F_{Dr}}{2} = 4,44 \text{ N} \quad (62)$$

4.4. Svarové spoje

Počítané svarové spoje jsou vždy koutové, proto jsou převodní součinitele $\alpha_{\perp} = 0,75$ $\alpha_{\parallel} = 0,55$. Výšku svaru značím ve všech případech dle konvence a . [16]

4.4.1. Spoj spodní desky vzpěry a vzpěry

V místě D je spodní deska vzpěry přivařená k ostatním částem vzpěry koutovým svarem $a_D = 3 \text{ mm}$ (červeně vyznačené na Obr.: 21), který je namáhán silou $\frac{R}{2}$. Délkové rozměry jsou již uvedené v kapitole 4.1.2 (Obr.: 14, $t_1 = 9 \text{ mm}$, $t = 13 \text{ mm}$, $e = 106 \text{ mm}$), za s dosazují $s_1 = 234 \text{ mm}$. Svary jsou namáhané pouze smykovým napětím (63), které jsem porovnal s dovoleným napětím materiálu (64).



Obr.: 21 Svarový spoj spodní desky vzpěry

$$\tau_{Ds} = \frac{R}{S} = \frac{R}{(2 \cdot s + 2 \cdot (e - t_1) + e) \cdot a_D} \quad (63)$$

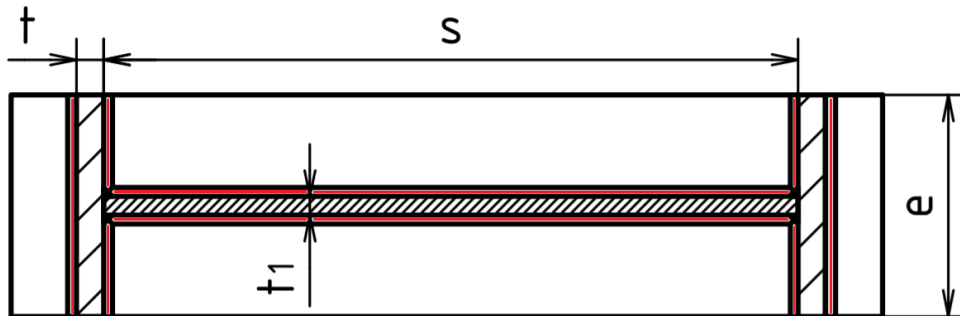
$$\tau_{Ds} = \frac{16316,88}{(2 \cdot 240 + 2 \cdot (106 - 9) + 106) \cdot 3} = 6,97 \text{ MPa}$$

$$\frac{\tau_{Ds}}{\alpha_{\parallel}} = 10,72 \text{ MPa} \leq R_e = 333 \text{ MPa} \quad (64)$$

Výsledné napětí svaru vyšlo podstatně menší, než je povolená hodnota základního materiálu, tudíž je velikost svaru v pořádku.

4.4.2. Spoj vzpěry a I profilu v místě B

V tomto místě jsou svary namáhané na smyk a ohyb od síly R . Volím stejný svar jako na spoj spodní desky vzpěry $a_B = 3 \text{ mm}$, ovšem za s dosazují $s_2 = 334 \text{ mm}$, ostatní rozměry jsou stejné. Svary jsou vyznačené červeně na Obr.: 22. Nejprve jsem spočítal



Obr.: 22 Spojení vzpěry a I profilu

namáhání smykem (65), poté pomocí Steinerovy věty kvadratický moment v ohybu (66), s jehož pomocí jsem určil napětí ve spoji od ohybu (67). Poté jsem vypočítal výsledné napětí (68) a porovnal ho s dovoleným napětím (69).

$$\tau_{Bs} = \frac{R}{S} = \frac{R}{(s + (e - t_1) + e) \cdot 2 \cdot a_B}$$

$$\tau_{Bs} = \frac{R}{S} = \frac{16316,88}{(334 + (106 - 9) + 106) \cdot 2 \cdot 3} = 5,06 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$J_B = \frac{1}{12} \cdot a_B \cdot s^3 + \frac{1}{6} \cdot (e - t_1) \cdot a^3 + \frac{1}{6} \cdot e \cdot a_B^3 + 2 \cdot a_B \cdot e \cdot \left(t + \frac{s}{2}\right)^2 + \frac{a_B \cdot (e - t_1) \cdot s^2}{2}$$

$$J_B = \frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 334^3 + \frac{1}{6} \cdot (106 - 9) \cdot 3^3 + \frac{1}{6} \cdot 106 \cdot 3^3 + 2 \cdot 3 \cdot 106 \cdot \left(13 + \frac{334}{2}\right)^2 + 3 \cdot (106 - 9) \cdot \frac{334^2}{2} = 36866600,5 \text{ mm}^4 \quad (66)$$

