



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

MOBILNÍ ŠTÍPAČKA DŘEVĚNÉ KULATINY

THE MOBILE WOOD SPLITTER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAKUB STUHLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
BRNO 2012

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.



ABSTRAKT

Jakub Stuchlík

Mobilní štípačka dřevěné kulatiny

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou mobilní štípačky dřevěné kulatiny. V první části práce proberu základní rozdělení štípaček na trhu. Vyberu řešení, které bude nejvíce odpovídat mému zadání. V druhé části se zaměřím na pevnostní výpočet a kontrolu vybraného typu štípačky.

KLÍČOVÁ SLOVA

štípačka na dřevo, mobilita, hydraulický válec, štípačka, štípací břit, poleno



ABSTRACT

Jakub Stuchlik

Mobile wood splitter

This bachelor's thesis deals with the issues of the mobile wood splitter. The first part describes the basic division of splitters in the market. I am going to choose the most suitable solution for my assignment. In the second part I am going to focus on the calculation of strength and checking of chosen type of the splitter.

KEYWORDS

Wood splitter, mobility, hydraulic cylinder, splitter, cutter blade, log



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STUHLÍK, Jakub. *Mobilní štípačka dřevěné kulatiny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 28 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 14. května 2012

.....
Jakub Stuchlík



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu, panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., za všechny rady, které mi poskytl ke správnému vypracování této bakalářské práce. A také panu Josefu Ratajskému za praktické předvedení štípačky.



OBSAH

1	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŠTÍPAČEK	10
1.1	Vodorovná štípačka	10
1.1.1	Popis	10
1.1.2	Základní specifikace	10
1.1.3	Výhody a nevýhody	10
1.2	Svislá štípačka varianta A	11
1.2.1	Popis	11
1.2.2	Základní specifikace	11
1.2.3	Výhody a nevýhody	11
1.3	Svislá štípačka varianta B	12
1.3.1	Popis	12
1.3.2	Základní specifikace	12
1.3.3	Výhody a nevýhody	12
2	VÝBĚR VARIANTY	13
3	VÝPOČTY	14
3.1	Výpočet přímočarého motoru	14
3.2	Kontrola pístnice na vzpěr	14
3.3	Pevnostní kontrola rámu	16
3.3.1	Výpočet rámu na ohyb	16
3.3.2	Výpočet rámu na tah	17
3.3.3	Kontrola vypočtených napětí	17
3.4	Kontrola rámu na otláčení pod čepem	17
4	PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPU	18
4.1	Výpočet čepu na střih	18
4.2	Výpočet čepu na otláčení v místě s lineárního motoru	18
4.3	Výpočet čepu na otláčení v místě rámu	19
5	VÝPOČET SVARŮ	20
5.1	Svar v bodě A	20
5.1.1	Pomocné výpočty	21
5.1.2	Smykové napětí související s posouvající silou F	21
5.1.3	Smykové napětí související s ohybovým momentem	21
5.1.4	Výsledné smykové napětí	22
5.2	Svar v bodě B	22
5.2.1	Pomocné výpočty	22



5.2.2	Smykové napětí související s posouvající silou F	22
5.2.3	Smykové napětí související s ohybovým momentem	22
5.2.4	Výsledné smykové napětí	23
6	MOBILITA ZAŘÍZENÍ	24
	Závěr	25
	Seznam použitých zkratk a symbolů	27
	Seznam příloh	28
	Výkresy	28



ÚVOD

Úkolem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení mobilní štípačky dřevěné kulatiny, kde základní technické parametry jsou maximální síla na břítu 70 kN a maximální zdvih 480 mm. Maximální průměr kulatiny je do 350 mm, maximální délka polena 900 mm. Hlavním cílem práce je navrhnout koncepci řešení, udělat funkční výpočet zařízení, navrhnout jednotlivé komponenty a pevnostní výpočet.

1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŠTÍPAČEK

1.1 VODOROVNÁ ŠTÍPAČKA



Obr. 1.1 Vodorovná štípačka od firmy VeGa typ LS6 VARIO [4]

1.1.1 POPIS

Pro tuto vodorovnou štípačku od firmy VeGa je typické, že se štípací zařízení pohybuje ve vodorovném směru. Konstrukce spočívá v hlavním čtvercovém rámu s pevným štípacím břitem a pohyblivou štípací plošinou, která je poháněna hydraulickým pístem, jehož pohyb obstarává elektromotor. Jak už z konstrukce vyplývá, štípačka je vhodná především pro menší polena.

1.1.2 ZÁKLADNÍ SPECIFIKACE

Výrobce v katalogu udává hodnoty elektromotoru, které jsou 230 V / 50 Hz, 2200 W. Dalším parametrem je maximální štípací síla 6 tun. Pro uživatele je velmi důležitý údaj o velikosti polena a tím je maximální průměr 300 mm a maximální délka štípaného polena 520 mm.

