

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh hydraulického pohonu štípače dřeva

Design of Hydraulic Drive of Wood Splitting Machine

Student: Lukáš Mocek

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Mocek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Návrh hydraulického pohonu štípače dřeva**
Design of Hydraulic Drive of Wood Splitting Machine
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární rešerši v dané problematice.
2. Navrhněte hydraulický pohon štípače dřeva pro dané parametry dřeva. Vyhodnoťte jeho výhody a nevýhody.
3. Citujte použitou literaturu.

Seznam doporučené odborné literatury:

EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1991. 344 s. ISBN 3-8023-0619-8.
KOPÁČEK, J., PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 156 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech, Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2013. 156 s. ISBN 978-80-248-2983-8.
HORÁČEK, P. *Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva I*. Brno, Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně 2008. 124 s. ISBN 978-80-7375-169-2.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

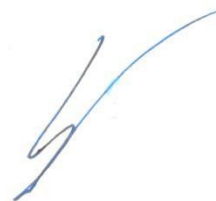
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2011

Marek Kufář

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona. *
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

16.5.2016



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Lukáš Mocek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lešná 181, Lešná 75641

Anotace

MOCEK, L. *Návrh hydraulického pohonu štípače dřeva: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 42s. Vedoucí práce: doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Cílem této bakalářské práce je návrh a výpočet hydraulického horizontálního štípacího stroje na zpracování dřevěné kulatiny podle zadaných parametrů. Návrh hydraulického štípacího stroje by měl usnadnit náročnou fyzickou práci spojenou s přípravou dřeva na následné topení. Před návrhem samotného stroje je potřeba si zvolit maximální rozměry štípané kulatiny, které jsou průměr 0,5m a délka 0,5m. Tyto rozměry jsou ideální volbou pro vytápění v kamnech nebo v krbu. Nejprve jsou zde rozebrány jednotlivé vyráběné typy štípaček, poté následuje zvolení druhu štípaných dřevin. Další část se zabývá návrhem a výpočtem jednotlivých hydraulických komponentů. Na závěr je provedena kontrola pevnosti pístní tyče.

Klíčová slova

Horizontální hydraulická štípačka, hydraulický obvod, přímočarý hydromotor, hydrogenerátor

Annotation

MOCEK, L. *Design of Hydraulic Drive of Wood Splitting Machine*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2016, 42s. Thesis head: doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

The aim of my bachelor thesis is design and calculation of hydraulic drive of wood splitting machine according to given parameters. Design of this machine should make the hard work related to preparation of wood for heating easier. First of all it is necessary to choose maximal parameters of wood, whose diameter is usually 0,5 metres and the length is 0,5 metres. These limits are ideal choice for heating in tiled stoves or in fireplace. I also describe the particular types of wood splitting machines; followed by the choice of different types of wood there. Then, I try to solve design and calculation of particular hydraulic components. Finally there is a review of strength of piston bar.

Key words

Horizontal hydraulic drive of wood splitting machine, hydraulic circuit, linear hydromotor, hydrogenerator

Poděkování

Chtěl bych poděkovat své rodině za podporu při psaní mé bakalářské práce a hlavně děkuji doc. Ing. Martinu Vašinovy, Ph.D. za odborné vedení práce, věcné připomínky, veškeré dobré rady a vstřícnost a trpělivost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

Obsah

1	Seznam použitých symbolů.....	9
2	Úvod	10
3	Charakteristika a historie štípačů	11
4	Rozdělení štípačů podle pohonu	12
4.1	Šroubové štípače	12
4.2	Hydraulické štípače dřeva	12
5	Rozdělení štípačů podle polohy štípaní.....	13
5.1	Horizontální štípače	13
5.2	Vertikální štípače.....	14
6	Štípací klíny	15
7	Vlastnosti dřeva.....	16
7.1	Základní řezy dřevem.....	18
7.1.1	Příčný řez:.....	18
7.1.2	Radiální (středový, poloměrový) řez:	18
7.1.3	Tangenciální (terčový, fládrový) řez:	18
7.2	Odolnost vůči štípaní.....	19
8	Návrh hydraulického obvodu štípacího stroje	20
8.1	Schéma hydraulického obvodu	20
8.1.1	Popis funkce hydraulického obvodu	21
8.1.2	Hydrogenerátor	21
8.1.3	Přímočarý hydromotor.....	22
8.1.4	Šoupátkový rozvaděč.....	23
8.1.5	Pojistný ventil	25
8.1.6	Filtr.....	26
8.1.7	Nádrž	26
8.1.8	Hydraulické hadice.....	26
9	Výpočet.....	28
9.1	Výpočet síly potřebné k rozštípnutí dřeva.....	28
9.2	Návrh hydromotoru	28

9.2.1	Volba průměru pístitnice	29
9.3	Návrh hydrogenerátoru	30
9.4	Výpočet skutečného průtoku a rychlosti štípače	31
9.5	Návrh hydraulické nádrže.....	32
9.6	Návrh hydraulického vedení.....	32
9.6.1	Volba rychlosti oleje pro tlakové hadice.....	32
9.6.2	Výpočet světlosti pro tlakovou hadici <i>H2</i> , <i>H3</i> , <i>H4</i>	33
9.6.3	Výpočet světlosti pro nízkotlakou hadici <i>H5</i>	33
9.6.4	Výpočet světlosti pro sací hadici <i>H1</i>	33
9.7	Výpočet tlakových ztrát	33
9.7.1	Výpočet tlakové ztráty hadice <i>H3</i>	34
9.8	Volba ostatních prvků.....	35
9.8.1	Rozváděč.....	35
9.8.2	Přímo řízený pojistný ventil	36
9.8.3	Filtr.....	36
9.9	Výpočet celkové tlakové ztráty	37
10	Kontrola pístitní tyče na vzpěr	38
11	Závěr.....	40
12	Seznam použitých informačních zdrojů	41

1 Seznam použitých symbolů

D	[m]	- vnitřní průměr pístu
d	[m]	- průměr
F	[N]	- síla
l	[m]	- délka
n	[ot]	- otáčky elektromotoru
P	[W]	- výkon elektromotoru
p	[Pa]	- tlak
Q_G	[m ³ ·s ⁻¹]	- průtok hydrogenerátoru
R_w	[Pa]	- odolnost vůči štípání
Re	[-]	- Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	- plocha
η_{mp}	[%]	- mechanicko tlaková účinnost
η_Q	[%]	- průtoková účinnost
v	[m·s ⁻¹]	- rychlost
V_g	[m ³]	- geometrický objem
V_n	[l]	- objem hydraulické nádrže
λ	[-]	- ztrátový součinitel potrubí
λ_m	[m]	- mezní štíhlost
ν	[mm ² ·s ⁻¹]	- kinematická viskozita oleje
ρ	[kg·m ⁻³]	- hustota oleje
σ_u	[Pa]	- mez úměrnosti

2 Úvod

V České republice existuje velké množství lokalit s bohatými zásobami biomasy v našem okolí. Vytápění pomocí fosilních paliv je lacinější než vytápění rodinného domu pomocí plynu nebo elektrické energie. Pořizovací ceny kulatinového dřeva oproti dřevu našťípanému a připravenému k topení vychází, až o třetinu nižší. Tyto důvody jsou u mnoha lidí jedním z hlavních důvodů pro pořízení krbových kamen a kotlů na spalování dřeva. Ale s pořízením kulatinového dřeva jsou spjaty i nepříjemnosti, jako je štípání dřeva na požadovanou velikost a jeho uskladnění. Ruční štípání je fyzicky a časově velice náročné hlavně při zpracovávání dřevin o velkých průměrech. Z tohoto důvodu se v mnoha případech vyplatí pořízení štípačů dřeva.

Na dnešním trhu je nepřeberné množství štípačů dřeva pro nejrůznější druhy štípaných dřevin, jak pro profesionální použití, tak i pro domácí štípání. Tato práce se bude pojednávat vlastním návrhem hydrauliky pro štípače dřeva.

Cílem této práce je navrhnout hydrauliku štípacího stroje, včetně jednotlivých komponentů. Tak, aby byl schopen zpracovávat kulatinu o průměru 0,5 m a délce 0,5 m, která je ideální pro vytápění v krbových kamnech. V návrhu byl zvolen koncept otevřeného hydraulického obvodu. Protože štípání bude prováděno u rodinného domu a ne v lese jako pohon byl zvolen střídavý elektromotor. Součástí návrhu je i kontrola pístitnice na vzpěr.



Obr. 1 - Domácí horizontální štípačka

3 Charakteristika a historie štípačů

Dřevo lidstvo využívá již od nepaměti. Nejdříve bylo dřevo využíváno jako stavební materiál a zdroj tepla, postupem času se stalo pro jeho snadnou dostupnost hlavním zdrojem tepla. V dřívější době se dříví muselo štípat ručně pomocí seker, klínů a kladiv za pomoci lidské síly, s průmyslovou revolucí se však začaly vyskytovat různé stroje na štípání dřeva.



