



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Konstrukční návrh stříhací hlavice

Design of tree shears

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2021

Jiří JAKUBSKÝ

Studijní program: NDTT DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

Studijní obor: N071TTTE Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Havlíček

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jakubský** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **467323**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Konstrukční návrh stříhací hlavice

Název diplomové práce anglicky:

Design of tree shears

Pokyny pro vypracování:

V závěrečné práci proveďte rešerši příslušenství pro mini rypadla určená k odstraňování malých průměrů dřevin. Navrhněte vlastní konstrukční řešení stříhací hlavice. Práci doplňte o 3D model sestavy spolu s vybranou výkresovou dokumentací a MKP analýzou vybraných prvků. Svůj návrh podložte kontrolními pevnostními výpočty důležitých konstrukčních uzlů stroje.

Seznam doporučené literatury:

[1]ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02533-0
[2]LEIVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. STROJNICKÉ TABULKY Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Martin Havlíček ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **11.11.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.01.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Martin Havlíček
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Konstrukční návrh stříhací hlavice“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Havlíčka s použitím zdrojů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze 08. 02. 2022

Jiří Jakubský

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Martinu Havlíčkovi za vstřícný přístup a cenné rady během řešení mého firemního tématu diplomové práce. Dále panu Bc. Michalu Šperňákovi z firmy Tetracoon s.r.o. za možnost pracovat na konstrukčním návrhu stříhací hlavice, který byl následně vyroben a poroben otestování, což pro mě bylo velkým přínosem. Také bych chtěl poděkovat rodině Melkových, zejména panu Miroslavu Melkovi, za propůjčení bagru a možnost testování na jejich pozemku. Na závěr bych chtěl vyslovit velké díky celé mojí rodině, která mě po celé roky studia významně podporovala ve všech směrech.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jiří JAKUBSKÝ
Název DP:	Konstrukční návrh stříhací hlavice
Anglický název:	Desing of tree shears
Rok:	2022
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika
Obor studia:	N071TTTE Transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Martin Havlíček
Konzultant:	Bc. Michal Šperňák
Bibliografické údaje:	počet stran 61
	počet obrázků 56
	počet tabulek 12
	počet příloh 1
Klíčová slova:	stříhací hlavice, mechanické vlastnosti dřeva, stříhání dřeva, hydraulické prvky
Keywords:	tree shears, mechanical properties of wood, wood cutting, hydraulic elements

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem stříhací hlavice vytvořeným ve spolupráci s firmou Tchraccoon s.r.o. V první části práce byla provedena teoretická rešerše stříhacích hlavic, mechanických vlastností dřeva a hydraulických komponent vstupujících do konstrukce hlavic. Ve druhé části byly uskutečněny potřebné návrhové výpočty a zkonstruován 3D model, na kterém byla provedena pevnostní kontrola metodou konečných prvků. Následně se vytvořila technická dokumentace, podle které byla hlavice vyrobena. Prototyp byl podroben experimentálnímu měření, během kterého byly zjištěny hodnoty pro výpočet skutečné síly potřebné k přestřížení různých druhů dřevin v závislosti na jejich průměru.

Abstract: This diploma thesis deals with the design of the cutting head created in cooperation with Tchraccoon s.r.o. In the first part of the work, a theoretical search of cutting heads, mechanical properties of wood and hydraulic components entering the construction of the heads was performed. In the second part, the necessary design calculations were performed and a 3D model was constructed, on which a strength check by the finite element method was performed. Subsequently, the technical documentation was created, according to which the warhead was manufactured. The prototype was subjected to experimental measurements, during which the necessary values were found to calculate the actual force needed to cut different species of trees depending on their diameter.

OBSAH

Prohlášení	3
poděkování	4
Anotační list	5
Obsah.....	6
Seznam zkratk a symbolů	8
1. Úvod.....	10
2. Charakteristika a konstrukční uspořádání stříhacích hlavic	11
2.1. Rozdělení známých konstrukcí.....	11
2.1.1. Hlavice s pevným nožem a jednou čelistí.....	12
2.1.2. Hlavice s pevným nožem a dvěma čelistmi	12
2.1.3. S pohyblivým nožem	13
2.1.4. Další vybavení stříhacích hlavic.....	13
2.1.4.1. Kumulativní sběrač.....	13
2.1.4.2. Nástavby umožňující další pohyb	14
3. Přehled stříhacích hlavic dostupných na trhu	14
3.1. TMK Energiakoura Ltd	14
3.1.1. TMK 300	14
3.2. Westtech Maschinenbau.....	15
3.2.1. Woodcracker C.....	16
3.2.2. Woodcracker CL	16
3.3. KX-Tree Shears.....	17
3.3.1. KX-210	17
3.4. HANS HABBIG	18
4. Význam a vlastnosti dřeva	19
4.1. Stavba a tvorba dřeva	19
4.2. Mechanické vlastnosti dřeva	20
4.2.1. Pružnost dřeva	21
4.2.2. Pevnost dřeva	21
4.2.3. Tvrdost dřeva.....	21
4.2.4. Smyková pevnost a stříhání dřeva.....	22
4.2.5. Vlhkost dřeva jako faktor ovlivňující jeho pevnost.....	24
5. Hydraulický obvod a jeho prvky	25
5.1. Přímočaré hydromotory	25
5.1.1. Konstrukce přímočarých hydromotorů.....	25
5.2. Prvky pro řízení tlaku	27
5.2.1. Pojistné a přepouštěcí ventily	27
5.2.1.1. Jednostupňové tlakové ventily	27
5.2.1.2. Dvoustupňové tlakové ventily	28
5.2.2. Redukční ventily.....	28
5.2.3. Proporcionální prvky	29
5.3. Prvky pro řízení průtoku.....	30
5.3.1. Jednosměrné ventily	30