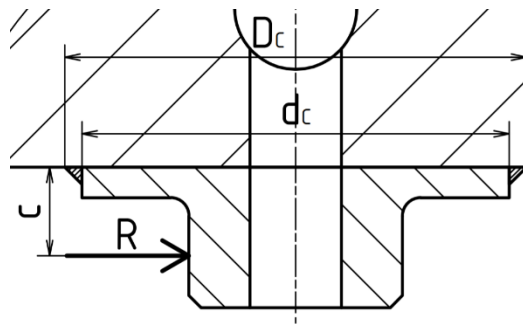
$$\tau_{Bo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R \cdot h_2}{J_{Bx} \cdot \left(\frac{s}{2} + t\right)} = \frac{16316,88 \cdot 1014}{36866600,5 \cdot \left(\frac{334}{2} + 13\right)} = 0,00249 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\tau_{Bv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{Bo}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{Bs}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,00249}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{5,06}{0,65}\right)^2} = 7,78 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\tau_{Bv} = 7,78 \text{ MPa} \leq R_e = 333 \text{ MPa} \quad (69)$$

Opět je výsledné napětí mnohem menší než dovolené napětí, tudíž lze svar považovat za bezpečný.

4.4.3. Spojení čepu otáčení s I profilem v místě c



Obr.: 23 Svarový spoj čepu s I profilem

Pro připojení čepu otáčení k rameni v místě C (Obr.: 23) volím koutový svar o $a_c = 2 \text{ mm}$, průměr čepu je $d_c = 70 \text{ mm}$. Nejprve určím vnější průměr svaru (70), poté určím napětí od ohybu (71), které způsobuje síla R působící na rameni $c = 14,5 \text{ mm}$. Poté určím smykové napětí od této síly (72) a následně i výsledné napětí svarového spoje (73), které porovnám s dovoleným napětím materiálu (74).

$$D_c = d_c + 2 \cdot a_c = 74 \text{ mm} \quad (70)$$

$$\tau_{Co} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R \cdot c}{\frac{\pi \cdot D_c^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d_c}{D_c}\right)^4\right)} = \frac{16316,88 \cdot 14,5}{\frac{\pi \cdot 74^3}{32} \left(1 - \left(\frac{70}{74}\right)^4\right)} = 29,83 \text{ MPa} \quad (71)$$

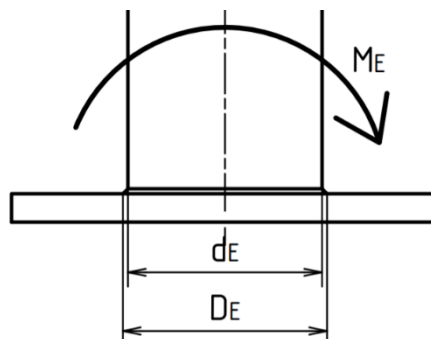
$$\tau_{Cs} = \frac{R}{S} = \frac{R}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_c^2 - d_c^2)} = \frac{16316,88}{\frac{\pi}{4} \cdot (74^2 - 70^2)} = 36,06 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$\tau_{Cv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{Co}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{Cs}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{29,83}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{36,06}{0,65}\right)^2} = 68,26 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$\tau_{Cv} = 68,26 \text{ MPa} \leq R_e = 333 \text{ MPa} \quad (74)$$

Výsledné napětí vyšlo menší než dovolené, což značí že je svar v pořádku.

4.4.4. Spojení sloupu s patní deskou v místě E



Obr.: 24 Spojení sloupu a patní desky

Vzhledem k tomu že je sloup namáhán čistě na ohyb, spočítám pouze napětí vzniklé díky ohybovému momentu M_E (76), nejprve ale určím vnější průměr svaru (75). Napětí porovnám s dovoleným (77). Výška svaru je v tomto případě $a_E = 5 \text{ mm}$.