Obr. 2 - Ruční štípání dřeva [16]

Historicky první štípačku na dříví zkonstruoval Němec Peter Jensen v roce 1884 v Maasbüllu dnešním Německu. Skutečně obrovského rozšíření se, ale štípací stroje dočkaly až v průběhu 20. století. V dnešní době se spousta lidí na vesnicích a v malých městech vrací k topení biomasou kvůli snadné dostupnosti a nízké ceně. A to i přesto, že topení dřevem je fyzicky náročnější na štípání a případné uskladnění než topení plynem nebo elektřinou.

Štípače lze rozdělit do následujících kategorií:

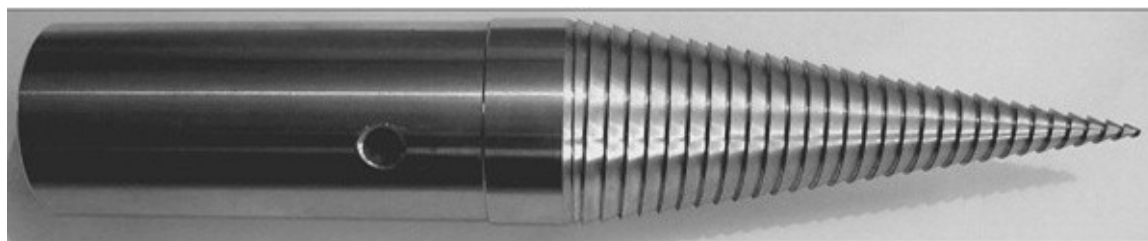
- a) Podle druhu pohonu
 - Mechanické (šroubovitý štípač)
 - Hydraulické štípače s různým způsobem tlakování olejového systému
- b) Podle polohy štípání
 - Horizontální štípače
 - Vertikální štípače

4 Rozdělení štípačů podle pohonu

4.1 Šroubové štípače

Šroubové štípače se skládají z převodové skříně a kuželového trnu se šroubovicí. Podle druhu pohonu se štípače dále dělí na štípače poháněné elektromotorem nebo pomocí hydromotoru, popřípadě pohon může zajišťovat hydraulika zemědělských strojů.

Hlavní pracovní pohyb je rotační. Šroubový štípač pohání elektromotor nebo kloubový hřídel, ze kterého se přenáší potřebný výkon na kuželový trn. Pokud je nutné regulovat nebo zvyšovat otáčky, bývá toto zařízení doplněno převodovou skříní. Ke štípání dřeva dochází v případě lehkého přitlačení dřeva na rotující kuželový trn, který se do dřeva pomocí šroubovice zašroubovává až do doby, než dojde k jeho rozštípnutí. Lze říci, že se dřevo neštípá, ale trhá. Oproti hydraulickým štípačům jsou rychlejší, obzvláště při štípání polen větších délek, kdy se pro jejich rozštípnutí musí zajet hlouběji do polena anebo je nastavovat pomocí polohovatelného stolu. Šroubové štípače jsou vhodné pro štípání špalků do délky přibližně 1m. Štípání probíhá za snížené bezpečnosti práce, a proto by mohlo dojít k namotání obsluhy na rotující trn nebo zranění při odlétnutí rozštípnutého špalku. Tento typ štípání není moc rozšířen.



Obr. 3-Šroubový štípací klín [8]

4.2 Hydraulické štípače dřeva

Hydraulické štípače dřeva mohou být využívány především v lesnictví, zemědělství nebo v domácnosti. Hydraulický štípač pracuje pomocí tlaku vyvíjeného hydraulickým válcem. Zdrojem tlaku je hydrogenerátor poháněný elektromotorem nebo spalovacím motorem.

Jejich hlavní výhodou je rychlost a jednoduchost ovladatelnosti. Hydraulické štípačky jsou nejrozšířenější stroje na výrobu palivového dříví. [7,11]

5 Rozdělení štípačů podle polohy štípaní

5.1 Horizontální štípače

Jedná se o štípače dřeva s hydraulickým pohonem, které štípou dřevo v horizontální poloze. Řadí se mezi méně výkonné štípače, také proto nacházejí mnohem menší využití, než ostatní druhy štípačů.

Dokážou vyvinout tlak do odpovídajícího zatížení 5 tun a jsou vhodné na našťipání kusů dřeva maximálně do délky 0,5 m a průměrem okolo 0,2 m. Zpravidla je jejich příkon do 1500 W a pohon hydrogenerátoru je zajištěn elektromotorem. Podle velikosti štípače je elektromotor jednofázový, u větších štípačů třífázový.

Jejich nevýhodou je, že se kulatina musí na pracovní stůl zvedat. U menších průměrů ručně, u větších průměrů může být štípač opatřen zdvihacím zařízením, které ale prodlužuje pracovní dobu a pořizovací cena se zvyšuje. [7,11]



Obr. 4-Horizontální štípač [9]

Typ motoru	230V, 50Hz
Příkon (W)	1 500
Otáčky (ot/min)	2 850
Šťipací tlak (t)	4
Rychlost štípaní (m/s)	0,04
Délka polena (cm)	25-37
Průměr polena (cm)	max. 25
Objem olejové náplně (l)	5
Hmotnost (kg)	101

Tab. 1 - Technické parametry Scheppach HL 450 obr. 4

5.2 Vertikální štípače

Vertikální štípač na dříví umožňuje štípat velké množství dřeva. Ve většině případů tyto stroje jsou výkonnější a robustnější o váze nad 100 kg. Jejich štípací tlak se pohybuje od 7 do 16 tun. Jsou poháněné nejčastěji třífázovým elektromotorem, další možnost pohonu může být zajištěno pomocí dieselového nebo benzinového spalovacího motoru. Zároveň lze s jejich pomocí zpracovat i polena o délce až 140 cm a průměru až 35 centimetrů.

Jsou vybaveny kleštinami, do kterých se zafixuje poleno pomocí rukojeti, čímž se zabrání případnému odlétnutí rozštípnutých částí do stran.

Teprve tlakem na obě rukojeti směrem dolů se uvede v činnost štípací klín. U většiny typů je samozřejmostí, že při uvolnění alespoň jedné rukojeti okamžitě vyjíždí štípací klín zpět do výchozí polohy. [7,11]



Obr. 5 - vertikální štípač[10]

Typ motoru	400V, 50Hz
Příkon (W)	2100
Otáčky (ot/min)	2800
Štípací tlak (t)	7
Rychlost štípaní (m/s)	0,04
Délka polena	56 až 107
Průměr polena (cm)	max. 30
Objem olejové náplně (l)	5
Hmotnost (kg)	101

Tab. 2 - Technické parametry Scheppach HL 720 obr. 5

6 Štípací klíny

Samotné dělení dřeva zajišťuje štípací klín. Klín může být jednoduchý nebo v podobě kříže (čtyřramenný) nebo dvojitého kříže (šestiramenný). Klín fyzicky rozděluje dřevo na 2, 4 nebo 6 částí podle použitého klínu. Při štípaní dřeva na více dílů je zapotřebí mnohem větší síla než při použití jednoduchého klínu.



Obr. 6-Křížový štípací klín (čtyřramenný) [10]



Obr. 7-Dvojitý kříž (šestiramenný) štípací klín [10]



Obr. 8-Jednoduchý štípací klín[12]



Obr. 9-Rozšiřovací štípací klín[13]

7 Vlastnosti dřeva

Dřevo je jedním z nejstarších a nejpoužívanějších přírodních materiálů s všestranným použitím. Dřevo je pružný, pevný a přitom lehký materiál, s dobrými izolačními vlastnostmi. Každý druh dřeva se vyznačuje svými specifickými vlastnostmi, jako jsou rezonanční frekvence, hustota, vedení tepla.

Z mechanických vlastností to jsou tyto:

- Pružnost dřeva – To je schopnost dřeva vrátit se do původního tvaru nebo rozměrů po uvolnění vnějších sil. Modul pružnosti vyjadřuje vnitřní odpor materiálu proti pružné deformaci.

Druh dřeva	Hustota	Modul pružnosti dřeva v ohybu [MPa]
	[kg/cm ³]	
Modřín	600	13 500
Borovice	530	11 750
Smrk	440	9 100
Akát	760	11 000
Buk	720	13 100
Dub	700	11 600

Tab. 3 - Hustota a modul pružnosti v ohybu vybraných dřev [1]

- Hustota dřeva – tj. objemová hmotnost dřeviny o velké hustotě se označují jako těžké, s nízkou hustotou jako lehké. Pevnost se s rostoucí hustotou obecně zvyšuje. Konkrétní hodnota nezáleží pouze na druhu dřeva, ale i na aktuální vlhkosti, podmínkách při růstu stromu a podle místa oběhu vzorku (viz tab. 3).
- Modul pružnosti v tahu a tlaku – tj. vnitřní odpor materiálu proti pružné deformaci. Čím je modul pružnosti větší, tím větší napětí je potřeba vynaložit pro vyvolání deformace.
- Střihová pevnost – Je smyková pevnost napříč vlákem, tato pevnost je přibližně 4x vyšší než smyková pevnost ve směru vláken. Tento způsob namáhání lze nalézt například u kolíkových spojů.

