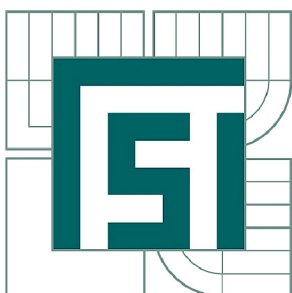


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DÍLENSKÁ ZDVIŽNÁ PLOŠINA PRO MOTOCYKLY

THE WORKSHOP LIFTING PLATFORM FOR MOTORCYCLES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAVID HLOUŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): David Hloušek

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:

Dílenská zdvižná plošina pro motocykly

v anglickém jazyce:

The workshop lifting platform for motorcycles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte univerzální zdvižnou plošinu na motocykly pro dílenské použití. Zdvižná plošina bude mít pevnou základnu a bude mít tyto technické parametry:

- Nosnost 600 kg
- Výška zdvihu 1200mm
- Zdvih plošiny bude proveden hydraulicky.

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující:

- úvodní rešerši o stávajících zařízeních a jejich legislativních požadacích
- návrh koncepce vlastní konstrukce zdvižné plošiny
- návrh a výpočet základních rozměrových a funkčních parametrů
- pevnostní výpočet rámu konstrukce

Výkresová dokumentace bude obsahovat:

- výkres sestavy zvedáku
- výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce

Seznam odborné literatury:

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

ČSN EN 1493: Zvedáky vozidel, UTNMZ, Praha, 2010

ČSN EN 1570+A2: Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly, UTNMZ, Praha, 2010

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21.11.2014



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena zejména na konstrukční návrh univerzální zdvižné plošiny pro motocykly. Zdvih plošiny je proveden hydromotoru. Nosnost plošiny je 600kg a výše zdvihu 1200mm.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zdvižná plošina, zvedací zařízení pro motocykly, zvedák, hydromotor, univerzální zdvih motocyklu.

ABSTRACT

Bachelor thesis is specified about construction of universal lifting platform especially for motorcycles. Lifting mechanism is driven by hydraulic engine. Weight capacity of this lifting platform is about 600kg and usable height is designed for 1200mm

KEYWORDS

Lifting platform, platform, lifting device for motorcycles, hydraulic engine, universal lifting device for motorcycles, workshop lifting platform



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLOUŠEK, D. *Dílenská zdvižná plošina pro motocykly*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 28 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. Přemysl Pokorný, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....

David Hloušek



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D. za vstřícnost a odborné rady při řešení některých problémů v této práci. Velký dík patří také mým rodičům Jarmile a Miroslavu Hlouškovým, kteří mi umožnili studium na vysoké škole a byli mi při studiu oporou.



OBSAH

Úvod	9
1 Cíle práce	10
2 Shrnutí zadání	10
3 Koncepce řešení	10
4 Sloupový zdvižný mechanismus	10
4.1 Provedení sloupových zvedáků	11
4.2 Provedení zvedací patky	11
5 Rotační hydromotory	11
6 Návrh jednotlivých částí zařízení	12
6.1 Návrh nosníku pro motocykl	12
6.2 Návrh trapézového šroubu	13
6.3 Návrh C-profilu pro sloup	15
6.4 Návrh pohonu	17
6.5 Návrh ložisek pro pojezd konstrukce ve sloupu	17
Závěr	19
Seznam použitých zkratk a symbolů	21
Seznam příloh	23



ÚVOD

V dnešní automobilové době je poměrně nesnadné při servisu motocyklů najít takové zařízení, které by člověku umožnil neomezený přístup a zároveň co nejbezpečnější a nejpohodlnější přístup ke stroji. Sloupové zvedáky jsou výborný způsob jak takovouto problematiku řešit. Bohužel dnes prakticky neexistuje rozsáhlé užívání těchto zařízení, neboť prakticky neexistují.



1 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je vypracování technické zprávy obsahující:

- úvodní rešerši o stávajících zařízeních a jejich legislativních požadavcích
- návrh koncepce vlastní konstrukce zdvižné plošiny
- návrh a výpočet základních rozměrových a funkčních parametrů
- pevnostní výpočet rámu konstrukce

Dále je cílem práce vypracovat výkres sestavy.

2 SHRUTÍ ZADÁNÍ

Navrhněte univerzální zdvižnou plošinu na motocykly pro dílenské použití. Zdvižná plošina bude mít pevnou základnu a bude mít tyto technické parametry:

- Nosnost 600kg
- Výška zdvihu 1200mm
- Zdvih bude proveden pomocí trapézového závitu a poháněn hydromotorem

Zdvižný mechanismus bude obsahovat bezpečnostní prvky (pojistnou matici na závitu, apod.) a rozsah práce se bude vztahovat k návrhu sloupu, nosníku, pohonu, trapézového šroubu.

3 KONCEPCE ŘEŠENÍ

Konstrukce zvedací plošiny pro motocykly by měla být co nejjednodušší, nejen kvůli montáži, ale i údržbě. Celé zařízení je složeno z několika částí. Nosnou část bude tvořit sloup z C-profilu, který bude pevně ukotven k zemi a ve kterém je schován trapézový zavit, ke kterému bude připojen hydromotor v horní části sloupu. Druhou částí mechanismu tvoří nosník, který funguje ve spodní poloze jako nájezdová rampa a nadále jako místo, ke kterému bude možno daný motocykl ukotvit. Tento nosník bude svařen s konstrukcí, pojíždou ve vertikálním směru ve sloupu. Na této konstrukci se bude nacházet pár matic pro trapézový zavit.