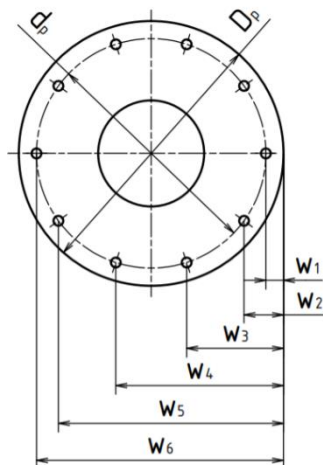
$$D_E = d_E + 2 \cdot a_E = 273 + 2 \cdot 4 = 283 \text{ mm} \quad (75)$$

$$\tau_{Eo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_E}{\frac{\pi \cdot D_E^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d_E}{D_E}\right)^4\right)} = \frac{16308722,8}{\frac{\pi \cdot 281^3}{32} \left(1 - \left(\frac{273}{281}\right)^4\right)} = 54,68 \text{ MPa} \quad (76)$$

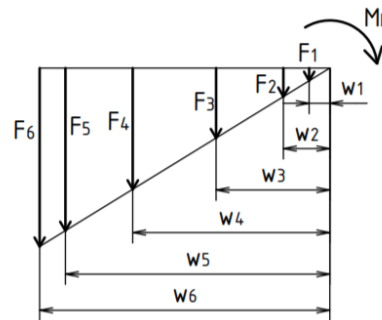
$$\tau_{Ev} = \frac{\tau_{Eo}}{\alpha_{\perp}} = \frac{54,68}{0,75} = 72,91 \text{ MPa} \leq R_e = 333 \text{ MPa} \quad (77)$$

4.5. Upevnění sloupu k podlaze

Jak jsem již výše uváděl, způsoby upevnění jsou dva, a to pomocí roštu nebo chemické kotvy. Já jsem se rozhodl pro závitové tyče, které budou umístěny do děr vyvrtaných do armovaného betonu podlahy a drženy chemickou kotvou. Vzhledem k rozsáhlosti problematiky kotvení do betonu, a to že je to mimo můj studijní obor, provedu v této části kontrolu napětí zvolených závitových tyčí $M20 - 8.8$ které jsem volil v počtu 10 kusů.



Obr.: 25 Patní deska



Obr.: 26 Rozložení sil na desku

Na Obr.: 25 je zobrazeno umístění jednotlivých děr od kraje patní desky. Nejvíce namáhaný bude nejvzdálenější závitová tyč, ovšem namáhání jednotlivých tyčí má lineární závislost na vzdálenosti od kraje desky, proto zavádím koeficient f , s jehož pomocí určím lze určit síly v jednotlivých šroubech (78). Dosazením tohoto vztahu do momentové rovnice vzhledem ke kraji desky (79) mohou vyjádřit koeficient f (80). S jeho pomocí určím sílu F_6 (81), která je ze všech sil největší.

$$w_1 = 40 \text{ mm}$$

$$w_2 = 89,66 \text{ mm}$$

$$w_3 = 219,66 \text{ mm}$$

$$w_4 = 380,34 \text{ mm}$$

$$w_5 = 510,34 \text{ mm}$$

$$w_6 = 560 \text{ mm}$$

$$F = f \cdot w \quad (78)$$

$$M_E = F_1 \cdot w_1 + 2 \cdot F_2 \cdot w_2 + 2 \cdot F_3 \cdot w_3 + 2 \cdot F_4 \cdot w_4 + 2 \cdot F_5 \cdot w_5 + F_6 \cdot w_6$$

$$M_E = f \cdot w_1^2 + 2 \cdot f \cdot w_2^2 + 2 \cdot f \cdot w_3^2 + 2 \cdot f \cdot w_4^2 + 2 \cdot f \cdot w_5^2 + f \cdot w_6^2 \quad (79)$$

$$f = \frac{M_E}{w_1^2 + 2 \cdot w_2^2 + 2 \cdot w_3^2 + 2 \cdot w_4^2 + 2 \cdot w_5^2 + w_6^2}$$

$$f = \frac{16308722,8}{40^2 + 2 \cdot 89,66^2 + 2 \cdot 219,66^2 + 2 \cdot 380,34^2 + 2 \cdot 510,34^2 + 560^2}$$

$$f = 13,17 \frac{N}{mm} \quad (80)$$

$$F_6 = f \cdot w_6 = 13,17 \cdot 560 = 7377,19 N \quad (81)$$

Z malého průměru závitu $M20$ $d_3 = 16,933 mm$, určím průřez S_3 (82), a s jeho pomocí napětí v šestém šroubu (83).