- Pevnost dřeva – Charakterizuje odpor neboli odolnost dřeva proti trvalému porušení. Pevnost se vyjadřuje napětím, při kterém se poruší soudržnost tělesa. Údaje o pevnosti dřeva se zjišťují prostřednictvím zkoušek.

Druh Dřeva	σ_p II [MPa]	
	$w = 12\%$	$w \geq 30\%$
Modřín	64,5	25,5
Borovice	48,5	21
Smrk	44,4	19,5
Akát	75,5	41,5
Buk	55,5	26
Dub	57,5	30,4

Tab. 4 - Hodnoty meze pevnosti v tlaku ve směru vláken pro některé vybrané dřeviny[1]

- Vlhkost dřeva – Je spojena s vlastností dřevin sát a zadržet vodu. Pevnost dřeva má v závislosti na vlhkosti nelineární průběh. Při změně vlhkosti o 1% vody vázané, se pevnost dřeva změní průměrně o 3 až 4%.

Teplota (°C)	Vlhkost dřeva $w = \%$					
	0	10	15	30	45	60
25	82	60	57	31	31	31
45	85	50	39	25	24	24
60	79	43	32	19	20	19
80	73	33	24	13	13	12
100	66	24	15	7	6	6

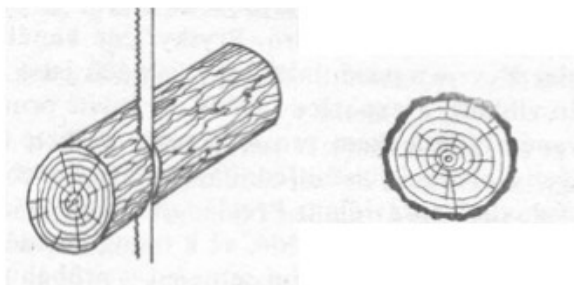
Tab. 5 - Mez pevnosti dřeva dubu v tlaku ve směru vláken v závislosti na teplotě a vlhkosti vyjádřena v %[1]

[1]

7.1 Základní řezy dřevem

7.1.1 Příčný řez:

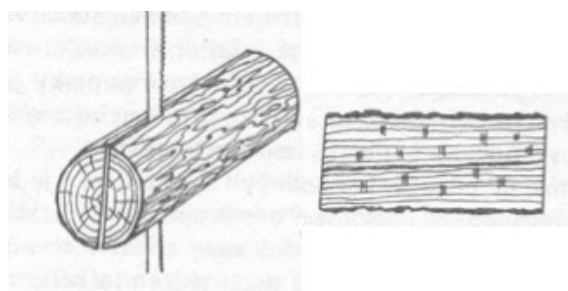
- řez vedený v rovině kolmé k ose kmene
- většina anatomických elementů řezána příčně
- rozpoznatelný podle koncentricky probíhajících letokruhů [1]



Obr. 10 - Příčný řez [19]

7.1.2 Radiální (středový, poloměrový) řez:

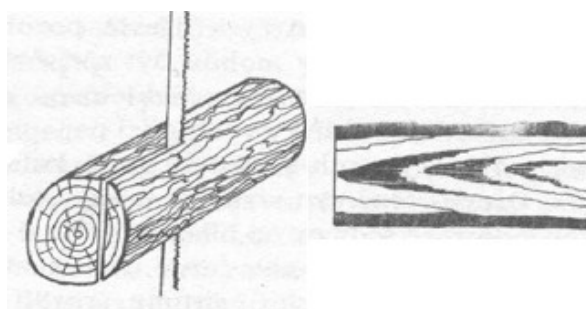
- řez vedený v rovině rovnoběžně s osou kmene a procházející středem kmene
- letokruhy mají tvar svislých pásů [1]



Obr. 11- Radiální řez [19]

7.1.3 Tangenciální (terčový, fládrový) řez:

- řez vedený v rovině rovnoběžně s osou kmene a neprocházejí středem kmene
- letokruhy vytvářejí parabolické útvary, tzv. fládr [1]



Obr. 12 - Tangenciální řez [19]

7.2 Odolnost vůči štípání

Odolnost vůči štípání patří k odvozeným a technologickým vlastnostem. Tato vlastnost je nejvíce ovlivňující faktor při návrhu štípače. Dělení dřeva probíhá za současného působení tlaku a ohybu v důsledku vnikání klínu do dřeva. Je to hodnota udávající velikost síly potřebné k rozdělení špalku na dvě části. Odolnost dřeva proti štípání se udává pouze ve směru vláken, a to v radiální a tangenciální rovině. U listnatých stromů s výrazně vyvinutými dřeňovými paprsky (dub, buk) je odolnost proti štípání větší v tangenciální rovině než v rovině radiální. U jehličnanů je tento rozdíl menší. Obecně je odolnost proti štípání u dřeva listnatých stromů vyšší než u dřeva jehličnanů. Některé hodnoty odolnosti dřeva proti štípání jsou uvedeny v následující tabulce. [1]

Druh dřeva	Odolnost proti štípání (MPa)			
	Radiální rovina při vlhkosti		Tangenciální rovina při vlhkosti	
	12%	>30 %	12%	>30 %
Modřín	0,26	0,16	0,26	0,16
Borovice	0,22	0,14	0,22	0,14
Smrk	0,18	0,11	0,18	0,11
Akát	0,40	0,25	0,53	0,32
Jasan	0,43	0,27	0,45	0,27
Dub	0,32	0,20	0,44	0,27
Buk	0,33	0,20	0,50	0,30
Habr	0,41	0,25	0,55	0,34
Topol	0,19	0,12	0,25	0,16

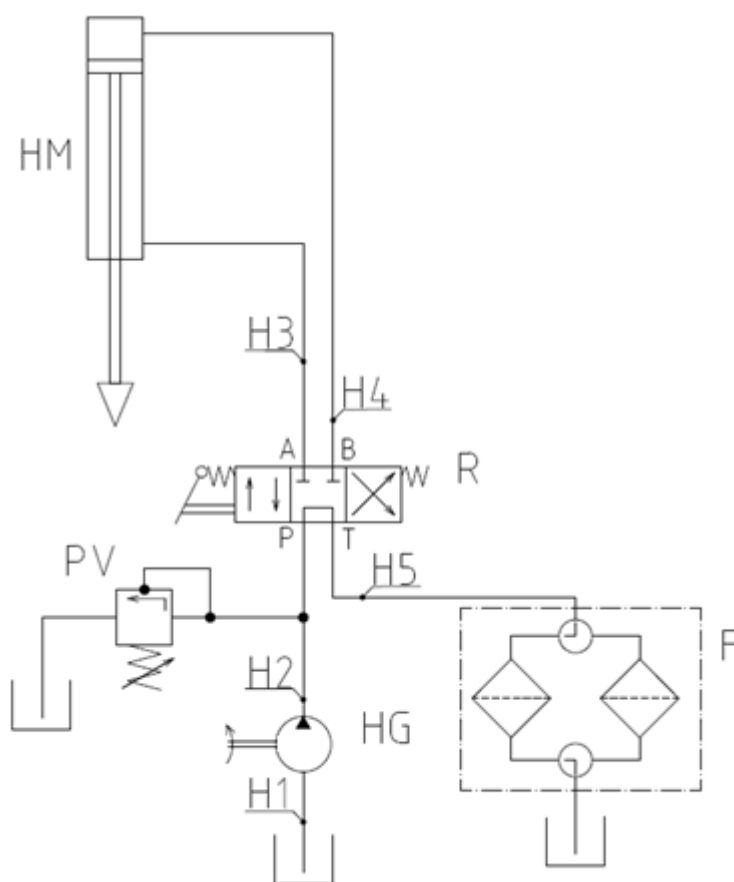
Tab. 6 - Hodnoty statické tvrdosti vybraných druhů dřev [1]

8 Návrh hydraulického obvodu štípacího stroje

Volba hydraulického obvodu je závislá na mnoha aspektech, jako je požadovaný konečný výkon štípače. Konečný výkon štípače ovlivňuje druh štípaného dřeva, které je štípáno a zároveň také jeho vlhkost. V dnešní době lze zakoupit kompletně zhotovený hydraulický agregát (hydromotor, čerpadlo, nádrž, elektromotor...) určitých parametrů, které stačí pouze nainstalovat na zhotovený rám. V mém návrhu se budu zabývat návrhem jednotlivých komponentů zvlášť.

8.1 Schéma hydraulického obvodu

Schéma navrhovaného obvodu je uvedeno na obr. 13, skládá se z hydrogenerátoru, olejového filtru, pojistného ventilu, nádrže, rozváděče a přímočarého hydromotoru (obr. 14 až 20).