1.1.3 VÝHODY A NEVÝHODY

Mezi hlavní výhody patří velmi dobrá mobilita, která je dána malou hmotností (49 kg). Dále dobrá uskladnitelnost díky malým rozměrům. Nevýhodou je však malá škála využitelnosti. Což je dáno hlavně tím, že na ní nemůžeme štípat větší polena. Například u větších štípaček lze použít štípací stůl, který nám zajistí i štípání kratších polen.

1.2 SVISLÁ ŠTÍPAČKA VARIANTA A



Obr. 1.2 Svislá štípačka s pevným štípacím hrotem od firmy VeGa typ LS8E [5]

1.2.1 POPIS

Tato štípačka se hodí pro rozměrnější polena. Vyznačuje se především pevným štípacím břitem a pohyblivým stolem. Mezi další části se řadí přidržovací ramena, která zároveň slouží pro ovládání štípacího břitu, ale také zajišťují bezpečnost obsluhy.

1.2.2 ZÁKLADNÍ SPECIFIKACE

Pro tento model je typický zážehový spalovací motor. Ten má výrobcem udávaný výkon 6,5 HP, s rozvodou OHV. Maximální štípací síla je 8 tun. V obrázku není naznačeno možné příslušenství, do kterého spadají pomocné štípací stoly, díky kterým můžeme na této štípačce štípat různě dlouhá polena. Jejich délka se pak pohybuje od 610 mm přes 800 mm, až do maximálního rozměru 1050 mm a maximální průměr polena je 400 mm.

1.2.3 VÝHODY A NEVÝHODY

Jako hlavní výhodu této štípačky vidím schopnost pracovat i v místech, kde se nenachází zdroj elektrické energie. Dle mého názoru nevýhodou je, že při štípání větších polen může dojít ke ztrátě stability z důvodu změny polohy těžiště a při nerovnostech, na kterých štípačka stojí, může dojít k převrácení. Za další nevýhodu bych označil větší rozměry základny, která je potřebná pro zajištění již zmíněné stability.

1.3 SVISLÁ ŠTÍPAČKA VARIANTA B



Obr. 1.3 Svislá štípačka s pohyblivým štípacím hrotem od firmy VeGa typ LV1200PRO [6]

1.3.1 POPIS

Výraznou změnou oproti dvěma předchozím verzím je, že štípací břit není pevný, ale pohyblivý. Další významnou částí jsou přidržovací ramena, která slouží nejen pro přidržování polen, spouštění břitu, ale také pro ochranu obsluhy.

1.3.2 ZÁKLADNÍ SPECIFIKACE

Hodnoty elektromotoru dané výrobcem jsou 4000 W / 400 V. Maximální štípací síla je 12 tun. Oproti minulé verzi, zde na obrázku vidíme pomocné stoly, které nám opět rozšiřují možnosti ve štípání různých délek polen (od 630 přes 1050 až 1350 mm). Maximální průměr polena je taktéž, jako v minulém případě, 400 mm.

1.3.3 VÝHODY A NEVÝHODY

Nevýhodou této verze může být, že její funkci obstarává elektromotor, proto ji nemůžeme použít v místech bez zdroje elektrické energie. Ovšem nehrozí bezprostřední ztráta stability oproti minulému typu. Další výhodou vidím v tom, že nemusíme dělat zbytečně velký rám, protože velkou část sil, které vzniknou od štípání, nám pohltí země, na které štípačka stojí a díky tomu je celá konstrukce levnější.

2 VÝBĚR VARIANTY

Ještě jednou zde uvedu z předcházejícího textu nejdůležitější informace a přidám také mé požadavky.

Tab. 1 Základní informace o štípačkách

	Vodorovná štípačka VeGa typ LS6 VARIO	Svislá štípačka s pevným štípacím hrotem VeGa typ LS8E	Svislá štípačka s pohyblivým štípacím hrotem VeGa typ LV1200PRO	Požadavky
max. štípací síla [kN]	60	80	120	70
max. průměr polena [mm]	300	400	400	350
max. délka polena [mm]	520	610 - 1050	630 - 1350	900
typ motoru	elektrický	spalovací	elektrický	nezadáno

Tabulku jsem doplnil o typ motoru. V zadání není uvedeno, jaký typ motoru mám použít, ale myslím, že je to položka, která stojí za zvážení.