5.3.2.	Hydraulické zámky	30
5.3.3.	Rozváděče.....	31
6.	Vlastní návrh stříhací hlavice	32
6.1.	Zhodnocení a výběr vhodného typu konstrukce	32
6.2.	Výpočet stříhací síly	32
6.3.	Návrh hydraulického válce	32
6.4.	Určení sil na čelisti	35
6.5.	Kontrola čepů k přichycení pístu.....	36
6.6.	Kontrola proklouznutí nože	37
6.7.	Hydraulické schéma	38
6.7.1.	Hydromotor	38
6.7.2.	Pojišťovací ventil	39
6.7.3.	Hydraulický zámek	39
6.8.	Popis návrhu konstrukce v CADu, její výroby a montáže.....	40
6.8.1.	Základní rám	40
6.8.2.	Čelist.....	41
6.8.3.	Celková sestava.....	41
7.	MKP analýza.....	43
8.	Experimentální část	46
8.1.	Měření a vyhodnocení dat	47
8.2.	Ověření funkce při těžbě náletových dřevin	52
9.	Závěr.....	55
	Seznam použité literatury	56
	Seznam obrázků	58
	Seznam tabulek	60
	Seznam příloh.....	61

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

β	[°]	úhel ostří
N	[N]	součet svislých složek kolmých tlaků
F_r	[N]	síla způsobující vychýlení nože
s	[mm]	tloušťka nože
μ	[m · s ⁻¹]	rychlost stříhání
D	[cm]	stříhaný průměr kulatiny
F_s	[N]	střížná síla
n	[%]	vlhkost
γ	[-]	součinitel pro pevnost v závislosti na vlhkosti
K_{n0}	[MPa]	pevnost dřeva při vlhkosti 12 %
K_n	[MPa]	pevnost dřeva při vlhkosti n %
σ_{12}	[MPa]	pevnost dřeva při normální vlhkosti
σ_n	[MPa]	pevnost dřeva při zkoušení
δ	[-]	opravný koeficient pro daný způsob zatížení
d'_v	[mm]	potřebný průměr pístu válce
d_v	[mm]	skutečný průměr pístu válce
p	[MPa]	tlak v hydraulickém okruhu
S'_v	[mm ²]	navrhovaná plocha pístu válce
S_v	[mm ²]	skutečná plocha pístu válce
F_{v200}	[N]	síla hydraulického vílce pro tlaku 200 bar
F_{v250}	[N]	síla hydraulického vílce pro tlaku 250 bar
J_{yp}	[mm ⁴]	kvadratický moment pístní tyče
S_p	[mm ²]	průřez pístnice hydromotoru
i_y	[mm]	poloměr kvadratického momentu
λ	[-]	štíhlost pístnice
λ_k	[-]	kritická štíhlost pístnice
α	[-]	součinitel uložení
E	[MPa]	Youngův modul v pružnosti
σ_{kp}	[MPa]	mez kluzu materiálu pístnice
σ_d	[MPa]	napětí v tlaku
V_h	[l]	objem hydraulického válce
l_p	[mm]	zdvih pístu
t_v	[s]	čas potřebný k vysunutí pístu
Q_p	[l/min]	průtok hydrogenerátoru
x	[mm]	poloha mezi čelistí a středovým čepem
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	plocha průřezu čepu
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve stříhu

τ_s	[MPa]	napětí ve stříhu
p_{Dot}	[MPa]	dovolené otláčení
p_{ot}	[MPa]	otlačení
M_u	[Nm]	utahovací moment
F_o	[N]	osová síla ve šroubu
F_t	[N]	třecí síla
y	[-]	počet šroubů
f	[-]	součinitel tření
$F_s 1$	[kN]	střížná síla vypočtená z naměřených hodnot
$F_s 2$	[kN]	střížná síla vypočtená podle Lisičana
$F_s 3$	[kM]	střížná síla vypočtená ze smykového napětí podle Kohlerových tabulek
$F_s 4$	[kM]	střížná síla vypočtená ze smykového napětí ponížená pro dřevo s 50 % vlhkostí
MKP		metoda konečných prvků

1. Úvod

Vzhledem ke kůrovcové kalamitě, která v posledních letech sužuje Českou republiku a okolní státy, musí být každoročně vytěženo několik milionů metrů krychlových dřevní hmoty, například v roce 2020 to bylo přes 35,8 mil. m³. Tento problém s sebou aktuálně nepřináší pouze vysokou potřebu nahodilé těžby, ale i zalesňování holin a následnou probírku obnovených porostů. To lze provádět motomanuálně pomocí motorové pily, ovšem tato práce je velmi namáhavá, nebezpečná a má škodlivé vlivy na dřevorubce. Z těchto důvodů se diplomová práce zabývá konstrukčním návrhem stříhací hlavice, která při osazení na vhodném stroji umožňuje tuto činnost plně mechanizovat, čímž se rozumí, že během těžby nedochází k přímému kontaktu mezi člověkem a těženým dřívím jako při motomanuálním způsobu. K dalším důvodům rozvoje mechanizovaných technologií patří jejich vysoká výkonnost, zvýšení bezpečnosti a ergonomie práce. Rovněž ekonomické účinky použití těchto technologií patří k hlavním důvodům zavádění plně mechanizovaných prostředků do lesnické praxe.