Obr. 13 - Schéma hydraulického obvodu

HG	- Hydrogenerátor
PV	- Pojistný ventil
R	- Šoupátkový rozváděč
HM	- Hydromotor s jednoduchým štípacím klínem
F	- Zdvojený olejový filtr
H1	- Sací hadice
H2	- Tlaková hadice
H3	- Tlaková hadice
H4	- Tlaková hadice
H5	- Nízkotlaká odpadová hadice

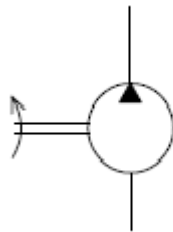
Tab. 7 – Legenda obr. 13

8.1.1 Popis funkce hydraulického obvodu

Hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem dodává do obvodu hydraulickou kapalinu, která protéká přes šoupátkový rozváděč. Pokud se rozváděč nachází ve střední poloze, tak kapalina volně protéká přes filtr do nádrže. Když se rozváděč přesune do pravé krajní polohy, začne pracovní kapalina proudit do přímočarého hydromotoru, píst se tak začne vysouvat a bude konat práci. Zároveň kapalina poteče hadicí *H3* k filtraci a zpět do nádrže. Při přestavení rozváděče do levé krajní polohy se celý proces obrátí. Pístnice se bude zasouvat a kapalina, která vysouvala pístní tyč, poteče hadicí *H4* do filtru a do nádrže. V obvodu se nacházejí dva paralelně zapojené filtry, přičemž vždy filtruje kapalinu jenom jeden. Pokud se jeden filtr zanesou nečistotami nebo je potřeba ho vyměnit, tak ho lze kulovým ventilem přepnout na druhý filtr. Přepínání může být prováděno buď ručně obsluhou, nebo se tak může dít automaticky při zvýšení tlaku v pracujícím filtru, což může být způsobeno velkým množstvím nahromaděných nečistot.

8.1.2 Hydrogenerátor

Hydrogenerátor je hydraulický prvek, ve kterém se převádí energie z tuhých částí na sloupec kapaliny. Hydrogenerátory jsou jedny z nejdůležitějších prvků každého hydrostatického systému, protože bezprostředně transformují mechanickou energii v energii tlakové kapaliny. Patří zpravidla k nejdražším a provozně nejnáročnějším prvkům a dále určují životnost, výkon a spolehlivost hydraulického systému.



Obr. 14 - Schematická značka hydrogenerátoru

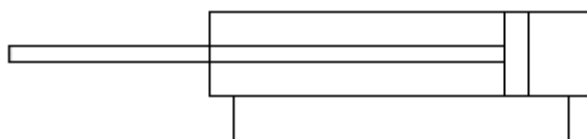
Podle konstrukce se rozdělují do čtyř základních skupin, a sice zubové, lamelové, šroubové a pístové hydrogenerátory. Hydrogenerátory se rozdělují na hydrogenerátory s proměnlivým geometrickým objemem (regulační), nebo s konstantním geometrickým objemem (neregulační). Hlavními parametry všech hydrogenerátorů jsou tlak, geometrický objem a otáčky.

Pro návrh hydraulického obvodu bylo zvoleno jako nejvhodnější zubové čerpadlo s vnějším ozubením. Toto čerpadlo je jedno z nejrozšířenějších a to zejména pro svou jednoduchost se součástkami, které jsou málo namáhány. Nároky tohoto hydrogenerátoru na filtraci jsou nízké, stejně jako údržba a tepelná stálost pracovní kapaliny. Tento typ čerpadla si vede dobře při snášení hydraulického rázů, který se často vyskytuje při štípání dřevin. Vyznačuje se také dobrými sacími schopnostmi. Dále je vhodné pro vysoké tlaky a plynulý průtok. [2, 3, 4]

8.1.3 Přímočarý hydromotor

Přímočarý hydromotor je motor s přímočarým pohybem, označovaný také jako pracovní válec, nebo hydraulický písty jsou důležitou částí hydraulických a pneumatických mechanismu a zařízení. Převádějí tlakovou energii na mechanickou práci.

U přímočarého hydromotoru se používá minerální olej, směs vody s vhodnými kapalinami, nehořlavé kapaliny nebo syntetické kapaliny pro speciální účely. Jejich maximální provozní tlak se pohybuje v rozsahu 20 až 35 MPa.



Obr. 15 - Schematická značka přímočarého hydromotoru

Tekutínové přímočaré hydromotory lze dále rozdělit na jednočinné a dvojčinné. U jednočinného motoru způsobuje zdvih tlaková kapalina a vratný pohyb je zajišťován působením pružiny nebo vnějším zatížením.

Motory s přímočarým pohybem můžeme také dělit podle jejich základní konstrukce. Motory s jednostrannou pístnicí mohou být jednočinné nebo dvojčinné. Motory mají většinou poměr ploch pístu a pístnice 1:2 až 1:3, pokud tento poměr není dán zvláštními provozními a funkčními požadavky.

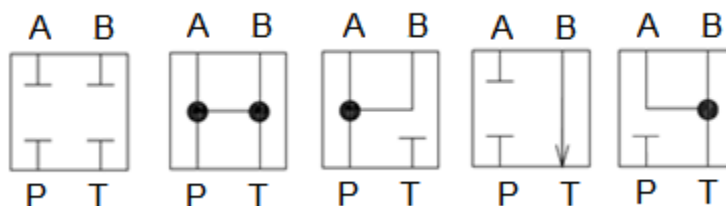
Další provedení hydromotoru jsou motory s oboustrannou pístnicí, několikastupňové hydromotory a teleskopické jednočinné a dvojčinné.

Jako nejvhodnější hydromotor pro návrh štípače byl zvolen dvojčinný hydromotor s jednostrannou pístnicí, který se využívá u všech profesionálních a sériově vyráběných štípačů. [2, 4]

8.1.4 Šoupátkový rozvaděč

Šoupátkové rozvaděče jsou nejrozšířenějším prvkem pro hrazení průtoku v hydraulických obvodech, neboť umožňují řízení pohybu hydraulických motorů jedním konstrukčním prvkem – šoupátkem. Rozvaděče mohou být od dvupolohových po více polohové a podle funkčního kanálu dvoucestné a vícecestné.

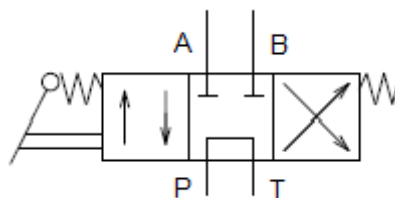
Jednotlivé šoupátkové rozvaděče se vzájemně liší propojením kanálů ve středové poloze, kterou lze dosáhnout výměnou šoupátka za jiné jiného tvaru. Rozměry tvaru vnitřní části šoupátka se prakticky nemění, což umožňuje sériovou výrobu. Některá základní provedení cest v základní poloze jsou schematicky znázorněna (obr. 16).



Obr. 16 – Schematické značky středních poloh rozváděčů

V tekutinových schématech se průtokové cesty značí písmeny, v praxi se nejčastěji používá toto značení:

- P- přípoj ke zdroji energie
- T- přípoj k nízkotlaké větvi potrubí nebo z odpadu
- A, B - přípoje k motoru (výstupy z rozvaděče)



Obr. 17 - Šoupátkový rozváděč (schematická značka)

Válcové šoupátka jsou vyrobena z cementační oceli nebo tvárné litiny o vysoké povrchové tvrdosti. Šoupátka se dělí na dvounákovou a vícenákovou, podle typu rozvaděče.

Těleso rozvaděče je většinou odlitek z šedé litiny nebo tvárné litiny s předlitými kanály i zápichy. Šedá nebo tvárná litina musí mít vysokou pevnost nepropustnost tekutiny vně i uvnitř rozvaděče, mezi kanály při tlacích až 50 MPa.

Těsnost mezi kanály dosahuje minimální vůle mezi pouzdrem a šoupátkem, která je při průměru 20 mm a tlaku 15 až 20 MPa asi kolem 0,004 až 0,007 mm. Tato vůle musí být dodržena i za měnící se teploty rozvaděče.

Velký význam pro funkci rozvaděče má konstrukční uspořádání nákržku šoupátka vůči pouzdru s kanály. Tato překrytí mohou být:

- Pozitivní překrytí – je větší těsnost ve střední poloze, ale při přesouvání šoupátka nastává okamžik krátkodobé tlakové špičky. Tento jev se omezuje úpravami řídicích hran, jejím zkosením nebo drážkováním trojúhelníkového tvaru. Tento typ překrytí je u šoupátek nejpoužívanější.

- Negativní překrytí – kanály před otevřením nebo uzavřením rozvaděče jsou navzájem propojeny (Přívodní kanál P s odpadem T). Z tohoto důvodu dochází k bez rázovému přesouvání šoupátka.
- Nulové překrytí – toto provedení je výrobně obtížné a neekonomické. Ale při posouvání šoupátka nevznikají rázy a průtok se mění symetricky.

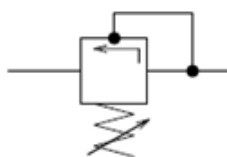
Při přesouvání ze střední polohy je nutno překonat statické a dynamické odpory, které svým působením určuje způsob ovládání. Velikost rozvaděče určuje velikost přestavných sil.