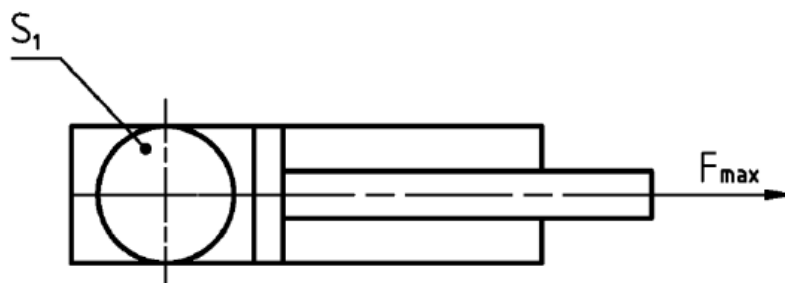
Jak je již z tabulky patrné, vodorovná štípačka nevyhovuje, a ani se nijak neblíží mému zadání, snad jen v maximálním průměru polena, nicméně tento argument není dostačující, abych se přiklonil k této variantě. Proto se budu dále zabývat jen dalšími dvěma verzemi. Mezi těmi už nejsou významné rozdíly.

Jediná výrazná odlišnost je v samotné konstrukci štípačky. V zadání není uvedeno, jakým způsobem má štípačka štípat. To znamená, že je jedno, jestli práci vykonává stůl, který zvedá poleno proti pevnému hrotu, nebo stůl s polenem stojí a práci koná štípací nůž. Vzhledem ke stejným možnostem obou štípaček zvolím třetí typ - "Svislou štípačku s pohyblivým břitem" s tím, že předlohou mi bude štípačka od firmy VeGa typ LV1200PRO.

3 VÝPOČTY

3.1 VÝPOČET PŘÍMOČARÉHO MOTORU

Ze zadání znám pracovní sílu, která je $F_{\max} = 70 \text{ kN}$. Dále budu do výpočtu potřebovat provozní tlak, který se pohybuje u štípaček kolem 25 MPa. U výrobce HYDRAULICS s.r.o. jsem vybral dle katalogu [6] přímočarý hydromotor, jehož provozní tlak je $p = 25 \text{ MPa}$.



Obr. 4.1 Síla na pístu

dle [3]:

$$p = \frac{F_{\max}}{S_1} \quad (1)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (2)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}} \quad (3)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 70\,000}{\pi \cdot 25}} = 59,708$$

$$d_1 = 60 \text{ mm}$$

kde:

p	[Pa]	pracovní tlak hydraulického válce
F_{\max}	[N]	maximální síla na břitu
S_1	[mm ²]	pracovní plocha válce
d_1	[mm]	průměr válce

Z katalogu [6] volím přímočarý hydromotor série ZH2T, jehož základní parametry jsou:

- pracovní průměr válce $d = 60 \text{ mm}$
- zdvih $h = 500 \text{ mm}$.

V zadání je určen zdvih 480 mm. Myslím si, že rozdíl 20 mm není zásadní, proto dále budu počítat s novým zdvihem. Kdybych chtěl použít zadaný zdvih $h = 480 \text{ mm}$, musel bych si vybrat jiný model od stejné firmy, popřípadě najít jiného výrobce. K tomuto pístu vybírám kompaktní modul od firmy Bosh Rexroth Hydraulics ze série KE s označením RE18306-01 [7].

3.2 KONTROLA PÍSTNICE NA VZPĚŘ

Při maximálním vysunutí pístu může dojít k namáhání pístnice na vzpěr. Nejprve musíme zjistit, zda jde jen o prostý tlak, vzpěr dle Tetmayera, nebo vzpěr dle Eulera.

minimální poloměr setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}} \quad (4)$$

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (5)$$

Dle [6] je průměr pístnice $d = 32$ mm.

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot 32^4}{64} = 51\,471,85 \text{ mm}^4$$

Dle vzorce (3) vyjde plocha $S = 804,25 \text{ mm}^2$

$$i = \sqrt{\frac{51\,471,85}{804,25}} = 7,99$$

kde:

I_{min} [mm⁴] minimální moment setrvačnosti namáhaného průřezu prutu
 S [mm²] plocha průřezu pístnice

šťíhlost prutu:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad (6)$$

dle [2] je pro náš případ $l_0 = 500$ mm

$$\lambda = \frac{500}{7,99} = 62,58$$

kde:

l_0 [mm] redukována délka prutu

Jelikož $\lambda \in < 50 \div 100 >$ počítáme pístnici v oblasti nepružného vzpěru dle Tetmayera. V této oblasti se σ_{kr} určí:

$$\sigma_{kr} = A - B \cdot \lambda \quad (7)$$

kde:

A, B [MPa] konstanty

Tyto konstanty dle [2] se rovnají $A = 310$ MPa a $B = 1,14$ MPa

$$\sigma_{kr} = 310 - 1,14 \cdot 62,58 = 238,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{max}}{S} \quad (8)$$

Plocha S z rovnice (2) se rovná $S = 804,25 \text{ mm}^2$

$$\sigma_{kr} = \frac{70\,000}{80,425 \cdot 10^{-4}} = 87\,037\,612 \text{ Pa} = 87,04 \text{ MPa} < \sigma_{kr} = 238,65$$

Jak je již z výpočtu patrné, pístnice na vzpěr vyhovuje.