Hlavním cílem této závěrečné práce je navrhnout vhodné konstrukční řešení stříhací hlavice, kde bylo požadováno přestříhnout kmen o průměr 20 cm u tvrdého dřeva a 25 cm u měkkého dřeva. Tyto hodnoty jsou stanoveny na základě cíleného nasazení hlavice v pěstebních probírkách, ale také při odstraňování náletových dřevin. Podle těchto požadavků byl vytvořen 3D model a výkresová dokumentace pomocí programu Creo 8.0. Pro výpočet a pevnostní analýzu různých zatěžujících stavů byl využit program RFEM 5 Dlubal.

K volbě tohoto tématu napomohl také fakt, že probíhá ve spolupráci s novou a rozvíjející se firmou Tetracoon s.r.o., která se zaměřuje na konstrukci i výrobu příslušenství pro stavební, manipulační, zemědělskou a lesní techniku. Díky tomu se naskytla příležitost si stříhací hlavici nejen navrhnout, ale také jí vyrobit a podrobit otestování v praxi.

2. Charakteristika a konstrukční uspořádání stříhacích hlavic

Stříhací hlavici můžeme zařadit do kategorie příslušenství určeného v první řadě pro rypadla, ale i pro další stavební, zemědělské a lesní stroje, které se stávají čím dál více oblíbené a není se čemu divit. Je to způsob, jak během pár minut udělat víceúčelový stroj z jednoúčelového, např. nasazením vibrační desky na podkop bagru dostaneme z rypadla hutnící stroj. Přesně to samé platí pro stříhací hlavici, která v kombinaci s rypadlem vytvoří tzv. káčeč schopný porážet stromy, zkracovat je a manipulovat s nimi, dále pak výrazně usnadňuje práci při čistění mezí a okrajů cest apod. Díky tomu se zvětšuje použitelnost rypadla a může být provozováno i mimo stavební sezónu v období zimy. Při použití hlavice na teleskopických manipulátorech je největší výhodou minimalizace nebezpečí při rizikovém kácení v zastavěných oblastech, další možnost je nasazení na čelní nakladač zemědělských traktorů, hydraulickou ruku lesních kolových traktorů nebo vyvážek namísto drapáku.



Obr. 1.: Stříhací hlavice CL 190 v kombinaci s teleskopickým manipulátorem [2]

2.1. Rozdělení známých konstrukcí

Stříhací hlavice jsou na trhu dostupné hned v několika konstrukčních uspořádáních. Při jejich třídění hraje nejzásadnější roli pohyb a množství stříhacích nožů s čelistmi. Zásadní roli hraje i průměr stříhané kulatiny, od této hodnoty se odvíjí stříhací síla i hmotnost hlavice. Podle hmotnosti volíme nejvhodnější tonáž stroje pro osazení hlavice.

2.1.1. Hlavice s pevným nožem a jednou čelistí

U tohoto typu vykonává pracovní pohyb pouze čelist, která tvoří střížnici. Ta je nasazena na čepu a vykonává rotační pohyb, toho je dosaženo přivedením tlakového oleje do hydraulického válce, který propojuje čelist se základním rámem – svařenec z plechů, na kterém bývá našroubovaný nůž nebo je přímo jeho součástí. Stříhaná kulatina je tedy postupně vtlačována proti stříhacímu noži až do úplného oddělení od pařezu. Po dokončení stříhu čelist přimáčkne kmen proti rámu, aby nedošlo k jeho uvolnění, poté je s ním možné dle libosti manipulovat. Tento mechanismus je nenáročný na množství vyráběných dílů. Také je zde menší množství kluzných ploch – čepů. Díky tomu konstrukce disponuje nízkou hmotností, náklady na náhradní díly a nemá velké nároky na údržbu.



Obr. 2.: Stříhací hlavice EHZ 240 po ustřížení smrku [5]

2.1.2. Hlavice s pevným nožem a dvěma čelistmi

Funkce je obdobná jako u hlavice s jednou čelistí. Výhodou této konstrukce je možnost většího rozevření díky pohybu obou čelistí, tím lze pohodlněji uchopit a manipulovat s většími průměry kulatiny, ale nůž bývá uchycen pouze v jedné oblasti, z čehož vyplývají menší rozměry nože, a tím pádem i stříhané kulatiny.



Obr. 3.: Nůžky s dvojicí čelistí od finského výrobce KX Tree Shears [3]

2.1.3. S pohyblivým nožem

Zde je pracovní cyklus rozdělen do dvou fází. Nejprve je kulatina chycená do čelistí a následně je ustřižnuta pohyblivým nožem. Pohyb čelistí a nože je opět zajištěn přivedením tlakového oleje do hydraulických válců. Mechanismus může být namísto jednoho nože vybaven dvěma, ty vykonávají protiběžný pohyb, který může být realizován pomocí dvou válců. Výhodou je dosažení vyšší střižné síly. Konstrukce je ale složitější a vyžaduje větší množství dílů a hydraulických válců. To se projevuje zejména v rostoucí ceně, hmotnosti a nárocích na údržbu. Dále je poté možné použít i mechanismus s rozvodem síly na dvojici nožů z jednoho válce.