Šoupátka lze přesouvat elektromagnetem, mechanicky nebo tlakem. Mechanické ovládání se používá tehdy, je-li bezprostředně k dispozici lidská síla nebo zdroj mechanické síly nebo u jednoduchých hydraulických zařízení. Elektrické ovládání je vhodné pro automatizované pracoviště nebo při použití pracovních cyklů a při regulačních procesech. Vzhledem k velikosti elektromagnetických sil a rozměrům elektromagnetů se elektricky ovládané rozvaděče používají v obvodech pro průtoky menší než $160 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

V navrhovaném obvodu je použit manuální pákový rozvaděč a to čtyřcestný třípolohový s otevřeným středem, s centrováním středové polohy pomocí pružin. Centrování středové polohy pomocí pružin je důležité z důvodu bezpečnosti, kdyby obsluha štípače pustila páku rozvaděče, tak se štípaní zastaví. [2,4]

8.1.5 Pojistný ventil

Je součástí hydraulických i pneumatických obvodů. Jeho základní funkcí je snížení vstupního tlaku před ventilem na požadovanou přednastavenou hodnotu. Pojistný ventil v hydraulickém obvodu se vždy připojuje k prvkům paralelně. Nejčastěji se využívá jako bezpečnostní prvek zabraňující nebezpečného zvýšení tlaku v obvodu. V hydraulickém obvodu je zapojen za hydrogenerátor. Konstruují se opět jako jednostupňové a dvoustupňové v provedení dvoucestném a třícestném. [4]

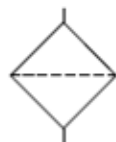


Obr. 18 - Schematická značka pojistného ventilu

8.1.6 Filtr

Za hlavní funkci filtru můžeme označit zachytávání nečistot při cirkulaci oleje v obvodu. Pokud by filtr do obvodu nebyl zapojen nečistoty se budou hromadit a působily by jako brusný materiál.

Filtrační vložka by měla být měněna nejméně při každém výměně oleje v hydraulickém obvodu. Olejový filtr do určité míry dokáže absorbovat teplo, které vzniká při tření částic a při provozu.



Obr. 19 - Schematická značka filtru

8.1.7 Nádrž

V hydraulickém otevřeném obvodu se nachází nádrž, je to nejjednodušší prvek, ale pro správnou a spolehlivou činnost zařízení jsou nepostradatelné. Musí vyhovovat řadě požadavků, zejména pojmout veškerý objem provozní kapaliny a umožňovat manipulaci s kapalinou, jako je vypouštění a kontrolu stavu hladiny a usazenin v nádrži. Měla by být opatřena víkem, aby nedocházelo ke kontaminaci oleje nečistoty z okolí. Nádrž přispívá k chlazení pracovní kapaliny. [4]



Obr. 20 - Schematická značka nádrže

8.1.8 Hydraulické hadice

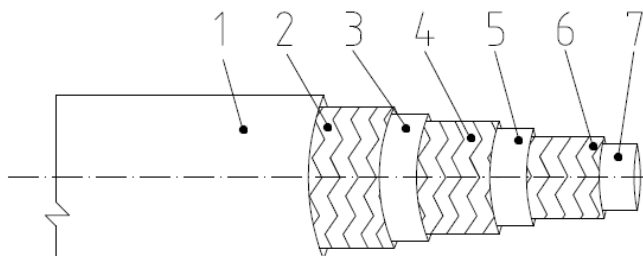
Hadice se používají k rozvodu kapaliny z nádrže do ostatních prvků v obvodu a zpět do nádrže. Hadice na rozdíl od potrubí jsou flexibilní, čehož se využívá u pohyblivých zařízení, jako je například rameno bagru. Oproti potrubí připevněného k rámu stroje je hadice dobře odolná případným otřesům.

Vyrábějí se z olejovzdorné syntetické pryže a jiných pružných materiálů, opředeného a chráněného vnějším obalem. Složení vnitřní trubky se musí volit podle dopravované tekutiny a podle provozní teploty. Tlak, který se v nich vyskytuje, rozhoduje o síle a množství opletu.

Nízkotlaké hadice pro tlaky 1 až 4 MPa, jsou opletené jednou nebo dvěma vrstvami bavlny. Středotlaké hadice jsou zesíleny obvykle jednou vrstvou drátěného pletiva a hadice pracující s vysokým tlakem, mají dva a více opletu (obr. 21 kóta 2, 4, 6). Jako zesilující materiál se používá též silon, nebo jemu podobné materiály.

Hadice mají vnější obal ze syntetické pryže odolné proti odírání (obr. 21 kóta 1). Konstrukce hadice pro vyšší tlaky je znázorněna na (obr. 21). Při volbě hadice podobně jako u potrubí, se musí brát ohled na neočekávané zatížení.

Volba vhodného typu hadic se nesmí omezit jenom na maximální tlak v obvodu, ale také například na sací potrubí. Je třeba volit hadice, které při podtlaku neprasknou. Při volbě hadic se musí brát zřetel na provozní kapalinu, okolní pracovní prostředí a pracovní teplotu. Normální hadice pro minerální oleje nejsou vhodné pro nehořlavé kapaliny.



Obr. 21 - Konstrukce vysokotlaké hadice [4]

Provozní teplota hadice se pohybuje mezi -30 až $+80^{\circ}\text{C}$. Snese i krátkodobou teplotu 100°C . Vždy je potřeba dodržovat předpisy použití hadic udávané výrobcem. Hadice se vyrábějí pro nepřetržitý provoz v určeném maximálním tlaku. Zkušební tlak je o 50 % vyšší než tlak, při kterém se hadice roztrhne a může být trojnásobkem až sedminásobkem provozního tlaku. [2,4]

9 Výpočet

9.1 Výpočet síly potřebné k rozštípnutí dřeva

V našich podmínkách se nejčastěji štípe na topení buk, dub, smrk a bříza, z těchto dřevin byl zvolen pro návrh štípače materiál s nejhoršími vlastnostmi pro štípání. Tímto materiálem je buk pro jeho velkou odolnost vůči štípání (0,33 MPa v radiální rovině) při vlhkosti 12%, štípání za sucha (viz tab. 6). Pro rozměr kulatiny byl zvolen průměr 0,5 m a výšku špalku rovněž 0,5 m.

Výpočet odolnosti vůči R_w se vypočte jako podíl síly potřebné k rozštípnutí dřeva F_{max} a plochy špalku S_s . [1]

$$R_w = \frac{F_{max}}{S_s} \quad (8.1)$$

$$S_s = d_s \cdot l_s \quad (8.2)$$

Ze vzorce (8.1) byla vyjádřena a spočtena síla maximální síla F_{max} potřebná k rozštípnutí kulatiny.

$$F_{max} = R_w \cdot d_s \cdot l_s = 0,33 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 82,5 \text{ kN} \quad (8.3)$$

Prodávané štípače dokážou vyvinout štípací sílu od 8 do 16 tun. Z důvodu výskytu suku ve dřevě a v případě štípání dřeva o nižší vlhkosti volím štípací sílu vyšší a to 85 kN.

9.2 Návrh hydromotoru

Při návrhu hydromotoru byl zvolen provozní tlak 16 MPa, což je nejčastější tlak u mobilní hydrauliky. Pro zjednodušení byl zvolen při vysouvání pístu tlak v odpadu p_2 jako nulový. Síla F byla vypočtena v předchozím kroku. Tlak p_1 byl zvolen s ohledem na tlakové ztráty v obvodu nižší, než je pracovní tlak. Proto byl zvolen tlak $p_1 = 11 \text{ MPa}$ a účinnost mechanicko-tlaková byla zvolená $\eta_{mp} = 95\%$.

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F \cdot \frac{1}{\eta_{mp}} \quad (8.4)$$

Z rovnice silové rovnováhy (8.4) se po zjednodušení $p_2 = 0$ se vyjádří plocha S_1 (8.5) a následně se vypočte průměr pístu (8.6).

$$S_1 = \frac{F}{p_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{85000}{11\,000\,000 \cdot 0,95} = 8,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (8.5)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0081}{\pi}} = 0,101 \text{ m} \quad (8.6)$$

Z výpočtu (8.6) vychází průměr pístu 0,101 m. Byl zvolen normalizovaný průměr pístu $D = 0,1$ m.

$$p_1 = \frac{F}{S_{1\text{ kat}} \cdot \eta_{mp}} = \frac{85000 \cdot 4}{\pi \cdot 0,1^2 \cdot 0,95} = 11,392 \text{ MPa} \quad (8.7)$$

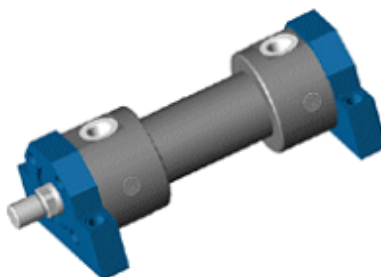
9.2.1 Volba průměru pístnice

Hydraulický válec byl použit od firmy Boschrexroth. Z katalogu firmy byl zvolen diferenciální válec z označením CDM1, jehož provozní tlak je 16 MPa. Vyráběné průměry pístu jsou v rozmezí 25 až 200 mm, průměr pístnice 14 až 140 mm a maximální zdvih 3000 mm.