3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU

Před pevnostní kontrolou rámu, musím nejdříve zvolit vhodný materiál. Hlavním požadavkem na materiál je kromě pevnosti a tuhosti také dobrá svařitelnost. Těmto požadavkům vyhovuje materiál ČSN 11 503 dle ISO 1.0576. Její mez kluzu $R_e = 355$ MPa. S uvažovanou bezpečností 2, vyjde dovolené napětí $\sigma_D = 177$ MPa. Dále jsem vybral čtvercový profil od firmy Ferona [7], profil uzavřený, svařovaný, černý se čtvercovým průřezem, EN 10 219, rozměr 140 x 8, který následně zkontroluji. Nejprve však musím zavést určité zjednodušující předpoklady. Jeden z hlavních je ten, že v rámu zanedbám všechny svary (budou kontrolovány zvlášť), dalším předpokladem je, že rohy na rámu jsou dokonale tuhé, tudíž nejsou koncentrátoři napětí. Dále zanedbám na rámu vodící plochy pro břit, protože se nepodílejí na přenosu napětí.



Obr. 4.2 Tvar a zatížení rámu

3.3.1 VÝPOČET RÁMU NA OHYB

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (9)$$

kde:

σ_o	[MPa]	normálové napětí v ohybu
M_o	[N.m]	ohybový moment
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
L	[mm]	výška rámu

$$M_o = F_{max} \cdot f_n \quad (10)$$

$$M_o = 70\,000 \cdot 0,328 = 22\,960 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

f_n	[mm]	vyosení síly
-------	------	--------------

$$W_o = 160,97 \text{ cm}^3 \text{ dle [8]}$$

$$\sigma_o = \frac{22\,960}{1,6097 \cdot 10^{-4}} = 142,6 \text{ MPa}$$

3.3.2 VÝPOČET RÁMU NA TAH

$$\sigma_t = \frac{F_{max}}{S_r} \quad (11)$$

Plocha průřezu rámu je dána výrobcem dle [8] $S_r = 46,44 \text{ cm}^2$.

$$\sigma_t = \frac{70\,000}{4,644 \cdot 10^{-3}} = 17,3 \text{ MPa}$$

kde:

σ_t [Pa] normálové napětí v tahu
 S_r [cm²] plocha průřezu rámu

3.3.3 KONTROLA VYPOČTENÝCH NAPĚTÍ

Protože tahové a ohybové napětí mají stejný charakter, můžeme tato napětí libovolně sčítat, proto:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_o + \sigma_t \leq \sigma_D \\ \sigma &= 142,6 + 17,3 = 159,9 \text{ MPa} \leq 170 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (12)$$

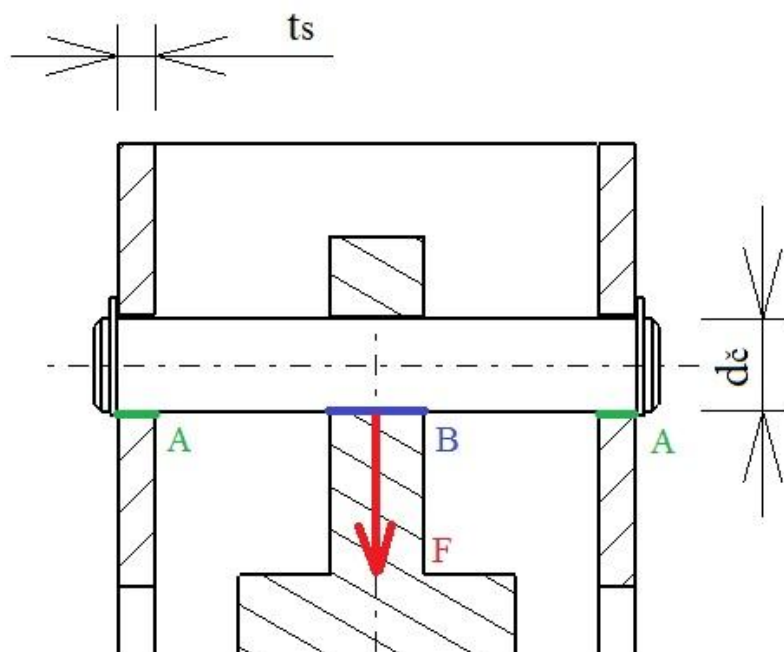
kde:

σ [MPa] celkové normálové napětí
 σ_D [MPa] dovolené normálové napětí

Jak je již z výpočtu vidět, naše dovolené napětí převyšuje vypočtené napětí. Rám na kombinaci ohybu s tlakem vyhovuje.