4 SLOUPOVÝ ZDVIŽNÝ MECHANISMUS

Slouповý zvedák je určen pro zvedání všech typů vozidel (kolový, kolejový, atd.). Při realizaci je přizpůsoben přesně podle požadavků zákazníka nebo konkrétně funkci cílového procesu, kde se může navolit i mnohé příslušenství nebo nadstandardní vybavení. Na tento typ zvedacího zařízení se vztahuje norma ČSN EN 1493 a směrnice pro stroje 2006/42/EG, díky kterým je možno, aby se personál mohl pohybovat pod zvednutým břemenem.

Hlavní výhodou tohoto typu zařízení je nosnost, na kterou lze přizpůsobit zařízení nejen díky dimenzování a konfiguraci materiálu, ale i kvůli možnosti násobit počet těchto sloupů (např. pro automobily je možno zvolit jeden pár sloupů, kde každý má dvě teleskopická ramena a je umístěn na protějších bočních stranách automobilu nebo naopak dva páry sloupů, kde každý sloup připadá k jednomu kolu automobilu).

Konstrukce slouповého zvedacího zařízení se skládá z trapézového samosvorného vřetene s axiálním výkyvným valivým ložiskem a motoru napojeného přes převodovku s velmi malou hlučností. Trapézové vřeteno se díky ochraně měchem a mazání tukem vyznačuje nízkou opotřebitelností a dlouhou životností. Zvedací patka je uložena na oběžné matici, která je jištěna



bezpečnostní maticí. Ocelová konstrukce je vyrobena z oceli, odolné proti kroucení a profily stojanů jsou antikorozně svařené. Vhodná je i přítomnost transportních ok pro jeřáb, zvedací ústrojí je kryté pro bezpečný provoz.

4.1 PROVEDENÍ SLOUPOVÝCH ZVEDÁKŮ

- Pevné provedení - sloupový zvedák je pevně přimontovaný k podlaze
- Halový pojezd - každý sloup je vybaven pojezdem pro provoz na betonovém povrchu
- Kolejnicový pojezd - sloupy jsou vybaveny kolejnicovým pojezdem (ruční, elektrický)

4.2 PROVEDENÍ ZVEDACÍ PATKY

Nadpis každé další nižší úrovně se od předchozího textu odděluje jedním prázdným řádkem tak, jak je to ukázáno na této vzorové straně. [1]

- Horizontálně přestavitelná bez zatížení – patku je možno pohybovat příčně pro jednodušší nasazení na zvedací (upínací) místo vozidla (elektrické, ruční provedení)
- Horizontálně přestavitelná pod zátěží – je možno příčně pohybovat pod zatížením, tato možnost je vhodná pro montáž podvozků nebo při výrobě podvozků s jiným rozchodem
- Pevná – zvedací patka je pevná, kde se hodí pro zvedání stejného typu vozidla, určeno zejména pro sloupy s halovým či kolejnicovým pojezdem

5 ROTAČNÍ HYDROMOTORY

Umožňují plynulou regulaci otáček ve velkém rozsahu. Mají malou hmotnost i malé rozměry. Při přetížení hydromotoru nehrozí jeho poškození. Mohou dlouhodobě pracovat při velmi nízkých otáčkách.

Rozdělení:

- Zubové
- Lamelové
- Šroubové
- Pístové

Dnes se nejčastěji využívají z rotačních motorů zejména lamelové a pístové. Důvodem většího využití lamelových motorů je jejich velký geometrický objem při relativně malých rozměrech. Axiální pístové motory se využívají vzhledem k dynamickým vlastnostem pro vysoké frekvence, na rozdíl od radiálních, které se využívají pro nízké frekvence a velké kroučící momenty. [2]

Pro náš případ vyhovuje a zvolíme rotační hydromotor MP s orbitovým pohybem.

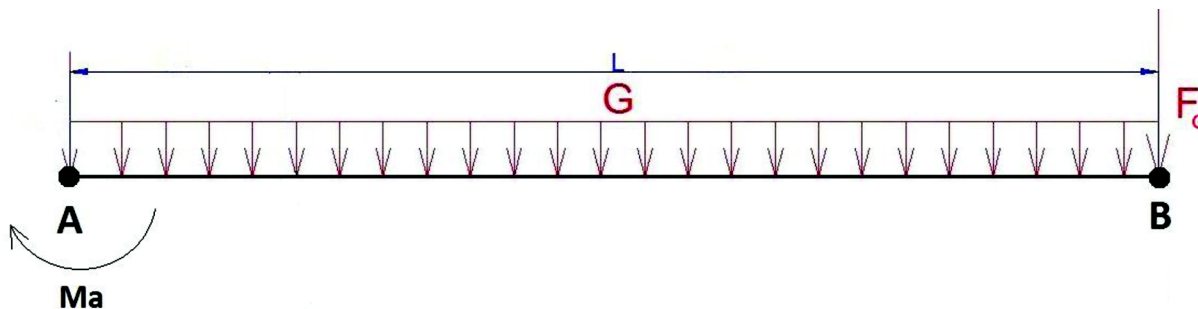


Obrázek 1: Rotační MP hydromotor (www.hydraulickeprvky.cz)