Obr. 22 - Hydraulicky válec firmy Boschrexroth [14]

Vhodný typ uchycení pístnice by byl blíže zvolený podle použité konstrukce rámu stroje, mnou preferované upevnění je z nabízených ve firemním katalogu dvoubodové „Foot mouting“ upevnění.



Obr. 23 - vybrané uchycení hydraulického válce [14]

Z vyráběných průměrů pístnic ($d = 56$ mm a $d = 70$ mm) byl zvolen větší průměr $d=0,07$ m, protože s větším průměrem pístnice bude rychlost zasouvání pístnice vyšší a to umožní zvýšit efektivitu práce a omezí vznik vzpěru při štípání.

Zdvih pístitnice byl zvolen 0,7 m, pro výšku špalku 0,5 m. Byla dána rezerva 20 cm z důvodu možnosti špatného zakrácení dřeva před štípáním.

Katalogové označení zvoleného hydromotoru:
CDM1MD2/100/70/700A2X/B11CGUMWW.

9.3 Návrh hydrogenerátoru

Z plochy S_1 hydromotoru a zvolené rychlosti vysouvání pístitnice při štípání $v_s = 0,055 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ byl vypočítán potřebný průtok hydrogenerátorem Q_G (8.8). Potřebný výkon elektromotoru byl zjištěn pomocí součinu průtokem hydrogenerátoru Q_G a nastaveného tlaku na pojistném ventilu p_{pv} (8.9).

$$Q_G = S_{1 \text{ kat}} \cdot v_s = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,055 = 4,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 25,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.8)$$

$$P = Q_G \cdot p_{pv} = 4,31 \cdot 10^{-4} \cdot 16 \cdot 10^6 = 6\,896 \text{ W} \quad (8.9)$$

Byl zvolen třífázový elektromotor od firmy VYBO Electric 7,5 kW 2AL132M-4, 1480 ot. min^{-1} .



Obr. 24 - zvolený elektromotor [15]

Výpočet geometrického objemu z parametru zvoleného elektromotoru firmy VYBO Electric 7,5 kW $n = 1480 \text{ ot. min}^{-1}$.

$$V_g = \frac{Q_G}{n/60} = \frac{4,31 \cdot 10^{-4}}{1480/60} = 1,747 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 17,47 \text{ cm}^3 \quad (8.10)$$

Byl zvolen zubový hydrogenerátor firmy H. P. servis-hydraulika s. r. o. HP 20 jeho parametry jsou zobrazeny v (tab. 8).



Obr. 25 - HP 20 firmy H. P. servis-hydraulika s. r. o. [16]

Označení zubového hydrogenerátoru	Jmenovitý geometrický objem [cm ³]	Otáčky 1/min			Jmenovitý tlak [Mpa]	Při jmenovitých otáčkách a jmenovitém tlaku	
		min.	max.	Jmenovité		příkon [kW]	průtok [dm ³ ·min ⁻¹]
HP20	20	600	2500	1500	16	9	28,5

Tab. 8 - Technické údaje hydrogenerátoru [16]

9.4 Výpočet skutečného průtoku a rychlosti štipáče

$$Q_{Gskut} = V_{gkat} \cdot n \cdot \eta_Q = 20 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{1480}{60}\right) \cdot 0,95 = 4,686 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.11)$$

Z podílu skutečného průtoku hydrogenerátorů a plochy zvoleného hydromotoru byla vypočtena rychlost vysouvání pístní tyče (8.12).

$$v_{skut\ \dot{s}} = \frac{Q_{Gskut}}{S_{1kat}} = \frac{4,686 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,1^2} = 0,0596 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.12)$$

Dále se spočítala rychlost pístní tyče při zasouvání (8.13).

$$v_{skut\ z} = \frac{Q_{Gskut}}{S_{mez.kr}} = \frac{Q_{Gskut}}{\pi \cdot (R^2 - r^2)} = \frac{4,686 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot (0,05^2 - 0,035^2)} = 0,117 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.13)$$

Skutečná rychlost štipání byla zjištěna výpočtem, vyšla $0,0596 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tato rychlost je nepatrně vyšší, než ta která byla zvolena na začátku ($0,055 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Vliv nárůstu rychlosti způsobuje volba normalizovaného zubového hydrogenerátoru s větším geometrickým objemem, než bylo určeno výpočtem. Tato změna rychlosti nebude mít vliv na funkci zařízení, umožňuje obsluze pracovat rychleji.

9.5 Návrh hydraulické nádrže

Objem hydraulické nádrže by se měl pohybovat mezi 2 až 4 násobkem minutového objemového průtoku zvoleného hydrogenerátoru. Z důvodu omezení případného zahřívání pracovní kapaliny během provozu volím trojnásobek minutového objemového průtoku hydrogenerátoru. Potřebný objem olejové nádrže V_n je vypočten jako tří násobek skutečný průtok zvoleného hydrogenerátoru Q_{Gskut} dosazený v $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ($\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$).

$$Q_{Gskut} = 4,686 \cdot 10^{-4} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 28,116 \text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$V_n = 3 \cdot Q_{Gskut} = 3 \cdot 28,116 = 84,348 \text{dm}^3 \quad (8.14)$$

Celková velikost objemu navržené hydraulické nádrže byla zvolena 85 l.

9.6 Návrh hydraulického vedení

9.6.1 Volba rychlosti oleje pro tlakové hadice

Rychlost kapaliny v tlakové hadici se pohybuje od 4 do 10 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, pro nízkotlaké potrubí jsou voleny rychlosti 1,5 až 4 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ a rychlost v sacím potrubí 0,5 až 1 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. Byly zvoleny následující rychlosti proudění v hadicích (viz obr. 13):

- tlakové potrubí 5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ (hadice H_2, H_3, H_4)
- nízkotlaké odpadní potrubí rychlost 2 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ (hadice H_5)
- sací potrubí volím nižší hodnotu pro eliminaci vzniku kavitace 0,5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ (hadice H_1)

Délky hadic byly zvoleny 1,5 m, kromě hadice H_2 od čerpadla k šoupátkovému rozváděči, kde je zvolena délka 1 m a dále sací hadice H_1 od nádrže k čerpadlu volím délku 0,5 m.

9.6.2 Výpočet světlosti pro tlakovou hadici H2, H3, H4

$$S_{H2} = S_{H3} = S_{H4} = \frac{Q_{Gskut}}{v_{H2}} = \frac{4,686 \cdot 10^{-4}}{5} = 9,372 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (8.15)$$

$$d_{H2} = d_{H3} = d_{H4} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{H2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,372 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,01 \text{ m} = 10 \text{ mm} \quad (8.16)$$

Podle tohoto výpočtu byl zvolen průměr hadice z normalizované řady.

$$d_{H2} = d_{H3} = d_{H4} = 10 \text{ mm}$$

9.6.3 Výpočet světlosti pro nízkotlakou hadici H5

$$S_{H5} = \frac{Q_{Gskut}}{v_{H5}} = \frac{4,686 \cdot 10^{-4}}{2} = 2,343 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (8.17)$$

$$d_{H5} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{H5}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,343 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,017 \text{ m} = 17 \text{ mm} \quad (8.18)$$

Podle tohoto výpočtu byl zvolen průměr hadice z normalizované řady $d_{H5} = 16 \text{ mm}$.

9.6.4 Výpočet světlosti pro sací hadici H1

$$S_{H1} = \frac{Q_{Gskut}}{v_{H1}} = \frac{4,686 \cdot 10^{-4}}{0,5} = 9,372 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (8.19)$$

$$d_{H1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{H1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,372 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0345 \text{ m} = 35,5 \text{ mm} \quad (8.20)$$

Podle tohoto výpočtu byl zvolen průměr hadice z normalizované řady $d_{H1} = 38 \text{ mm}$.

9.7 Výpočet tlakových ztrát

Jako hydraulický olej byl zvolen dle katalogu výrobce hydrogenerátorů olej Shell Tellus 46 s těmito vlastnostmi:

- Kinematická viskozita oleje při 40°C $\nu = 46 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- Hustota oleje při 15°C $\rho = 877 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Viskózní index 107
- Bod vzplanutí 223°C
- Bod tuhnutí -24°C

9.7.1 Výpočet tlakové ztráty hadice H3

Podílem skutečného geometrického objemu a plochy hadic byla vypočtena rychlost proudění kapaliny (8.21).

$$v_{H3\ skut} = \frac{Q_{Gkut}}{S} = \frac{Q_{Gkut}}{\frac{\pi \cdot d_{H3}^2}{4}} = \frac{4,686 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,01^2}{4}} = 5,966 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.21)$$

Výpočtem Reynoldsova čísla bylo zjištěno, o jaké proudění se jedná. V tomto případě jde o laminární proudění (8.22).

$$Re = \frac{v_{H3\ skut} \cdot d_{H3}}{\nu} = \frac{5,966 \cdot 0,01}{46 \cdot 10^{-6}} = 1230,434 < 2320 - \text{Laminární proudění} \quad (8.22)$$

Následně byl vypočten ztrátový součinitel v potrubí λ (8.23):

$$\lambda_{H3} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1230,434} = 0,05 \quad (8.23)$$

V posledním kroku byla vypočtena tlaková ztráta Δp_z v hadici H₃.

$$\Delta p_{zH3} = \lambda_{H3} \cdot \frac{l_{H3}}{d_{H3}} \cdot \frac{v_{H3\ skut}^2}{2} \cdot \rho = 0,05 \cdot \frac{1,5}{0,01} \cdot \frac{5,966^2}{2} \cdot 877 = 117\,056,991 \text{ Pa} \quad (8.24)$$

Ostatní výsledné hodnoty výpočtu tlakových ztrát jsou uvedené v (tab. 9.)