3.4 KONTROLA RÁMU NA OTLAČENÍ POD ČEPEM

Na obrázku 4.3 označeno zeleně a písmenem A.



Obr. 4.3 Otláčení

Dle [2] vychází otláčení čepu

$$p_{\check{c}} = \frac{F}{2 * t_s * d_{\check{c}}} \quad (13)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{70\,000}{2 * 12 * 10^{-3} * 25 * 10^{-3}} = 116,6 \text{ MPa}$$

kde:

t_s [mm] tloušťka stěny

Protože dovolený tlak je $p_D = 140$ MPa síla vyvolá tlak 116,6 MPa, z toho vyplývá, že rám na otláčení vyhovuje.

4 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPU

Z charakteru uložení a zatížení je patrné, že čep, který spojuje přímočarý hydromotor a rám štípačky, bude namáhán na stříh a otláčení. Jako materiál čepu volím klasickou konstrukční ocel ČSN 11 600.0, dle ISO 1.0060, jehož mez kluzu je $R_e = 295$ MPa. S uvažovanou bezpečností 2 vyjde dovolené napětí $\tau_d = 148$ MPa a dovolený tlak $p_D = 130$ MPa.

4.1 VÝPOČET ČEPU NA STŘIH

$$\tau = \frac{F_{max}}{S} \quad (14)$$

kde:

τ [MPa] (tečné) napětí ve smyku

$S_{\check{c}}$ [mm²] plocha průřezu čepu

Maximální síla je shodná jako naše maximální síla na břitu $F = F_{max} = 70$ kN. Průměr čepu volím dle velikosti oka na přímočarém hydromotoru $d_{\check{c}} = 25$ mm. Potom plocha S dle vzorce (2) vyjde 490 mm².

$$\tau = \frac{70\,000}{4,9 \cdot 10^{-4}} = 142 \text{ MPa} \leq \tau_d = 148 \text{ MPa}$$

Čep na stříh vyhovuje.

4.2 VÝPOČET ČEPU NA OTLÁČENÍ V MÍSTĚ S LINEÁRNÍHO MOTORU

Vycházíme z obr. 4.3 Otláčení. Námí kontrolované místo je označeno modře a písmenem B.

Dle [2] se počítá otláčení čepu v místě spojení s lineárním motorem

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{max}}{K_1 * d_{\check{c}}} \quad (15)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{70\,000}{25 * 10^{-3} * 25 * 10^{-3}} = 112 \text{ MPa}$$

kde:

$p_{\check{c}}$ [MPa] tlak

K_1 [mm] šířka lineárního motoru

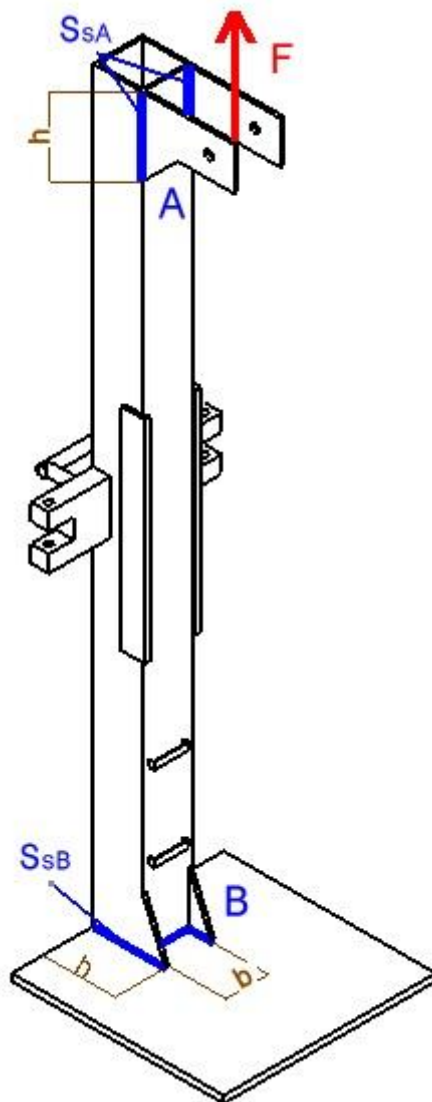
Jelikož maximální dovolený tlak pro čep je $p_D = 130$ MPa, náš čep v místě s lineárním motorem vyhovuje.