Obr. 4.: Nůžky od společnosti HANS HABBIG s dvojicí protiběžných nožů [4]

2.1.4. Další vybavení stříhacích hlavice

V rámci usnadnění práce a zkrácení pracovní doby výrobci nabízejí na přání zákazníka dovybavení hlavice příslušenstvím. Tím může být např.:

2.1.4.1. Kumulativní sběrač

Kumulativní sběrač plní svojí funkci zejména při stříhání náletových dřevin malých průměrů. Díky němu se nemusí operátor s každým kusem dřeviny vracet na skládkovací místo, ale může pokračovat ve stříhání, dokud není zaplněna celá kapacita sběrače, a následně uvolní vše najednou. Tím se výrazně krátí pracovní čas, ale na druhé straně narůstá hmotnost, cena i nároky na údržbu. Z těchto důvodů je vhodné navrhnout konstrukci tak, aby se dal sběrač bez větších obtíží odejmout. Pohyb sběrače je závislý na pohybu hlavní čelisti nebo nože. Když jsou čelisti plně otevřeny sběrač je v zavřené poloze a přidržuje naakumulované dřeviny, po zavření čelistí dostává signál k otevření, to je mu umožněno díky jeho rozdělení na dvě části. Při zavírání se o sebe části zapřou a vytvoří jeden celek. Při zpětném pohybu se zadní část vykloní do strany, a tím dojde k uvolnění přední části, ta se pak automaticky vrací do zapřené polohy díky propojení obou částí

pružinou. Řízení pohybu sběrače probíhá buď hydraulicky nebo elektronicky, při elektronickém řízení je možné ovládat sběrač samostatně bez závislosti na poloze čelistí.



Obr. 5.: Hlavice CL 260 dovybavená sběračem [2]

2.1.4.2. Nastavby umožňující další pohyb

Další možností, jak operátorovi usnadnit práci s hlavicí, je možnost nasazení naklápěcího adaptéru, který umožňuje naklopení i mimo osu ramene stroje, a to zmenšuje nutnost se strojem popojíždět z důvodu přesného ustavení hlavice vůči místu stříhu. Naklápění bývá zajištěno pomocí jednoho nebo dvou hydraulických válců.

Hlavice lze osadit také 360° rotátorem. V tom případě je umožněno nekonečné otáčení hlavice a největší výhody přináší během manipulace s kulatinou. Při použití obou variant je nutností, aby na rameni stroje bylo vyvedeno více hydraulických okruhů.

3. Přehled stříhacích hlavíc dostupných na trhu

Vzhledem ke skutečnosti, že na trhu existuje hned několik výrobců stříhacích hlavíc, byly v této představeny jen ty nejvýznamnější.

3.1. TMK Energiakoura Ltd

Je společnost se sídlem v Hankasalmi ve Finsku. Byla založena v roce 2013 a vyrábí hlavice ve třech kategoriích TMK 200, 300 a 400. Číselné označení udává, jaký maximální průměr kmene je možné stříhat. Výrobce nabízí dovybavení sběračem a naklápěcími adaptéry i s přidavným výsuvem.

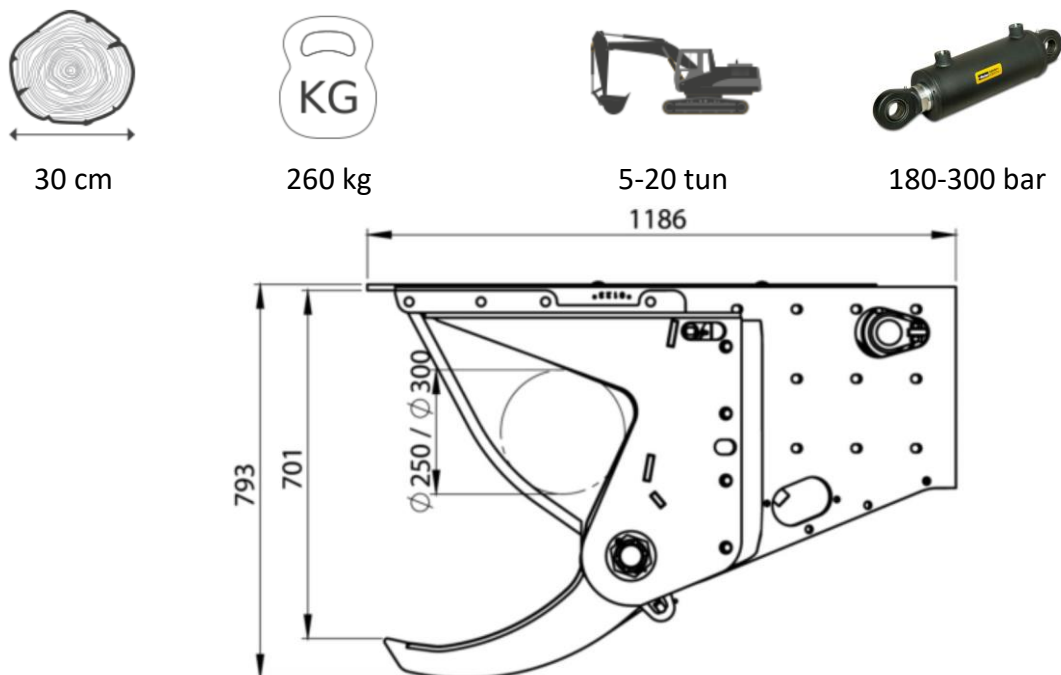
3.1.1. TMK 300

Jedná se o typ s pevným nožem, který je přímo součástí rámu a pracovní pohyb vykonává pouze čelist. Konstrukce je jednoduchá s možností použití na rypadlech o celkové hmotnosti od 5-20 tun, zemědělských traktorech, nakladačích a manipulátorech. Maximální stříhaný průměr kmene je 30 cm a pracovní tlak se odvíjí od použitého válce. [1]