6 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ ZAŘÍZENÍ

6.1 NÁVRH NOSÍKU PRO MOTOCYKL

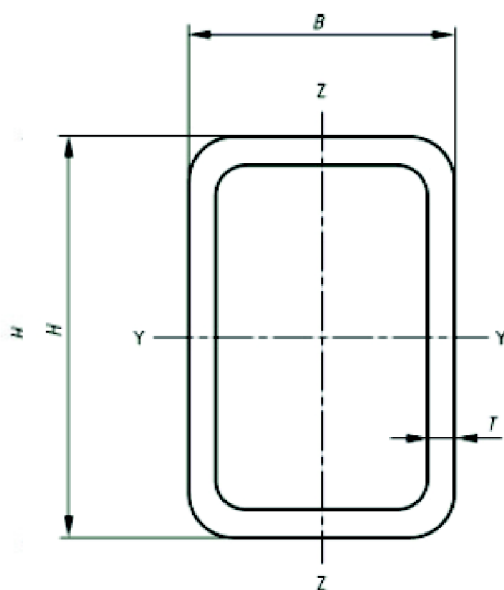
Pro statické vyřešení nosníku, nahradíme motocykl jako takový tíhovou silou, působící v jeho těžišti (tzn. $1/3 - 2/3$ délky motocyklu). Pro návrh nosníku je potřeba uvážit jeho průhyb, který bude způsobovat toto tíhové zatížení a vlastní tíha nosníku. Vlastní tíhu uvažovat nebudeme, ale nastavíme toto opomenutí stavem, kdy tíhová síla bude působit na nejhorším možném místě, tzn. na konci nosníku. Ze zadání vyplývá, že budeme počítat se zatížením vahou $m = 600\text{kg}$, kde pro výpočet poslouží také návrhový koeficient $n=3$.



Obrázek 2: Náčrt uvolnění a nahrazení motocyklu silou v kritickém místě B

$$F_G = n \cdot m \cdot g = 3 \cdot 600 \cdot 9,81 = 17\,658\text{N} \quad (6.1.1)$$

Ze spočtené síly můžeme pomocí Castiglianovy věty určit, zda daný uzavřený obdélníkový profil tažený za studena od firmy FERONA s.r.o. o rozměrech $200 \times 100 \times 6$ a materiálu 11375 vyhoví stanovenému průhybu ku jeho délce v poměru 1:200 ($w_{dov} = 11\text{mm}$, $I_y = 1703,31\text{cm}^4$, $E = 2,1 \cdot 10^5\text{MPa}$, $m_n = 25,6\text{kg/m}$).



Obrázek 3: Průřez navrhovaným profilem (katalog www.ferona.cz)

$$w_{max} = \frac{F_G \cdot l}{E \cdot I_y} = \frac{17\,658 \cdot 2,2}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1\,703,31 \cdot 10^{-8}} = 0,01086\text{m} = 10,8\text{mm} \quad (6.1.2)$$

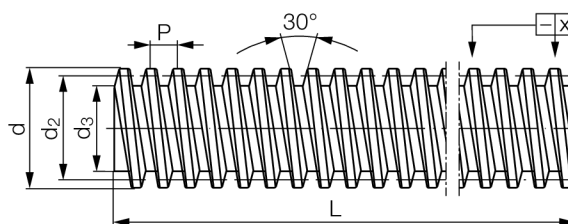
Z výsledku z rovnice lze určit, že podmínku pro průhyb splňuje, neboť $w_{max} < w_{dov}$, tudíž daný rozměr nosníku vyhovuje.

6.2 NÁVRH TRAPÉZOVÉHO ŠROUBU

Trapézový šroub, který musí unést veškerou váhu břemene a nosníku musí vyhovovat podmínce dovoleného tlaku ve šroubu, které vychází z voleného materiálu a poté se musí vyšetřit bezpečnost vůči mezi vzpěrné stability. Materiál: ocel ČSN EN 12020 - $\sigma_{DOV} = 200\text{MPa}$.

Nejdříve pro určení kompletní zátěže je nutno určit zatížení od nosníku samotného (návrh konstrukce není uvažován v této práci, tudíž i jeho působení tíhové síly opomíjíme a zahrnujeme tento deficit této síly do návrhového koeficientu $n=3$).

$$F_N = m_n \cdot l \cdot g = 25,6 \cdot 2,2 \cdot 9,81 = 552,5\text{N} \quad (6.2.1)$$



Obrázek 4: Nákres trapézového šroubu (www.haberkorn.cz)



Dále potřebujeme získat nejmenší dovolený malý průměr d_3 trapézového šroubu. K tomu využijeme rovnici 6.2.2 a následně z podmínky vyřešíme hledaný parametr.

$$\sigma = \frac{(F_G + F_N)}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{DOV} \quad (6.2.2)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot (F_G + F_N)}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}}$$

$$d_3 \geq 10,8 \text{ mm}$$

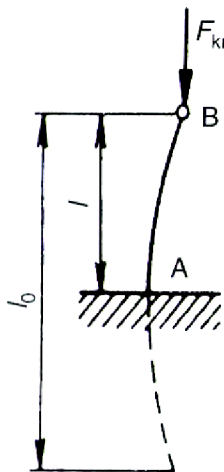
Volíme trapézový šroub Tr 70x10 od výrobce Haberkorn Ulmer a provedeme kontrolu vzpěrné stability ($d_{2min}=64,350 \text{ mm}$, $d_{2max}=64,425 \text{ mm}$, $d_3=57 \text{ mm}$, $P_h=10 \text{ mm}$). Nejdříve zjistíme, zda-li tento šroub splňuje podmínku samosvornosti, kvůli bezpečnosti. Uvažujeme-li, že nosná matice bude bronzová ($f_{bronz-ocel}=0,1$), pojistná z oceli ($f_{ocel-ocel}=0,11$) rozměrově dle katalogu stejného výrobce. [6]

$$\pi \cdot f_{bronz-ocel} \cdot d_{2min} > P_h \quad (6.2.3)$$

$$\pi \cdot 0,1 \cdot 64,35 = 20,22 > 10$$

Podmínka je splněna, šroub s maticí je samosvorný. A dále vyšetříme kritickou sílu, bezpečnost vůči mezi vzpěrné stability. [3]