4.3 VÝPOČET ČEPU NA OTLAČENÍ V MÍSTĚ RÁMU

Vycházíme z obr. 4.3. Otlačení. Vzorec i dosazené hodnoty jsou totožné se vzorcem (13) pouze výsledný tlak porovnáme s dovoleným tlakem pro čep, který je $p_D = 130$ MPa. Náš čep na otlačení v místě stěny vyhovuje.

5 VÝPOČET SVARŮ

V této kapitole bych se chtěl zaměřit na výpočet svarů na rámu štípačky. V místě A se bude přivařovat plech o větší tloušťce (tloušťka plechu bude 12 mm) než je samotný rám (tloušťka plechu 8 mm). Je to z důvodu otláčení, které se počítalo v předcházející kapitole.



Obr. 6.1 Svary na rámu štípačky

5.1 SVAR V BODĚ A

Svar v bodě A bude typu I. Nejprve si musím zvolit elektrodu, kterou bude konzole přivařena k rámu. Ta musí být volena s ohledem na materiál, a to tak, že musí mít větší mez kluzu, protože svar nesmí oslabit celou konstrukci. U rámu je mez kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$, proto volím elektrodu s označením E 42 3 B 51 H5. Svar budu kontrolovat pomocí obecné metody. Dle [2] je pro danou elektrodu $R_e = 420 \text{ MPa}$.

5.1.1 POMOCNÉ VÝPOČTY

Nejprve musím určit celkový účinný průřez svaru, kde šířka svaru $z = 9$ mm a délka svaru vychází z konstrukce $h = 220$ mm.

$$S_{sA} = 2.1,414. z. h \quad (16)$$

kde:

S_{sA} [mm²] celkový účinný průřez svaru v bodě A

z [mm] šířka svaru

h [mm] délka svaru

$$S_{sA} = 2.1,414.9.120 = 5\,599,4 \text{ mm}^2$$

dále je nutno určit jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu, který je dle [2]:

$$J_{zu} = 2. \frac{h^3}{6} \quad (17)$$

kde:

J_{zu} [mm³] jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu

$$J_{zu} = 2. \frac{220^3}{6} = 3\,549\,333 \text{ mm}^3$$

a celkový osový kvadratický moment účinných průřezů obou svarů k ose, je dle [2]:

$$J_z = 0,707. z. J_{zu} \quad (18)$$

kde:

J_z [mm⁴] celkový osový kvadratický moment účinných průřezů

$$J_z = 0,707.9.325\,520,83 = 22\,584\,408 \text{ mm}^4$$

5.1.2 SMYKOVÉ NAPĚTÍ SOUVISEJÍCÍ S POSOUVAJÍCÍ SILOU F

$$\tau' = \frac{F_{max}}{S_{sA}} \quad (19)$$

$$\tau' = \frac{70\,000}{5\,599,4} = 12,5 \text{ MPa}$$

5.1.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ SOUVISEJÍCÍ S OHYBOVÝM MOMENTEM

$$\tau'' = \frac{M. r}{J_z} \quad (20)$$

kde:

M [N.m] ohybový moment od síly F

r [mm] polovina šířky konzoly

ohybový moment na konzole vyvolaný silou F:

$$M = F_{max}. l \quad (21)$$

kde:

l [mm] vzdálenost síly od rámu

$$M = 70\,000.0,188 = 13\,160 \text{ N.m}$$

$$\tau'' = \frac{13\,160\,000.50}{22\,584\,408} = 29,1 \text{ MPa}$$

5.1.4 VÝSLEDNÉ SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad (22)$$
$$\tau = \sqrt{12,5^2 + 29,1^2} = 31,7 \text{ MPa}$$

Dle teorie měrné energie napjatosti [2] vychází mez kluzu:

$$R_{se} = 0,577 \cdot R_e \quad (23)$$
$$R_{se} = 0,577 \cdot 420 = 242,34 \text{ MPa}$$

Naše výsledné napětí ve svaru vyšlo $\tau = 31,7$ MPa. Takto nízké napětí ve svaru je docíleno dvěma pomocnými žebry, díky kterým je svar daleko delší a tím se napětí rovnoměrněji rozprostře. Dovolené napětí $R_{se} = 242,34$ MPa. Svar na zatížení vyhovuje.

5.2 SVAR V BODĚ B

Svar v bodě B bude koutový, bude použita stejná elektroda se stejnými vlastnostmi.