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} = 225,19 mm^2 \quad (82)$$

$$\sigma_6 = \frac{F_6}{S_3} = \frac{7377,19}{225,19} = 32,76 MPa \quad (83)$$

Napětí nejvíce namáhaného šroubu je $\sigma_6 = 32,76 MPa$, což je mnohem menší než povolené napětí závitu pevnosti 8.8, které je $800 MPa$, z čehož plyne že závitové tyče jsou zvoleny s velkou bezpečností, tudíž by bylo možné použít i závitové tyče nižší pevnosti. [17]

4.6. Jeřábová kočka

Jeřábovou kočku jsem navrhl tak aby byla univerzální, a bylo ji možno použít pro více rozměrů profilů ramene. Požadavkem na jeřábovou kočku je možnost odmontovat ji z ramene bez nutnosti zásahů do ramene, a to pro případnou možnost využití kočky na profilech které jsou součástí konstrukce budovy.

Omezení rozsahu pohybu kočky jsem vyřešil dorazovými silentbloky Haberkon (Obr.: 27), které ztlumí nárazy a jeřáb nebude vystaven tak velkým rázům, pro potřeby modelu jeřábu jsem vytvořil zjednodušený model dle informací na webu výrobce. [20]



Obr.: 27 Silentblok
Haberkon[20]

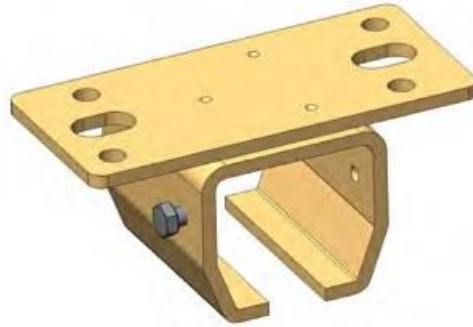
4.7. Vedení elektrického proudu

Elektrický proud je veden vnitřkem sloupu přes translátor na rameno, na kterém je uchycen pomocí 6 kabelových kladek značky Niko, které se pohybují v kolejnici od těž značky. Pro uchycení kolejnice na rameno jsem volil příslušnou svorku od stejného výrobce.

Pro model jeřábu jsem vytvořil zjednodušený model daných součástí dle informací na webu výrobce. [21][22][23]



Obr.: 29 Kabelová kladka[21]



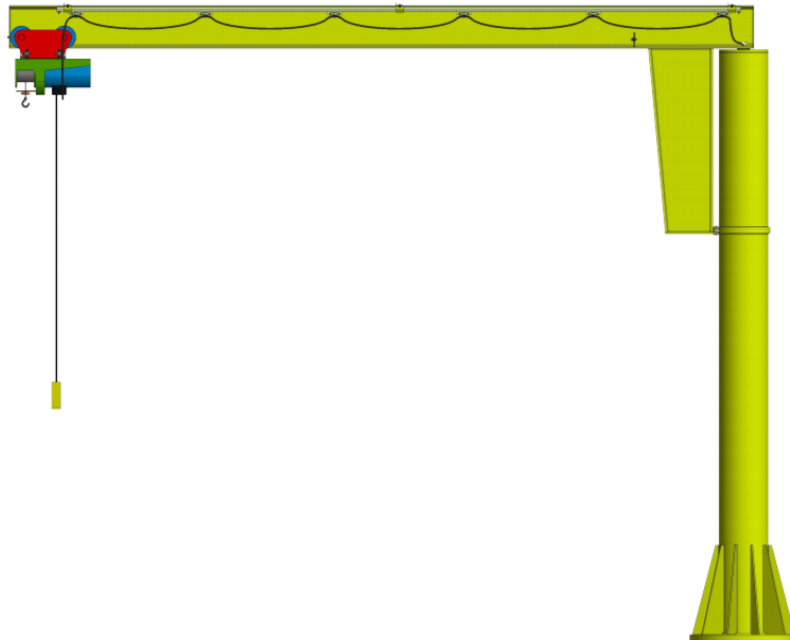
Obr.: 28 Svorka pro připevnění kolejnice[23]

5. Závěr

V této bakalářské práci jsem nejprve provedl rešerši sloupových jeřábů, a poté pro zvolené parametry jeden navrhl a vytvořil jeho model. Přílohu této práce tvoří výkres sestavy jeřábu a svařované sestavy sloupu.