Výška zdvihu $l_0=1200 \text{ mm}$, pro tento typ vetknutí $\beta=2$



Obrázek 5: Schématický náčrt vzpěru

Redukovaná délka

$$l_{šred} = \beta \cdot l_0 = 2 \cdot 1\,200 = 2\,400 \text{ mm} \quad (6.2.4)$$



Poloměr setrvačnosti (pro kruhový průřez)

$$i_s = \frac{d_3}{4} = \frac{57}{4} = 14,25 \text{ mm} \quad (6.2.5)$$

Štíhlostní poměr

$$\lambda_s = \frac{l_{sred}}{i_s} = \frac{2\,400}{14,25} = 168,42 \quad (6.2.6)$$

Mezní štíhlostní poměr, kde podmínka dle Eulera zní: $\lambda_s > \lambda_{mez}$, kde λ mezní pro nelegovanou ocel je $\lambda_{mez} = 105$

$$\lambda_s > \lambda_{mez} \Rightarrow 168,42 > 105 \quad \text{podmínka je vyhověno} \quad (6.2.7)$$

Kritická síla

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{4 \cdot l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 57^4}{64}}{4 \cdot 1200^2} = 186\,451,5 \text{ N} \quad (6.2.8)$$

Následně jsme schopni určit bezpečnost trapézového závitu

$$k_s = \frac{F_{krit}}{(F_G + F_n)} = \frac{186\,451,5}{18\,210,5} = 10,24 \quad (6.2.9)$$

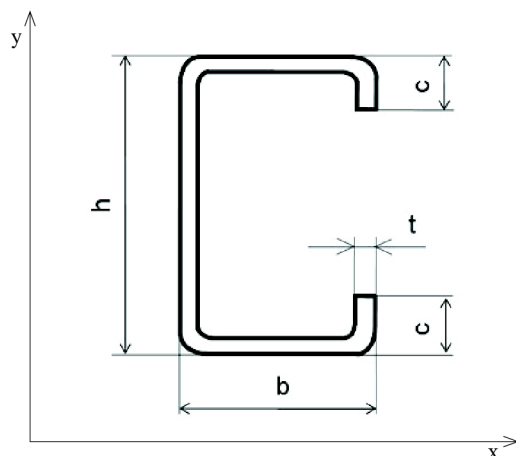
Dle Eurokódu 3, kde se hovoří o normalizované hodnotě bezpečnosti pro vyšetřování vzpěrné stability je uvedena nejnižší hodnota 10, tudíž celý trapézový zavit vyhovuje i této normě.

6.3 NÁVRH C-PROFILU PRO SLOUP

Pro návrh nosných profilů je nutno zkontrolovat jeho únosnost pro daný případ použití. V našem případě je nutno opět vyhovět normě ČSN EN 1993-1-1 Eurokódu 3: Obecná pravidla pro pozemní stavby, která říká, že pro všechny třídy průřezu je možné použít konzervativní lineární sumaci složek využití průřezu pro všechny složky výslednice napětí. Pro průřezy třídy 1, 2 nebo 3, namáhané kombinací N_{Ed} , $M_{y,Ed}$ a $M_{x,Ed}$ je možno v tomto případě použít následující vztah: [4]

$$\frac{N_{Ed}}{N_{Rd}} + \frac{M_{y,Ed}}{M_{y,Rd}} + \frac{M_{x,Ed}}{M_{x,Rd}} \leq 1 \quad (6.3.1)$$

Této zkoušce podrobíme nosník ve tvaru C-profilu o rozměrech $150 \times 150 \text{ mm}$, kde jeho parametry jsou: $c = 35 \text{ mm}$, $t = 5 \text{ mm}$, $A = 1443 \text{ mm}^2$, $J_x = 619961 \text{ mm}^4$, $J_y = 3024133 \text{ mm}^4$, $W_y = 15907 \text{ mm}^3$, $W_x = 50392 \text{ mm}^3$, $f_y = Re = 200 \text{ MPa}$, $\gamma_{M1} = 1,15$. [9]

Obrázek 6: Náčrt průřezu C-profilu (www.ferona.cz)

Nejprve ujednotíme veškeré namáhání sloupu N_{Ed} , $M_{y,Ed}$ a $M_{x,Ed}$.

$$N_{Ed} = F = F_G + F_n = 17\,658 + 552,5 = 18\,210,5N \quad (6.3.2)$$

$$M_{y,Ed} = M_A = F_G \cdot l + F_n \cdot \frac{l}{2} = 17\,658 \cdot 2,2 + 552,5 \cdot \frac{2,2}{2} = 39\,455Nm \quad (6.3.3)$$

Poslední namáhání od kroutícího momentu na sloup od nosníku pod motorkou, vyvinutý zátěží motocyklu, která nepůsobí na střednici profilu nosníku, ale je vychýlený stranou. Budeme uvažovat, že se působí ve 2/3 vzdálenosti od střednice nosníku po maximální šíři motocyklu (šíři motocyklu uvažujeme $b_{mot} = 800mm$).

$$M_{x,Ed} = M_K = F \cdot \frac{2}{3} \cdot b_{mot} = 18\,210,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,4 = 2\,648,7Nm \quad (6.3.4)$$