5.2.1 POMOCNÉ VÝPOČTY

Nejprve musím určit celkový účinný průřez svaru, kde šířka svaru $z = 9$ mm a délka svaru vychází z velikosti čtvercového průřezu $b = 120$ mm a $h = 205$ mm.

$$S_{SB} = 1,414 \cdot z \cdot (b + h) \quad (24)$$
$$S_{SB} = 1,414 \cdot 9 \cdot (120 + 205) = 4\,390,5 \text{ mm}^2$$

dále je nutno určit jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu, který je dle [2]:

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) \quad (25)$$
$$J_{zu} = \frac{140^3}{6} \cdot (3 \cdot 120 + 205) = 5\,041\,666,7 \text{ mm}^3$$

a celkový osový kvadratický moment účinných průřezů obou svarů k ose, je dle rovnice (18)

$$J_z = 32\,080\,125 \text{ mm}^4$$

5.2.2 SMYKOVÉ NAPĚTÍ SOUVISEJÍCÍ S POSOUVAJÍCÍ SILOU F

Vychází dle rovnice (19) a s použitím plochy S_{SB} , $\tau' = 15,9$ MPa

$$\tau' = \frac{70\,000}{4\,390,5} = 15,9 \text{ MPa}$$

5.2.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ SOUVISEJÍCÍ S OHYBOVÝM MOMENTEM

$$\tau'' = \frac{1,414 \cdot M \cdot r}{z \cdot b \cdot h} \quad (26)$$

ohybový moment na konzole vyvolaný silou F:

$$M_2 = F \cdot l_2 \quad (27)$$

kde:

l_2 [mm] vzdálenost síly od rámu

$$M_2 = 70\,000 \cdot 0,328 = 22\,960 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau'' = \frac{1,414 \cdot 22\,960}{9.140.205} = 125,7 \text{ MPa}$$

5.2.4 VÝSLEDNÉ SMYKOVÉ NAPĚTÍ

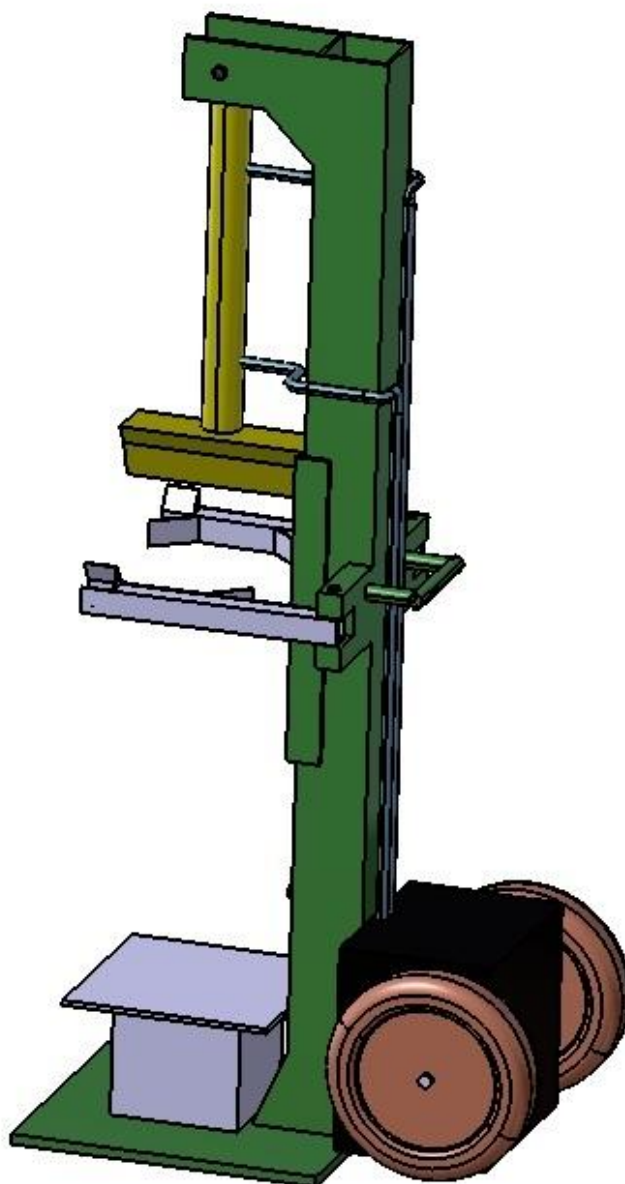
Z rovnice (22) vychází celkové napětí

$$\tau = \sqrt{15,9^2 + 125,7^2} = 126,7 \text{ MPa}.$$

Protože dovolené napětí je jako v předcházejícím případě $R_{es} = 242,3 \text{ MPa}$ náš svar vyhovuje, s bezpečností přibližně 1,9.

6 MOBILITA ZAŘÍZENÍ

V této kapitole bych se chtěl věnovat mobilitě celého zařízení. Vzhledem k tomu, že v zadání není přesně specifikováno, jakým způsobem má být mobilita zajištěna, po dohodě s vedoucím práce ji volím pomocí dvou kol přidělaných na osu, která je přivařena k rámu štípačky, viz obr. 7.1. Toto řešení koresponduje také s tím, že tato štípačka je určená pro použití v blízkosti staveb. Je totiž limitována také tím, že potřebuje pro svůj provoz zdroj elektrické energie. Dle [9] volím kolo PQR400x100-Ø25 HL74 4PR, které má dynamickou nosnost 200 kg a statickou až 400 kg. To je pro naši štípačku dostatečné. Váha štípačky přibližně 120 kg. Pro samotnou změnu polohy slouží k rámu přivařená konzole kruhového průřezu, jak je vidět na obr 7.1.