Navržený jeřáb (Obr.: 30) bude mít nosnost 300 kg, rozsah otáčení 360°, výšku zdvihu 3 m a vzdálenost vyložení 4 m.

Jeřáb jsem navrhoval z hlediska povoleného posuvu konce ramene tak aby nedocházelo vlivem natočení k velké změně sil, které by komplikovaly pohyb kočky po výložníku. Proto jsou maximální napětí s tak velkou bezpečností, bezpečnost sloupu $k_S = 11,525$ a ramene $k_{ram} = 7,739$. Maximální průhyb na konci ramene je $v_A = 16,033 \text{ mm}$, a síla potřebná k posuvu břemene o maximální hmotnosti z konce ramene směrem ke sloupu je $F_p = 17,085 \text{ N}$.



Obr.: 30 Model sloupového jeřábu

SEZNAM ZDROJŮ

- [1] Sloupové otočné jeřáby LS s elektrickým řetězovým kladkostrojem ABUCompact | iteco.cz. Jeřáby a zdvihací technika | iteco.cz [online]. Copyright © 2017 [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/sloupove-otocne-jeřaby-ls-s-elektrickym-retezovym-kladkostrojem-abucompact.html>
- [2] Sloupové otočné jeřáby VS-S s elektrickým lanovým kladkostrojem GM | iteco.cz. Jeřáby a zdvihací technika | iteco.cz [online]. Copyright © 2017 [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/sloupove-otocne-jeřaby-vs-s-s-elektrickym-lanovym-kladkostrojem-gm.html>
- [3] Sloupový otočný jeřáb – kloubový Jeřáby Kučera [online]. Copyright © Silné jeřáby a [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.jeraby-kucera.cz/sloupovy-otocny-jeřab-kloubovy>
- [4] TEDOX s.r.o. - Dodavatel technického sortimentu [online]. Copyright © [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/media/cache/file/0d/14-jeřaby.pdf>
- [5] Konzolové jeřáby | TEDOX s.r.o. .TEDOX s.r.o. - Dodavatel technického sortimentu [online]. Copyright © 2020, TEDOX s.r.o. [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/konzolove-jeřaby>
- [6] Jeřábová kočka - 1 000 kg - šířka 77-133 mm - s řetězem | vybaveniprovozu.cz. eshop s GASTRO zařízením | vybaveniprovozu.cz [online]. Copyright © Blanka Var [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://vybaveniprovozu.cz/steinberg-systems-jeřabova-kocka-1-000-kg-sirka-77-133-mm-s-retezem>
- [7] Laufkatze GLK 1000. [online]. Copyright © Güde [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.guede.com/cgi-bin/twinklecom.cgi?param=SHOP¶meter=SEARCH&command=3&data=GLK+1000&typid=0&src=artref%3Bbez&sql=REL%3DAND+%28options+%26+17039360%29+%3D+0&requestinfo=riSOPT%5B%40%40%5D20%3BriAOPT%5B%40%40%5D18874368&RUNFUNCTION=HPAGE>
- [8] Řehtačkový kladkostroj - 2000 KG - 3 M | vybaveniprovozu.cz. eshop s GASTRO zařízením | vybaveniprovozu.cz [online]. Copyright © Blanka Var [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://vybaveniprovozu.cz/rehtackovy-kladkostroj-2000-kg-3-m-steinberg-systems-3153>
- [9] Elektrischer Seilzug GSZ 300/600. [online]. Copyright © Güde [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.guede.com/cgi-bin/twinklecom.cgi?contentidx=0¶m=SHOP¶meter=PAGE&command=3&artref=01708&RUNFUNCTION=HPAGE&requestinfo=riSOPT%5B%40%40%5D20%3BriAOPT%5B%40%40%5D18874368>
- [10] Elektrický kladkostroj LIFTKET VFD | Kladkostroje LIFTKET. Kladkostroj | Kladkostroje LIFTKET [online]. Copyright © 2019 Mixánek s.r.o. [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.kladkostroje.cz/produkty/kladkostroj-liftket-vfd>
- [11] OS-KOM spol. s r.o. [online]. Copyright © [cit. 25.07.2020]. Dostupné z: <https://www.oskom.cz/oskom/File/produkty/Cavotec/Mercotac.pdf>
- [12] Elektrický lanový naviják PA300/600KG 12/6M | TOR INDUSTRIES s.r.o. [online]. Copyright © 2020 TOR INDUSTRIES s.r.o. Všechna práva vyhrazena [cit. 25.07.2020].