Dále je nutno navrhnout hodnoty únosnosti N_{Rd} , $M_{y,Rd}$ a $M_{z,Rd}$, v závislosti na klasifikaci průřezu, včetně jejich redukce (viz kapitola 6.2.8. Eurokód 3). [4]

$$N_{Rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{1443 \cdot 200}{1,15} = 250,9 \cdot 10^3 N \quad (6.3.5)$$

Pro výpočet momentové hodnoty únosnosti včetně její redukce vycházíme ze vztahu:

$$M_{y,Rd} = \kappa_{LT} \cdot W_y \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (6.3.6)$$

Kde κ_{LT} vyjadřuje hodnotu součinitele vzpěrnosti při klopení, což je v důsledku ztráta příčné a torzní stability, která vychází z hodnot imperfekce pro dané křivky vzpěrné pevnosti. Tento koeficient je nutno vyřešit dále před realizací celého zařízení.

$$M_{y,Rd} = W_y \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} = 15907 \cdot \frac{200}{1,15} = 2,77 \cdot 10^6 Nm \quad (6.3.7)$$



$$M_{x,Rd} = W_x \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} = 50,3 \cdot 10^3 \cdot \frac{200}{1,15} = 8,8 \cdot 10^6 Nm \quad (6.3.8)$$

Nyní známe všechny parametry pro posouzení C-profilu, zda-li vyhovuje podmínce:

$$\frac{N_{Ed}}{N_{Rd}} + \frac{M_{y,Ed}}{M_{y,Rd}} + \frac{M_{x,Ed}}{M_{x,Rd}} \leq 1 \quad (6.3.9)$$

$$\frac{18\,210,5}{250,9 \cdot 10^3} + \frac{39\,455}{2,77 \cdot 10^6} + \frac{2\,648,7}{8,8 \cdot 10^6} = 0,0871 \leq 1$$

Daný profil vyhovuje podmínce pro užití jako sloup. Nyní je nutno zjistit jeho bezpečnost. [4]

$$k_p = \frac{1}{\frac{N_{Ed}}{N_{Rd}} + \frac{M_{y,Ed}}{M_{y,Rd}} + \frac{M_{x,Ed}}{M_{x,Rd}}} = 11,5 \quad (6.3.10)$$

Jelikož v důsledku překročení limitu únosnosti tohoto profilu je neopravitelná totální destrukce zařízení, je nutno se dále zabývat tímto nosníkem a navýšit tuto hodnotu bezpečnosti, neboť při uvážení imperfekcí, hodnota bezpečnosti klesne. Pro vyhovění normy, je nutno navýšit bezpečnost minimálně nad hodnotu 15. Proto je vhodné navrhnout C-profil na ~~zadání~~ a dimenzovat ho tak, aby předchozímu doporučení normou vyhověl.

6.4 NÁVRH POHONU

Jako pohon jsme si zvolili rotační hydromotor s orbitovým pohonem, který se bude nacházet na vrcholu sloupu a bude spojen s trapézovým šroubem přes spojku (přírubu, apod.). Pro zjištění jaký výkon potřebujeme, je nutno zjistit jaký kroučící moment je potřeba k uzvednutí břemene. [3]

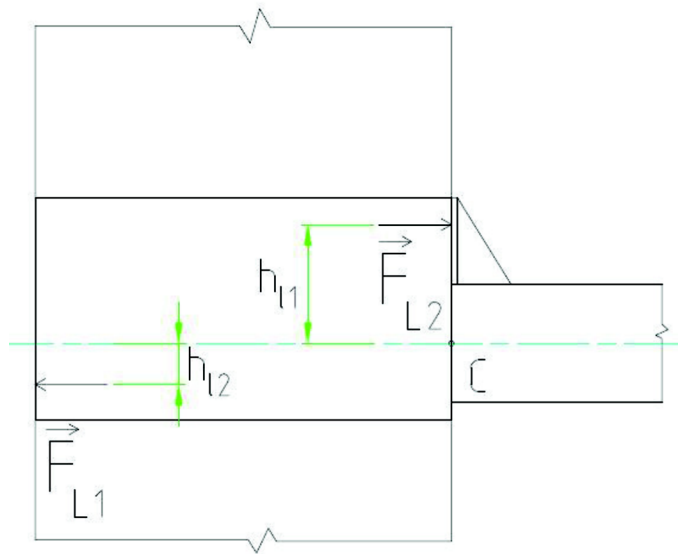
$$M_{ZV} = \frac{F_G \cdot d_{2max}(P_h + \pi \cdot f_{bronz-ocel} \cdot d_{2max})}{2 \cdot (\pi \cdot d_{2max} + f \cdot P_h)} \quad (6.4.1)$$

$$M_{ZV} = \frac{18\,210,7 \cdot 64,425 \cdot (10 + \pi \cdot 0,1 \cdot 64,425)}{2 \cdot (\pi \cdot 64,425 + 0,1 \cdot 10)} = 116,1 Nm$$

Dle rovnice 6.4.1 byl vybrán hydromotor MP 80 de jehož výkon je 12,5kW a maximální kroučící moment při přerušovaném provozu 195Nm. [8]

6.5 NÁVRH LOŽISEK PRO POJEZD KONSTRUKCE VE SLOUPU

Je potřeba navrhnout ložiska, které budou umístěny ve sloupu a kontinuálně zatěžovány ohybovým momentem od nosníku, včetně zátěže. [3]