Obr. 6.: TMK 300 při práci s březovým dřevem [1]

Tab. 1.: Technické parametry hlavičky TMK 300 [1]



Obr. 7.: Rozměrové schéma TMK 300 [1]

3.2. Westtech Maschinenbau

Je firma sídlící v Horním Rakousku, ve městě Prambachkirchen, a zabývá se výrobou příslušenství pro lesnictví a těžbu dřeva. Do jejich portfolia spadají štípací hlavičky, trhače pařezů, drapáky, harvestorové a stříhací hlavičky – ty se vyrábějí ve dvou řadách Woodcracker C a Woodcracker CL.

3.2.1. Woodcracker C

Tato řada hlavice je určena pro běžnou těžbu. Průměr, který je hlavice schopná ustříhnout záleží na zvolené variantě a podobně jako u výrobce TMK nám tuto hodnotu prozrazuje již označení. Jedná se o konstrukci se dvěma čelistmi a pohyblivým nožem. Hlavice může být dovybavena sběračem, naklápěcím adaptérem i rotátorem. [2]



Obr. 8.: Woodcracker C450 při stříhání třešně [2]

Tab. 2.: Technické parametry hlavice Woodcracker C450 [2]

			
45 cm	1760-2350 kg	20-25 tun	280 bar

3.2.2. Woodcracker CL

Oblast použití typu CL je obdobná jako u řady C, ale se jedná o lehčí řadu stříhacích hlavice, které mají pevný nůž a jednu pohyblivou čelist. Rovněž mohou být dovybaveny příslušenstvím. [2]



Obr. 9.: Woodcracker CL260 při manipulaci s ustřiženým stromem [2]

Tab. 3.: Technické parametry hlavice Woodcracker CL260 [2]



3.3. KX-Tree Shears

Je finská společnost, která začala s vývojem hlavic již v roce 2005 a do současnosti vyvinula již třetí generaci, která je nabízena ve třech variantách, a to KX-210, KX-280 a KX-350.

3.3.1. KX-210

Jedná se o nejlehčí typ hlavice z nabízeného portfolia, díky modulární struktuře je snadná údržba a úplné odejmutí nože, tím je vytvořen pouze drapák umožňující manipulaci se dřevem bez jeho poškození nožem. [3]



Obr. 10.: Modulární konstrukce KX-210 [4]

Tab. 4.: Technické parametry hlavice KX-210 [3]



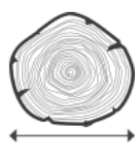
3.4. HANS HABBIG

Jde o malou společnost se sídlem ve spolkové zemi Hesensko, uprostřed Německa. Na trhu působí již 30 let a vyrábí hned několik typů stříhacích hlavice v závislosti na stříhaném průměru. Rovněž mohou být dovybaveny sběračem i naklápěcím adaptérem. Konstrukčně se jedná o nůžky s dvojicí čelistí a protiběžných nožů.



Obr. 11.: Výrobní portfoliu firmy HANS HABBIG [4]

Tab. 5.: Technické parametry hlavice Schnitt-Griffy HS960 SE [4]



41 cm



1110 kg



15-22 tun



320 bar

4. Význam a vlastnosti dřeva

Dřevo je materiál rostlinného původu, který při odborném lesním hospodaření může být neustále obnovován, a to v přibližně předpokládané kvalitě a množství. Představuje pevný, pružný, a přitom lehký materiál, který se do dobře opracovává, tlumí vibrace, je odolný proti chemikáliím, má dobré teplotně – izolační vlastnosti, je relativně lehce spojitelný a snadno manipulovatelný. Díky těmto vlastnostem je možné dřevo využívat v různých průmyslových odvětvích (při výrobě stavebních konstrukcí, nábytku, hudebních nástrojů, sportovních potřeb a hraček, v chemickém a celulózopapírenském průmyslu atd.)