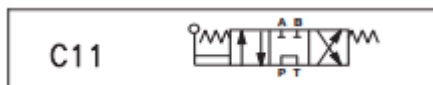
Označení hadice	v [m·s ⁻¹]	D [m]	l [m]	Q m ³ ·s ⁻¹	Re [-]	λ [-]	p_z [Pa]
H1	0,210	0,035	0,5	$4,686 \cdot 10^{-4}$	173,478	0,368	98,838
H2	5,966	0,010	1	$4,686 \cdot 10^{-4}$	1230,43	0,050	78 037,99
H3	5,966	0,010	1,5	$4,686 \cdot 10^{-4}$	1230,43	0,050	117 056,99
H4	3,039	0,010	1,5	$2,387 \cdot 10^{-4}$	660,65	0,097	36 277,80
H5	1,187	0,017	1,5	$2,387 \cdot 10^{-4}$	415,869	0,153	7 762,04

Tab. 9 - Vypočtené tlakové ztráty v hydraulických hadicích

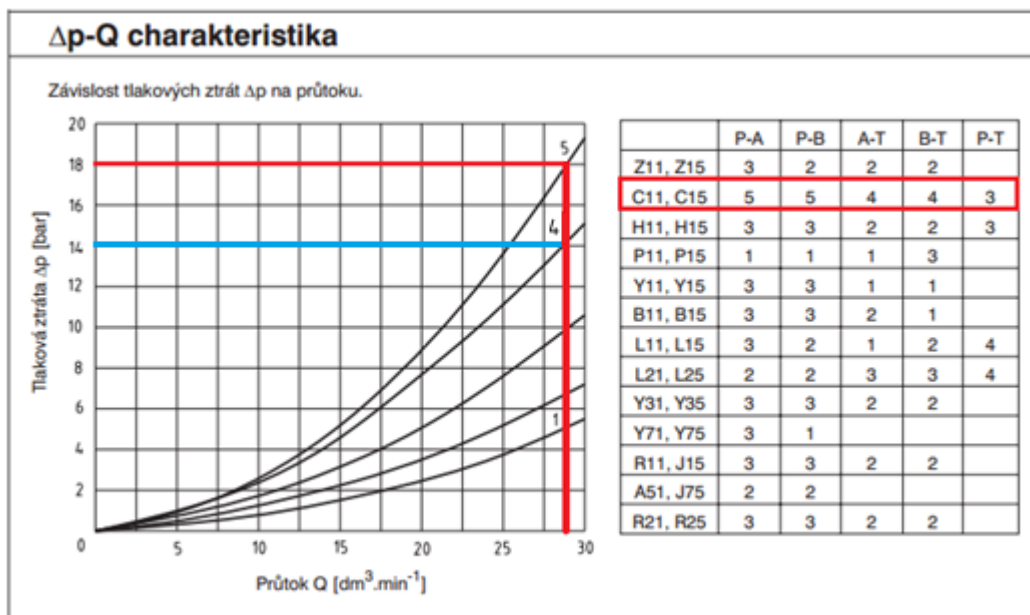
9.8 Volba ostatních prvků

9.8.1 Rozváděč

Byl vybrán rozváděč 4/3 ručně ovládaný pákový od firmy Agro-hyτος RPR3-04 C11.



Obr. 26 - Středové propojení rozváděče [17]



Obr. 27 – Δp-Q charakteristika [17]

Tlaková ztráta byla zjištěna z dokumentace výrobce rozváděče. Z tabulky u grafu bylo zjištěno, že tlaková ztráta při proudění oleje z tlakového vstupu P do výstupu A nebo B se bude určovat z křivky číslo 5. V tomto případě tlaková ztráta $\Delta p_z = 18$ bar. Pro zjištění tlakové ztráty při proudění oleje z otevřených vstupu A nebo B do odpadu T odpadu, bude použita křivka číslo 4. Pro tento případ je tlaková ztráta $\Delta p_z = 14$ bar což je 1,4 MPa.

9.8.2 Přímý řízený pojistný ventil

Byl zvolen pojistný ventil vyráběn firmou Argo-Hytos typ SR1A-A2/S16V určený pro průtok do $30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Ventil se otevře při nárůstu tlaku na 16 MPa a pracovní kapaliny bude proudit do nádrže.

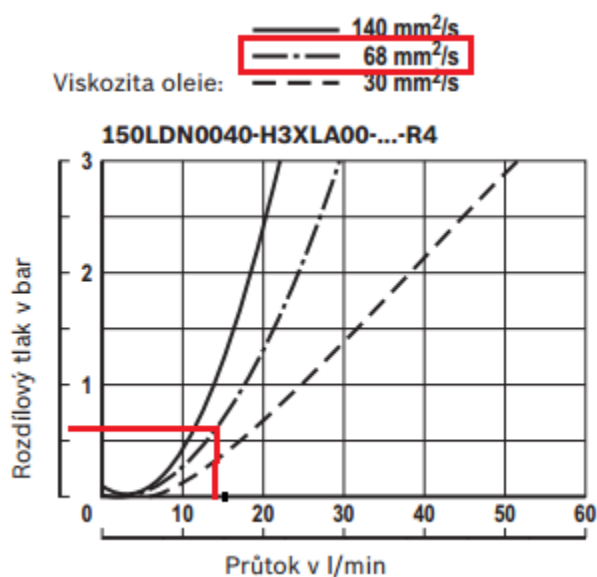


Obr. 28 - Pojistný ventil [17]

9.8.3 Filtr

Průtok filtrem Q_{H5} byl vypočten při návrhu hadice H5. $Q_{H5} = 2,387 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Byl vybrán zdvojený filtr zpětného systému hydraulických zařízení vyráběné firmou Rexroth typ 150LD0040-H3XLA00-V5,0-M. Filtrace je navržena na provozní tlak 16 MPa. Výhodou tohoto filtru je, že v případě naplnění jednoho filtru nečistoty se přepne na druhý, tentýž filtr, který je zapojený paralelně a lze pokračovat v práci. V případě pravidelně výměny filtrační vložky by bylo dostačující použití jenom jednoho filtru. Tlaková ztráta na filtru byla zjištěna z grafu závislosti tlakové ztráty na průtoku (viz obr. 29), při průtoku v odpadním potrubí $Q_{H5}=14,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je tlaková ztráta $\Delta p = 0,6 \text{ bar} = 0,06 \text{ MPa}$.



Obr. 29 - Graf tlakové ztráty filtru [14]

9.9 Výpočet celkové tlakové ztráty

V důsledku proudění kapaliny hadicemi vzniká třením o vnitřní povrch hadice a vnitřním třením v kapalině tlaková ztráta Δp_z . Tlaková ztráta způsobuje pokles celkové energie na systému, tato energie musí být opět přivedena do obvodu pomocí hydrogenerátorů. Celková ztráta v obvodu byla vypočtena jako součet všech místních ztrát v hydraulickém obvodu. Celkový přehled jednotlivých tlakových ztrát zvolených prvků je uvedeno v (tab. 10). [2,4]

	[MPa]
p_1	11,392
$\Delta p_{z H1}$	0,0988
$\Delta p_{z H2}$	0,078
$\Delta p_{z H3}$	0,117
$\Delta p_{z H4}$	0,036
$\Delta p_{z H5}$	0,00866
Δp_{AB}	1,8
Δp_{BT}	1,4
Δp_f	0,06

Tab. 10 - Tlakové ztráty jednotlivých prvků

Součet všech tlakových ztrát v hydraulickém obvodu musí být menší, než je hodnota nastavena na pojistném ventilu. Při výpočtu hydraulického přímočarého motoru byl zvolen pracovní tlak $p_1 = 11$ MPa a tlak na pojistném ventilu $p_{pv} = 16$ MPa, zbývající tlak byl vypočten jako součet tlakových ztrát v hydraulických hadicích, ztráty při proudění kapaliny rozváděčem a ztráta tlaku při filtraci kapaliny před vstupem do nádrže. Potom celková tlaková ztráta Δp bude rovna:

$$\Delta p = p_1 + \Delta p_{z H1} + \Delta p_{z H2} + \Delta p_{z H3} + \Delta p_{z H4} + \Delta p_{z H5} + p_{BT} + p_{AB} + p_f \quad (8.25)$$