Obrázek 7: Schématický náčrt umístění ložisek

Volíme dva páry ložisek k zamezení působení ohybového momentu od nosníku na závitový šroub. Na schématu výše volíme $h_{L1}=200\text{mm}$, $h_{L2}=70\text{mm}$.

$$F_{L2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_A}{h_{L1}} = \frac{38847,6}{2 \cdot 0,2} = 97\,119\text{N} \quad (6.5.1)$$

$$F_{L1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_A}{h_{L2}} = \frac{38847,6}{2 \cdot 0,07} = 277\,482\text{N} \quad (6.5.2)$$

Pro danou zátěž zvolíme ložiska od firmy ZKL, horní pár ložisek vyhovují jednořadá kuličková ložiska NUP2308EMAS ($d_{L1}=40\text{mm}$, $D_{L1}=90\text{mm}$, $B_{L1}=33\text{mm}$) s trvanlivostí pro toto užití $1,7 \cdot 10^6$ otáček. Pro druhý pár kvůli nízké vzdálenosti musíme zvolit soudečková ložiska 22312EW33MH ($d_{L2}=60\text{mm}$, $D_{L2}=130\text{mm}$, $B_{L2}=46\text{mm}$) s trvanlivostí $1,2 \cdot 10^6$ otáček. [7]



ZÁVĚR

U navrhovaného nosníku, na kterém bude usazené kotvící příslušenství pro motocykl včetně motocyklu samotného, byla dodržena smluvní podmínka průhybu dána poměrem průhybu ku jeho délce 1:200. Nosník je vyroben z konstrukční oceli běžné jakosti 11 375 (S 235 JRG 2), která je vhodná ke svařování. Díky tomuto může být svařen s konstrukcí uvnitř sloupu, která bude přizpůsobena vnitřním rozměrům a bude nést ložiska, která jsou navržena v kapitole 6.5 pro dané umístění.

Z materiálové charakteristiky dovoleného napětí v materiálu jsme byli schopni určit nejmenší možný průměr d_3 šroubu a dále vyšetřit bezpečnost vůči mezi vzpěrné stability v závislosti na zvoleném rozměru šroubu. Tato bezpečnost vyhovuje normě 1993-1-1 Eurokódu 3, což je evropská norma pro pozemní stavby, kde je uvedena hodnota této bezpečnosti větší než 10. Dále k tomuto šroubu přísluší jedna hlavní nosná matice z bronzu a pojistná matice z oceli z katalogu od stejného výrobce.

Pro konstrukci sloupového zdvižného mechanismu, jsme uvážili nejlepší vhodnost C-profilu z důvodu bezpečnosti práce se zařízením, neboť všechny pohyblivé části jsou schovány uvnitř a navíc toto umístění je výhodné z hlediska toho, že se velmi omezené množství prachu dostane na závit šroubu nebo jen aby nedošlo k náhodnému zranění osoby při pohybu zařízení. Ovšem podstatou vhodnosti rozměru takového profilu je, aby nedošlo ke ztrátě příčné či torzní stability. Z výše provedených výpočtů je nutno se tímto profilem dále zabývat, aby vyhověl normou, neboť nejsou zde uváženy imperfekce.

Nakonec byl vybrán hydromotor s orbitovým pohybem, který bude tuto soustavu pohánět. Vycházeli jsme z momentu potřebného pro uzvednutí břemene a zvolili jsme motor, který má o trochu větší moment na výstupu, z důvodu prachových částic, které budou znesnadňovat otočení šroubu v matici.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ALTO SYSTEMS. *ALTO SYSTEMS* [online]. [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: <http://www.altosystems.cz>
- [2] VOSTROVSKÝ, Jiří. *Hydraulické a pneumatické mechanismy: Určeno pro stud. fak. strojní*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1991, 248 s. ISBN 80-010-0626-3
- [3] 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.
- [4] *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí: Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [5] *Ferona, a.s.* [online]. 2014 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: www.ferona.cz
- [6] *Haberkorn Ulmer s.r.o.* [online]. 1994 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: www.haberkorn.cz
- [7] ZKL GROUP. *ZKL Group* [online]. 2012 [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: www.zkl.cz
- [8] *Petr Hynek - MF Trade* [online]. 2015 [cit. 2015-05-1]. Dostupné z: www.hydromotory.cz
- [9] *ArcelorMittal Tubular Products Karvinná a.s.* [online]. 2015 [cit. 2015-05-2]. Dostupné z: <http://www.jakl.cz>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm]	Plocha průřezu otevřeného profilu
B_{L1}	[mm]	Šíře ložiska prvního páru
B_{L2}	[mm]	Šíře ložiska druhého páru
b_{mot}	[mm]	Předpokládaná šíře motocyklu
c	[mm]	Šíře výběžku na C-profilu
d_{2max}	[mm]	Maximální velký průměr šroubu
d_{2min}	[mm]	Minimální velký průměr šroubu
d_3	[mm]	Střední průměr šroubu
d_{L1}	[mm]	Malý průměr ložiska prvního páru
D_{L1}	[mm]	Velký průměr ložiska prvního páru
d_{L2}	[mm]	Malý průměr ložiska druhého páru
D_{L2}	[mm]	Velký průměr ložiska druhého páru
E	[Pa]	Modul pružnosti oceli
F	[N]	Celková tíhová síla vyvinutá zátěží a vlastní tíhou nosníku
$f_{bronz-ocel}$	[-]	Koeficient tření mezi součástkou z bronzu a oceli
F_G	[N]	Tíhová síla vyvinutá motocyklem
F_{krit}	[N]	Kritické zatížení
F_{L1}	[N]	Silová reakce působící v předpokládaném místě kontaktu ložisko-sloup
F_{L2}	[N]	Silová reakce působící v předpokládaném místě kontaktu ložisko-sloup
F_N	[N]	Tíhová síla způsobená vlastní tíhou nosníku
$f_{ocel-ocel}$	[-]	Koeficient tření mezi dvěma součástkami z oceli
f_y	[MPa]	Mez kluzu materiálu (Re)
g	[N.m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h_{11}	[mm]	Vzdálenost bodu dotyku ložisko-sloup od střednice nosníku (pozice 2)
h_{12}	[mm]	Vzdálenost bodu dotyku ložisko-sloup od střednice nosníku (pozice 1)
I_{min}	[mm ⁴]	Minimální kvadratický moment průřezu profilu šroubu
i_ξ	[mm]	Poloměr setrvačnosti
I_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment nosníku k ose y
I_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment nosníku k ose z
J_x	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu C-profilu k ose x
J_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu C-profilu k ose y
k_p	[-]	Koeficient bezpečnosti profilu bez uvážení imperfekce