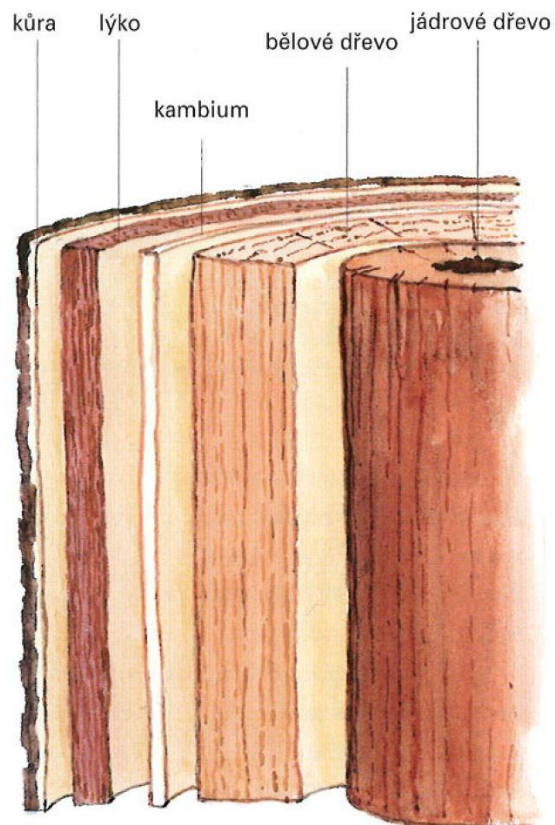
Ovšem dřevěné výrobky mohou mít i mnoho různorodých nedostatků, kterými jsou velká variabilita vlastností měnících při jeho růstu, lehká zápalnost a hořlavost, značná navlhavost a nasákavost, jejichž důsledkem dochází ke změně mechanických vlastností a tvarů, dále pak relativně nízká odolnost vůči působení dřevokazných hub a hmyzu. I přes řadu svých nedostatků je dřevo hojně využívaným a oblíbeným materiálem, neboť díky postupnému prohlubování poznatků o struktuře dřeva, chemickému složení, fyzikálních a mechanických vlastnostech se intenzivně rozvíjejí techniky i technologie jeho zpracování, díky čemuž lze jednotlivé nedostatky omezit nebo úplně odstranit cestou chemicko – mechanického a chemického zpracování dřeva na listové a deskové materiály: papír, lepenku, dřevovláknité desky, dřevotřískové desky, dýky apod. Úprava dřeva antiseptiky, pryskyřicemi, antipyrény, ale i jeho lisování a plastifikace umožňují modifikovat vlastnosti přírodního dřeva a získat materiály odolné proti ohni a biologickým škůdcům (houbám, hmyzu), které mají vyšší pevnost, nižší hygroscopicitu a mnohé další cenné technologické a průmyslově využitelné vlastnosti. [6]

4.1. Stavba a tvorba dřeva

Dřevo má složitou strukturu. Podobně jako u jiných živých organismů, představuje základní stavební jednotku buňka. Buňky stejného typu či totožné funkce společně vytvářejí strukturu, z níž se skládá samotná dřevní hmota (najdeme v ní buňky více různých typů). Buňka vzniká v dělivém pletivu (kambiu) mezi dřevem a lýkem. Vrstva dřeva, která se činností kambia každoročně vytvoří, se nazývá letokruhem. Dřevo, které se vytvořilo během jedné vegetační periody, tím rozumíme od jara do podzimu, není stejného složení, a tak rozlišujeme tvorbu dřeva jarního a letního.

Dřevo jarní je tvořeno z buněk velkých, tenkostěnných bohatých na vodu, proto je poměrně řídké a světlejší barvy. Připojuje se těsně k letokruhu z minulého roku a největší činnost kambia – tedy největší přírůstek – je během června. Tvorba dřeva letního začíná kolem poloviny června a ukončuje tvorbu dřeva jarního. Tvoří se buňky menší, užší, více zploštělé, tlustostěnné, čímž vzniká vrstva dřeva hustšího, tvrdšího a tmavší barvy. Vzájemný poměr dřeva jarního a letního má vliv na technické vlastnosti dřeva, jako na váhu, tvrdost, zpracovatelnost, výhřevnost atd. Například smrkové dřevo z horských poloh s užšími letokruhy a s poměrně značným podílem letního dřeva je tvrdší a v suchém stavu značně těžší proti smrkovému dřevu z nižších poloh.

U většiny našich dřevin buňky v letokruzích živého stromu po určité době odumírají, takže v jisté části od kambia až k dřeni nalézáme vrstvy dřeva z odumřelých buněk. Tomuto procesu říkáme tzv. zjádernění, při kterém rozlišujeme jádro a vyzrálé dřevo. Jádro je starší, střední část, která se vyznačuje zpravidla odlišnou tmavší barvou a větší tvrdostí vytvořenou z buněk odumřelých. Příkladem je modřín či dub. Vyzrálé dřevo je střední část obdobně vytvořená z odumřelých buněk, avšak se stejnou barvou jako ostatní vrstvy dřeva. Příkladem jsou smrk, buk a javor. Běl je pak částí mladého dřeva na obvodu kmene, světleji zabarvené, řidší, měkčí, složené z buněk živých. V jádru se obvykle hromadí různé látky, zejména třísloviny, barviva, pryskyřice, mnohdy i látky nerosné (jako kysličník křemičitá, uhličitán vápenatý atd.) Z toho důvodu je jádrové dřevo zdaleka trvanlivější a odolné proti hnilobě. Naproti tomu dřeviny s vyzrálým dřevem často nemají dostatečné množství ochranných látek, a proto dříve podléhají hnilobě. [7,8,9]



Obr. 12.: Nákres kmene stromu s vyznačením jeho částí [7]

4.2. Mechanické vlastnosti dřeva

Udávají schopnosti odolávat účinkům vnějších sil. Jelikož má dřevo nestejnou strukturu, která je způsobena uspořádáním a orientací molekul stavebních látek ve dřevě, mají i mechanické vlastnosti anizotropní charakter. Mezi základní vlastnosti patří pružnost, pevnost, plastičnost a houževnatost dřeva. Do odvozených pak tvrdost, odolnost proti tečení, odolnost proti trvalému zatížení a únavovému lovu. [6]

4.2.1. Pružnost dřeva

Pružnost dřeva je definována jako schopnost vrátit se do původního tvaru a rozměrů po uvolnění vnějších sil a je dána únosnou mírou napětí, nazývanou modulem pružnosti, která vyjadřuje vnitřní odpor proti pružné deformaci dřeva. Čím je modul pružnosti větší, tím větší je potřeba napětí na vyvolání deformací, což ale současně znamená, že je materiál o to méně pružný. Modul pružnosti závisí na druhu dřeva jeho vlhkosti a představuje důležité konstanty při výpočtech dřevěných konstrukcí. Rozlišujeme moduly pružnosti při normálových namáháních (tah, tlak, ohyb) a smykové moduly při namáháních tangenciálních (smyk a krut). [6,7]