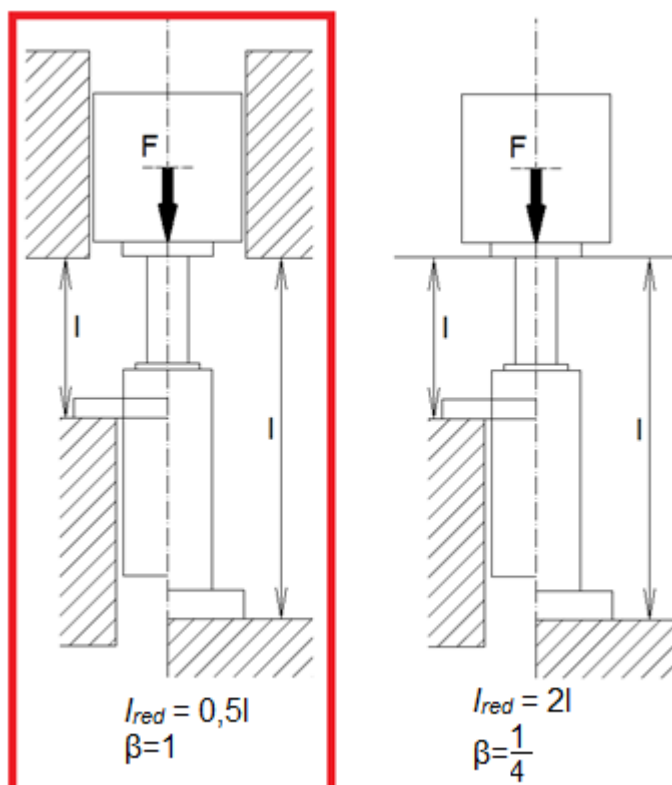
$$p_{rez.} = p_{pv} - \Delta p = 16 - 15,018 \cong 1 \text{ MPa} \quad (8.26)$$

V navrženém systému s těmito konkrétními zvolenými prvky je tlaková rezerva přibližně 1 MPa. Tato tlaková rezerva nastane jen tehdy, když bude štípáno dřevo z nejhorsími zvolenými vlastnostmi. Což je suchý buk o průměru a výšce 0,5m. Při štípání jiného typu dřevin nebo štípání čerstvě pořezaného buku (mokrého) bude hodnota rezervního tlaku p_{rez} vyšší.

10 Kontrola pístní tyče na vzpěr

Pístní tyč přímočarého hydromotoru je vyrobena z oceli 15 260, která je určena k zušlechťování. Je odolná vůči dynamickému namáhání, povrchovému kalení a popouštění. Tato ocel se používá pro velmi namáhané součásti, hřídelů, čepů, poloos, pístnic a šroubů. Ocel ČSN 15 260 má mezí úměrnost $\sigma_u = 590$ MPa a modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Pa. [20]

Kontrola na vzpěr



Obr. 30 – Možnosti uchycení přímočarého hydromotoru [6]

Redukovaná délka pístnice:

Bylo zvoleno uložení hydromotoru dle (obr. 30)

$l_{red} = 0,5l$ uložení pístnice (viz obr. 30).

$$l_{red} = 0,5 \cdot 0,7 = 0,35 \text{ m} \quad (9.1)$$

Výpočet poloměru setrvačnosti – I z plochy průřezu píštěnice:

$$I = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^4 / 64}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2}} = \frac{0,07}{4} = 0,0175 \text{ m} \quad (9.2)$$

Štíhlost píštěnice λ :

$$\lambda = \frac{l_{red}}{I} = \frac{0,35}{0,0175} = 20 \quad (9.3)$$

Protože štíhlost píštěnice $\lambda \leq 40$ provede se výpočet na prostý tah, tlak.

Mezní štíhlost λ_m :

Mez úměrnosti σ_u pro materiál 15 260 je rovna 590 MPa, $\beta=4$.

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{4} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{590}} = 118,539 \quad (9.4)$$

Výpočet na prostý tah, tlak:

$$\sigma_{red} = \frac{F_{max}}{S} = \frac{85\,000}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 22\,086\,808,43 \text{ Pa} = 22,086 \text{ MPa} \quad (9.5)$$

$$\sigma_{red} \ll \sigma_u$$

Testovaná píštěnice vyhovuje. Při zadaném zatížení píštění tyče během štípání nedojde k deformaci.

11 Závěr

Cílem této práce byl návrh hydrauliky štípače na dřevo, a sice z důvodu velkého množství biomasy v naší republice a lacinějších cenách na vytápění než vytápění pomocí spalování plynu nebo elektrické energie. Pro usnadnění těžké fyzické práce spojené se zpracováním kulatinového dřeva se začínají v mnoha případech využívat různé typy štípačů dřeva. Maximální rozměry pro zpracované dřevo byly stanoveny: délka 0,5 m průměr 0,5 m. Pro výpočet byla zvolena dřevina s nejhoršími vlastnostmi při štípání a zároveň nejpoužívanější druh dřeviny, která se používá pro topení v našich podmínkách. Těmito vlastnostem odpovídá buk (viz tab. 6).

Byl navržen vhodný hydraulický obvod. Poté byly výpočtem zvoleny jednotlivé hydraulické komponenty. Jako první byl zvolen dle požadované štípací síly vhodný přímočarý hydromotor od firmy Bosch Rexroth. Pro zvolený hydromotor byl výpočtem zvolen hydrogenerátor firmy H. P. servis-hydraulika s.r.o. a třífázový elektromotor vyráběný firmou VYBO Electric. Dále bylo třeba navrhnout velikost nádrže pro hydraulickou kapalinu, světlost a délku hadic pro dopravu hydraulické kapaliny k jednotlivým komponentům. Do obvodu byl dále zvolen vhodný pojistný ventil, filtr pro udržení čistoty pracovní kapaliny a také pro prodloužení životnosti všech komponentů zapojených v obvodu. Jako ovládací prvek celého hydraulického zařízení byl vybrán čtyřcestný třípolohový rozváděč s ručním ovládním, který vyrábí firma Agro-hytos. Do obvodu byl také vybrán vhodný pojistný ventil. Na závěr byl hydromotor, zkontrolován proti namáhání na vzpěr.

Výhodou tohoto navrženého štípacího stroje je přizpůsobení parametrů konkrétním potřebám pro zpracování dřeva v domácích podmínkách. Nevýhoda by mohla být jeho větší hmotnost a rozměry oproti sériově vyráběným štípačům dřeva.

12 Seznam použitých informačních zdrojů

[1] GANDELOVÁ, L., ŠLEZINGEROVÁ, J., HORÁČEK, P., *Nauka o dřevě*. 2. Vyd./I. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, 2002, 176 s. ISBN 80-7157-577-1

[2] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutínové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 9788024824055.

[3] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1986.

[4] PIVOŇKA, Josef. *Tekutínové mechanismy*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987.

[5] SIVÁK, Václav. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1990. ISBN 8070780371.

[6] H. Exner, R. Freitag, Dr.-Ing. H. Geins, R. Lang, J. Oppolzer, P. Schwab, E. Sumpf. a Geis H., Hydromatik GmbH, HYDAC GmbH, sulzbach, RUDI A. Lang, Mannesmann Rexroth GmbH (eds.). *Basic Principles and Components of Fluid Technology*. Schieunungdruck GmbH Eitersrase 27 D-97828 Marktheidenfeld am Main: Main Team Chemiegaphische GmbH Goldbacher Strase 14 D-63739 Aschaffenburg, 1991. ISBN 3-8023-0266-4.

[7] Abecedazahrady [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: [http://
http://abecedazahrady.dama.cz/clanek/stipacka-dreva-pod-drobnohledem-jak-vybrat-spravne](http://http://abecedazahrady.dama.cz/clanek/stipacka-dreva-pod-drobnohledem-jak-vybrat-spravne)

[8] *Štípaní dřeva* [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://stipani-dreva.jinyweb.cz/stipaci-kuzel/>

[9] *Domaci technika CZ* [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.domacitechnika.cz/produkt/scheppach-hl-450>

[10] *Garland* [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <https://www.garland.cz/e-obchod/hl-710-vertikalni-stipac-dreva-7t-1021.html>

[11] *Rosmarinus* [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.rosmarinus.cz/stipacka-na-drevo-jak-spravne-vybrat/>

[12] *Namir* [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.namir.cz/stipaci-klin-k-hecht-6414-12532.html>

13] Českazahrada [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.ceskazahrada.cz/stipaci-kliny/rozsirovaci-stipaci-klín-hl-1010-hl-1100-hl-1200s.html>

[14] Rexroth Bosch Group [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&Region=none&VHist=Start&PageID=p537326>

[15] VYBO Electric [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.elektromotor.cz/obchod/elektromotor-7-5-kw-1450-ot-min-1-ie2/>

[16] H. P. servis-hydraulika s. r. o. [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.hp-servis.cz/12778/hydraulicke-agregaty-nove/>

[17] Argo-hytos [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/products.html>

[18] Toolscamp [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.toolscamp.cz/muze-se-hodit/stipacky-na-drevo-woodster/>

[19] ASPARA: Stavba dřeva [online]. [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.elearning.aspara.cz/subdom/elearning/index.php?page=stavba-dreva>

[20] T-PROM s.r.o [online]. [cit. 2016-05-1]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>