k_{preal}	[-]	Koeficient bezpečnosti profilu včetně zavedení imperfekce
k_{ξ}	[-]	Bezpečnost vzpěrné stability
l	[mm]	Uvažovaná délka nosníku
l_0	[mm]	Výška zdvihu
$l_{\text{řred}}$	[mm]	Redukovaná délka zdvihu
m	[kg]	Hmotnost uvažované zvedané zátěže
M_A	[Nm]	Ohybový moment k bodu A
m_n	[kg/m]	Hmotnostní poměr nosníku ku vzdálenosti
$M_{y,Ed}$	[Nm]	Návrhový ohybový moment k ose y
$M_{y,Rd}$	[Nm]	Návrhová únosnost v ohybu k ose y
$M_{z,Ed}$	[Nm]	Návrhový ohybový moment k ose z
$M_{z,Rd}$	[Nm]	Návrhová únosnost v ohybu k ose z
M_{ZV}	[Nm]	Moment potřebný ke zvednutí břemene
n	[-]	Návrhový koeficient
N_{Ed}	[N]	Návrhová osová síla
N_{Ed}	[N]	Návrhová únosnost při působení osově síly
P_h	[mm]	Rozteč trapézového šroubu
t	[mm]	Tloušťka plechu C-profilu
w_{DOV}	[mm]	Dovolený maximální průhyb nosníku
w_{max}	[mm]	Maximální průhyb nosníku
W_x	[mm ³]	Modul průřezu vztažený k tlačené pásnici (v ose x)
W_y	[mm ³]	Modul průřezu vztažený k tlačené pásnici (v ose y)
β	[-]	Součinitel vzpěrné délky
γ_{M1}	[-]	Dílčí součinitel únosnosti průřezu při posuzování stability prutu
κ_{LT}	[-]	Součinitel klopení
λ_{mez}	[-]	Mezní štíhlostní poměr dle Eulera
λ_{ξ}	[-]	Štíhlostní poměr
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ	[Pa]	Napětí v materiálu
σ_{DOV}	[Pa]	Dovolené napětí v materiálu



SEZNAM PŘÍLOH

I – Parametry nosníku (Feron)

II – Tabulka pro výběr trapézového šroubu (Haberkorn Ulmer)

III – Tabulka pro výběr bronzové matice pro trapézový šroub (Haberkorn Ulmer)

IV – Tabulka pro výběr ocelové matice pro trapézový šroub (Haberkorn Ulmer)

V – Tabulka C-profilů (ArcelorMittal)

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Výkres sestavy: N-01-UADI-01-01

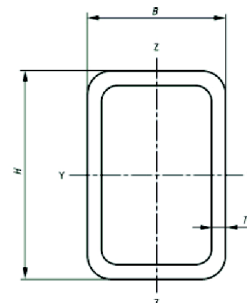


Parametry nosníku (Feron)

Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 200x100x6

Kategorie: trubky a jáckly » profily ocelové uzavřené (jáckly) » obdélníkové

Norma: ČSN EN 10219-2



Výška profilu	H	200 mm
Šířka profilu	B	100 mm
Tloušťka profilu	T	6,0 mm
Hmotnost	M	25,611 kg/m
Plocha průřezu	A	33,60 cm ²
Kvadratický moment průřezu	I_{yy}	1703,31 cm ⁴
Kvadratický moment průřezu	I_{zz}	576,91 cm ⁴
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i_{yy}	7,12 cm
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i_{zz}	4,14 cm
Pružný modul průřezu	W_{elyy}	170,33 cm ³
Pružný modul průřezu	W_{elzz}	115,38 cm ³
Plastický modul průřezu	W_{plyy}	213,27 cm ³
Plastický modul průřezu	W_{plzz}	131,50 cm ³
Polární moment průřezu	I_t	1417,03 cm ⁴
Polární modul průřezu	C_t	200,10 cm ³
Plocha povrchu na 1 m délky	A_s	0,579 m ² /m
Jmenovitá délka na 1 t		37,90 m
Mezní úchylka H		±0,8 % mm
Mezní úchylka B		±0,8 %
Mezní úchylka T		±0,5 mm
Vydatost strany	x_1	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Vypuklost strany	x_2	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Kolmost stran		90° ±1°
Tvar vnějšího zaoblení	C_1, C_2	1,6T až 2,4T
Zkroucení	V	2 mm plus 0,5 mm/m délky
Mezní úchylka přímosti na 1 m délky		max. 3 mm/m
Provenience		Polsko