- Dostupné z: https://tor-industries.cz/cs/zvedaci-zarizeni/187-elektricky-lanovy-navijak-pa300600kg-126m-4630034068538.html?SubmitCurrency=1&id_currency=1&gclid=Cj0KCQjwgo_5BRDuARIsADDEntQ21QInIQq_-gGxal7M3RdsdN2qbddxAO1T9sVYblaA9MX1zjzJINuMaAr8UEALw_wcB
- [13] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [14] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost I. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [15] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost II. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02375-3.
- [16] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [17] Mechanické vlastnosti ocelových šroubů | ŠROUB A MATKA.CZ. [online]. Copyright © Copyright [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>
- [18] PCMF 353916 E SKF. [online]. Copyright © SKF [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCMF%20353916%20E?system=metric>
- [19] PCMF 121407 E SKF. [online]. Copyright © SKF [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCMF%20121407%20E>
- [20] Silentblok dorazový DS T69385 - Haberkorn. Eshop s komponenty pro stavbu strojů - Haberkorn [online]. Copyright © Haberkorn s.r.o. [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: https://eshop.haberkorn.cz/silentblok-dorazovy-ds-silentblok-dorazovy-ds-1.html?force_sid=17ae98316ef90132ad051e012857b4af
- [21] Kladka pro kulatý kabel nebo hadici L15 - Velikost: 21 :: Niko-kovani.cz. :: Niko-kovani.cz [online]. Copyright © 2016 [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/p/kladka-pro-kulaty-kabel-nebo-hadici-l15>
- [22] Kolejnice pozinkovaná 000 - Velikost: 21 :: Niko-kovani.cz. :: Niko-kovani.cz [online]. Copyright © 2016 [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/p/kolejnice-pozinkovana-000>
- [23] Svorka k upevnění na strop B02 - Velikost: 21 :: Niko-kovani.cz. :: Niko-kovani.cz [online]. Copyright © 2016 [cit. 31.07.2020]. Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/p/svorka-k-upevneni-na-strop-b02>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr.: 1 Rameno s horní podpěrou [1].....	4
Obr.: 2 Rameno se vzpěrou [2]	4
Obr.: 3 Kloubový jeřáb [3]	5
Obr.: 4 Nástěný jeřáb [5]	5
Obr.: 5 Elektrická kočka Güde [7]	6
Obr.: 6 Kočka s řetězovým pohonem [6]	6
Obr.: 7 Elektrický řetězový kladkostroj [10]	6
Obr.: 8 Řetězový kladkostroj [8]	6
Obr.: 9 Lanový naviják [9]	6
Obr.: 10 Schéma jeřábu	8
Obr.: 11 Zjednodušený model ramene.....	9
Obr.: 12 Výpočtové schéma sloupu	11
Obr.: 13 Jeřáb	12
Obr.: 14 Rozměrové schéma vzpěry	15
Obr.: 15 Výpočtový model vzpěry	15
Obr.: 16 Výpočet posuvu v A	16
Obr.: 17 Výpočet posuvu v D	16
Obr.: 18 Rozklad sil na konci ramene	17
Obr.: 19 Translátör Mercotrac [11]	18
Obr.: 20 Působení sil v místě D	18
Obr.: 21 Svarový spoj spodní desky vzpěry	19
Obr.: 22 Spojení vzpěry a I profilu	19
Obr.: 23 Svarový spoj čepu s I profilem	20
Obr.: 24 Spojení sloupu a patní desky	21
Obr.: 25 Patní deska	21
Obr.: 26 Rozložení sil na desku	22
Obr.: 27 Silentblok Haberkon[20]	23
Obr.: 28 Svorka pro připevnění kolejnice[23]	23
Obr.: 29 Kabelová kladka[21]	23
Obr.: 30 Model sloupového jeřábu.....	24

TABULKY

Tab.: 1 Průřezové charakteristiky a vypočtené hodnoty pro jednotlivé profily [13]	11
---	----

PŘÍLOHY

- SLOUPOVÝ JEŘÁB, výkres sestavy, č. výkresu: BP-20-00
- SLOUP, výkres svařence, č. výkresu: BP-20-02-00