4.2.2. Pevnost dřeva

Je charakterizována odporem (odolností) dřeva proti jeho trvalému porušení a je vyjádřena napětím, při kterém se poruší soudržnost tělesa – napětím na mezi pevnosti σ_p . Prostřednictvím zkoušek zjišťujeme skutečnou pevnost dřeva, kde sledujeme skutečné napětí v okamžiku porušení dřeva. Pevnost dřeva se liší v závislosti na směru působících sil vůči směru vláken. [6,8]

V závislosti na způsobu zatěžování rozlišujeme pevnost v:

- Tlaku
- Tahu
- Ohybu
- Smyku
- Kroucení

4.2.3. Tvrdost dřeva

Tou rozumíme schopnost dřeva klást odpor proti vnikání cizího tělesa do jeho struktury. Tvrdost hraje význam zejména při opracování reznými nástroji (řezání, loupání, frézování, hoblování) a odírání dřeva. Zjišťování tvrdosti se provádí experimentálně statickým vtlačováním zkušebního tělíska metodou podle Brinela (vtlačování ocelové kuličky o průměru 10 mm konstantní silou v závislosti na tvrdosti dřeva, kde zjišťujeme průměr vtisku, který se podle vztahu přepočítává na tvrdost H_B), nebo podle Janky (zatlačování polokuličky, dokud nevznikne plocha vtisku 100 mm², síla potřebná na zatlačení přímo udává tvrdost H_J) do čelních, radiálních a tangenciálních ploch. [6]

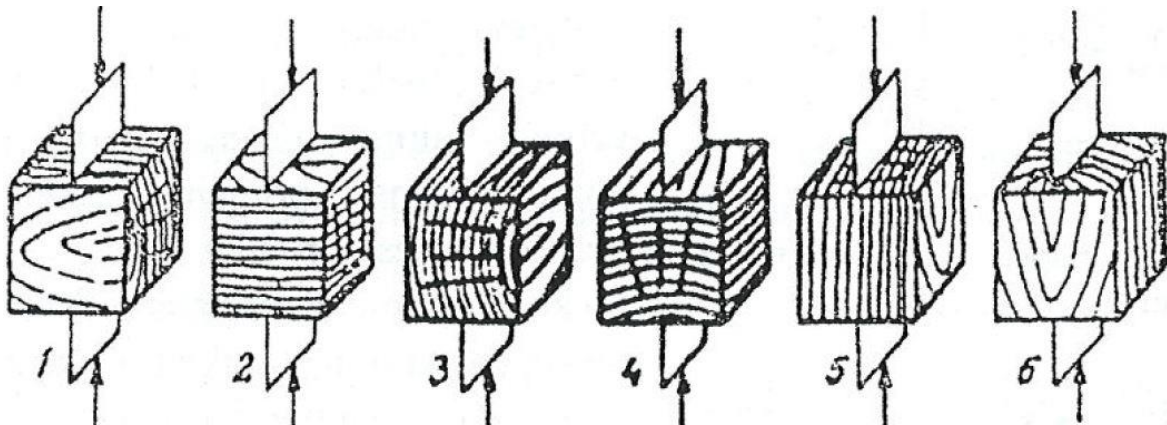
Podle tvrdosti můžeme dřeva rozdělit do 5 skupin:

- a) měkká (<40 MPa) - smrk, lípa
- b) středně tvrdá (41-80 MPa) - buk, dub, modřín
- c) tvrdá (81-100 MPa) - habr, akát
- d) velmi tvrdá (101-150 MPa) - zimostراز
- e) super tvrdá (>150 MPa) - eben, quajak

4.2.4. Smyková pevnost a stříhání dřeva

Jelikož je dřevo anizotropním materiálem, má různou smykovou pevnost v závislosti na směru namáhání. Prakticky je možné smyk zjistit, necháme-li působit dvě stejně velké síly, které vyvolají vzájemné posunutí dvou sousedních průřezů. U dřeva pak rozlišujeme tyto smykové pevnosti:

- smyková pevnost napříč vláken v příčné rovině v tangenciálním a radiálním směru (Obr. 13.: Příklady působení smykových sil na dřevo [6] Obr. 13 – 1,2)
- smyková pevnost napříč vláken v tangenciální a radiální rovině (Obr. 13 – 3,4)
- smyková pevnost ve směru vláken v tangenciální a radiální rovině (Obr. 13 – 5,6)



Obr. 13.: Příklady působení smykových sil na dřevo [6]

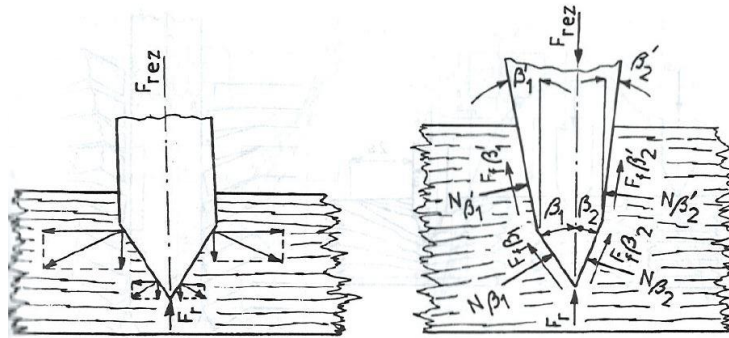
Tab. 6.: Hodnoty pevnosti ve smyku vybraných druhů dřev ve směru a napříč vláken [6]