Tabulka pro výběr trapézového šroubu (Haberkorn Ulmer)

Vnější Ø x stoupání d x P	Střední Ø d ₂		Malý Ø d ₃ min.	Přesnost P/300 mm μ	X/300 mm mm	Délka	Hmotnost v kg/m
	min.	max.					
Tr 10 x 2 L	8,739	8,929	6,89	300	0,5	3.000	0,50
Tr 10 x 3 L	8,191	8,415	5,84	300	0,5	3.000	0,45
Tr 12 x 3 L	10,191	10,415	7,84	300	0,5	3.000	0,75
Tr 14 x 3 L	12,191	12,415	9,84	300	0,5	3.000	0,89
Tr 14 x 4 L	11,640	11,905	8,80	300	0,5	3.000	0,89
Tr 16 x 4 L	13,640	13,905	10,80	50	0,1	3.000	1,21
Tr 18 x 4 L	15,640	15,905	12,80	50	0,1	3.000	1,58
Tr 20 x 4 L	17,640	17,905	14,80	50	0,1	3.000	2,00
Tr 22 x 5 L	19,114	19,394	15,50	50	0,1	3.000	2,23
Tr 24 x 5 L	21,094	21,394	17,50	50	0,1	3.000	2,72
Tr 26 x 5 L	23,094	23,394	19,50	50	0,1	3.000	3,26
Tr 28 x 5 L	25,094	25,394	21,50	50	0,1	3.000	3,85
Tr 30 x 6 L	26,547	26,882	21,90	50	0,1	3.000	4,50
Tr 32 x 6 L	28,547	28,882	23,90	50	0,1	3.000	5,18
Tr 36 x 6 L	32,547	32,882	27,90	50	0,1	3.000	6,71
Tr 40 x 7 L	36,020	36,375	30,50	50	0,1	3.000	8,00
Tr 44 x 7 L	40,020	40,275	34,50	50	0,1	3.000	9,87
Tr 48 x 8 L	43,468	43,868	37,80	100	0,1	3.000	11,95
Tr 50 x 8 L	45,468	45,868	39,30	100	0,1	3.000	13,05
Tr 60 x 9 L	54,935	55,360	48,15	200	0,3	3.000	17,98
Tr 70 x 10 L	64,425	64,350	57,00	200	0,3	3.000	26,00

Poznámky k objednávce

- všechny rozměry uvedeny v mm

**Tabulka pro výběr bronzové matice pro trapézový šroub (Haberkorn Ulmer)**

Závit d x P	Vnější Ø D	Délka L	Hmotnost v kg/ks
Tr 10 x 2	22	20	0,05
Tr 10 x 3	22	20	0,06
Tr 12 x 3	26	24	0,09
Tr 14 x 3	30	28	0,11
Tr 14 x 4	30	28	0,11
Tr 16 x 4	36	32	0,24
Tr 18 x 4	40	36	0,33
Tr 20 x 4	45	40	0,47
Tr 22 x 5	45	44	0,50
Tr 24 x 5	50	48	0,67
Tr 26 x 5	50	52	0,69
Tr 28 x 5	60	56	1,13
Tr 30 x 6	60	60	1,18
Tr 32 x 6	60	64	1,20
Tr 36 x 6	75	72	2,25
Tr 40 x 7	80	80	2,79
Tr 44 x 7	80	88	2,87
Tr 48 x 8	90	96	3,98
Tr 50 x 8	90	100	4,12
Tr 60 x 9	100	120	5,68
Tr 70 x 10	110	140	8,21

Poznámky k objednávce

- všechny rozměry uvedeny v mm

**Tabulka pro výběr ocelové matice pro trapézový šroub (Haberkorn Ulmer)**

Závit d x P	Vnější Ø D	Délka L	Hmotnost v kg/ks
Tr 10 x 2	22	15	0,04
Tr 10 x 3	22	15	0,04
Tr 12 x 3	26	18	0,06
Tr 14 x 3	30	21	0,10
Tr 14 x 4	30	21	0,10
Tr 16 x 4	36	24	0,19
Tr 18 x 4	40	27	0,24
Tr 20 x 4	45	30	0,32
Tr 22 x 5	45	33	0,32
Tr 24 x 5	50	36	0,45
Tr 26 x 5	50	39	0,47
Tr 28 x 5	60	42	0,78
Tr 30 x 6	60	45	0,80
Tr 32 x 6	60	48	0,86
Tr 36 x 6	75	54	1,52
Tr 40 x 7	80	60	1,89
Tr 44 x 7	80	66	2,04
Tr 48 x 8	90	72	2,60
Tr 50 x 8	90	75	2,78
Tr 60 x 9	100	90	3,87
Tr 70 x 10	110	105	5,12

Poznámky k objednávce

- všechny rozměry uvedeny v mm

**Tabulka C-profilů (ArcelorMittal)**

h [mm]	b [mm]	c [mm]	t [mm]	A [mm ²]	J _x [mm ⁴]	J _y [mm ⁴]	W _x [mm ³]	W _y [mm ³]
100	40	15	2.5	484	103912	721722	3880	14432
100	65	19.5	3	748	437084	1219592	10902	24386
120	40	15	2.5	534	110431	1115210	3958	18584
120	60	15	3	751	345654	1708944	8587	28476
120	60	20	4	1015	482053	2236732	12413	37271
150	150	35	5	1443	619961	3024133	15908	50392
180	100	15	3	811	141530	3484812	4676	38712
200	100	15	2	594	107511	3156994	3481	31554