Obr. 7.1 Rozložení kol

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout koncepci štípačky a následně její pevnostní výpočet. Celou bakalářskou práci jsem si rozdělil do několika hlavních oddílů, ve kterých jsem se postupně věnoval různým částem štípačky. Nejprve jsem spočítal průměr samotného hydraulického válce. Po výpočtu jsem zvolil přímočarý hydromotor od firmy Hydraulí^{CS}. U rámu štípačky jsem nejprve navrhl čtvercový profil od firmy Feron, který jsem následně zkontroloval na ohyb a tlak. Dalším konstrukčním prvkem celé sestavy je čep, který spojuje lineární hydromotor s rámem. Čep se zásadně kontroluje na střih a na otláčení, tyto dva výpočty jsem také provedl. V poslední části jsem se věnoval problematice svarů. Kvůli vysokému napětí, které bylo vyvoláno štípací silou, jsem musel přidat dvě žebra, díky kterým jsem docílil snížení napětí ve svarech. Každá z částí nesla své problémy, které jsem díky věcným radám mého vedoucího vyřešil.

Pokud by se mnou navržená štípačka měla vyrábět, bylo by potřeba dořešit ještě několik věcí. Tou hlavní je výpočet hydraulického obvodu štípačky, spočítat zejména ztráty v obvodu a překontrolovat, zda vybraný motor vyhovuje i po započítání ztrát. Dalším krokem by bylo zajistit ovládání štípacího břitu se zvýšeným ohledem na bezpečnost obsluhy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80214-2629-0.
- [3] ŠKOPÁN, M.: *Hydraulické převody strojů*. Elektronická verze, VUT Brno 2004
- [4] <http://www.v-garden.cz/produkty/stipace-dreva/vega/vega-ls6-vario-stipac-dreva> [cit. 2012-02-07]
- [5] <http://www.v-garden.cz/produkty/stipace-dreva/vega/vega-ls8e-stipac-na-drevo-s-benzinovým-motorem> [cit. 2012-02-07]
- [6] <http://www.v-garden.cz/produkty/stipace-dreva/vega/vega-lv1200pro-profi-stipac-na-drevo> [cit. 2012-02-08]
- [7] http://www.hydraulics.cz/ZH2T_str23.pdf [cit. 2012-02-27]
- [8] <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=28347> [cit. 2012-03-05]
- [9] <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g59970,g60468&PageID=m53380> [cit. 2012-03-07]
- [10] http://www.tente.cz/CZ/cat0/am2956_kola.html [cit. 2012-03-19]
- [11] <http://www.hydrocom.cz/mhi/hydraulicke-hadice/> [cit. 2013-05-05]



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A, B	[MPa]	konstanty
d_1	[mm]	průměr válce
F_{\max}	[N]	maximální síla na břitu
f_n	[mm]	vyosení síly
h	[mm]	délka svaru
I_{\min}	[mm ⁴]	minimální moment setrvačnosti namáhaného průřezu prutu
J_z	[mm ⁴]	celkový osový kvadratický moment účinných průřezů
J_{zu}	[mm ³]	jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu
K_1	[mm]	šířka lineárního motoru
l	[mm]	vzdálenost síly od rámu
l_0	[mm]	redukovaná délka prutu
l_2	[mm]	vzdálenost síly od rámu
M	[N.m]	ohybový moment od síly F
M_o	[N.m]	ohybový moment
p	[Pa]	pracovní tlak hydraulického válce
$p_{\check{c}}$	[MPa]	tlak
r	[mm]	polovina šířky konzoly
S	[mm ²]	plocha průřezu pístnice
S_1	[mm ²]	pracovní plocha válce
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	plocha průřezu čepu
S_r	[cm ²]	plocha průřezu rámu
S_{sA}	[mm ²]	celkový účinný průřez svaru v bodě A
t_s	[mm]	tloušťka stěny
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
z	[mm]	šířka svaru
σ	[MPa]	celkové normálové napětí
σ_D	[MPa]	dovolené normálové napětí
σ_o	[MPa]	normálové napětí v ohybu
σ_t	[Pa]	normálové napětí v tahu
τ	[MPa]	(tečné) napětí ve smyku



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESY

BAC – 12 – 01

VÝKRES SESTAVENÍ

BAC – 12 – 02

RÁM