Druh dřeva	Mez pevnosti ve smyku [MPa] při 12% vlhkosti					
	Ve směru vláken v rovině		Napříč vláken v rovině		Smyková pevnost ve směru	
	radiální	tangenciální	radiální	tangenciální	radiální	tangenciální
Smrk	6,9	6,8	3,3	2,8	31,8	34,4
Dub	10,2	12,2	7,9	7,5	-	-
Buk	11,6	14,5	7,7	7,6	52,3	47,1
Topol	6,1	7,2	3,5	3,8	31,1	20,5

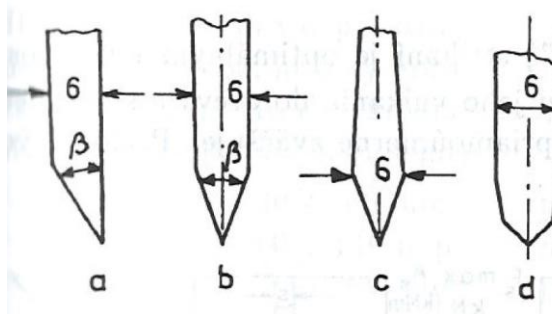
Stanovení podmínek čistého smyku ve dřevě je obtížné, jelikož smyk bez spolupůsobení dalších jiných napětí se nevyskytuje a spolupůsobí ještě jiná napětí (např. tlaková, tahová). [6]

Při stříhání dřeva v praxi dochází k tvorbě trhlin vznikajících při vnikání nože do dřeva. Podle tloušťky nože a úhlu jeho ostří β dochází k ohybu vláken a namáhání dřeva na tah kolmo na vlákna (Obr. 14), což dřevo nesnáší z důvodu rozdílné pevnosti jarního a letního dřeva. Při běžných profilech nože s rovným ostřím i při vydutém tvaru ostří s profily a až d

(Obr. 15) dochází k ohybu vláken i ročních vrstev jarního a letního dřeva a k jejich odtrhávání od sebe (Obr. 16). [11]

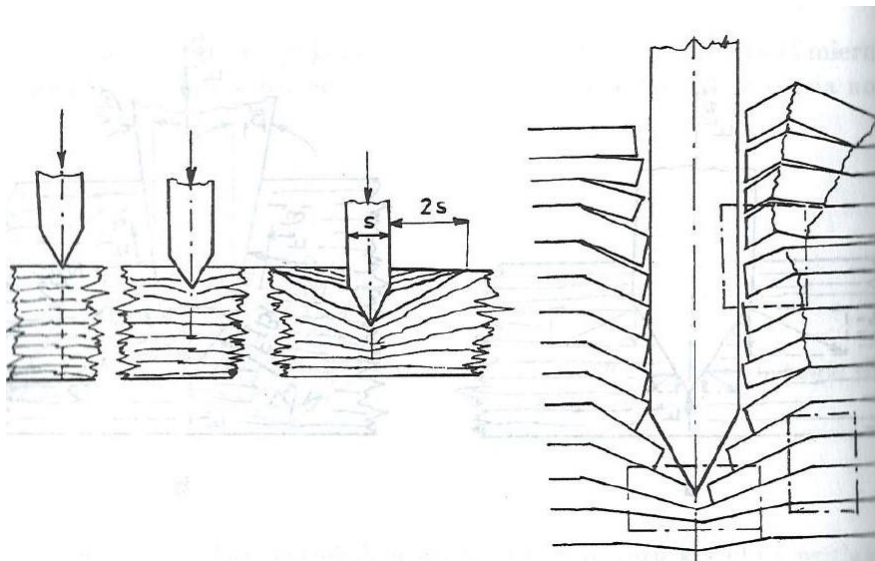


Obr. 14.: Schéma působení sil při stříhání kolmo na vlákna [11]



Obr. 15.: Tvary stříhacích nožů [11]

Roztrhání dřevnatých částic a jejich vytrhávání se vznikem prasklin ve směru vláken vyplývá z ohybu vláken a třecí síly na čelních plochách nože, vyvolaných tlakovou deformací dřeva ovlivněnou hlavně tloušťkou nože a úhlem ostří β . Součet svislých složek kolmých tlaků N a možných nerovností ve vodorovných složkách tlaků N způsobuje vychýlení ze směru působení síly F_r , tím může dojít k deformaci nože a křivému řezu. [11]



Obr. 16: Deformace vláken pod stříhacím nožem [11]

Z těchto důvodů je u plochých nožů zapotřebí dostatečná tloušťka nože, kterou je nutné navyšovat se zvětšujícím se průměrem stříhané kulatiny. Tlaková deformace na obou dvou stranách nože je rovná půlce tloušťky nože, čímž vznikají velké třecí síly a nimi způsobené

praskliny, které se při teplotě nad 0 °C rovnají přibližně dvojnásobku tloušťky nože. V mrazových obdobích se hloubka trhlin ještě zvětšuje z důvodu křehnutí dřeva mrazem.

Při pomalém tzv. statickém stříhání, kde se rychlost rovná cca $0,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, je optimálním úhlem ostří $\beta=30^\circ$. S tloušťkou nože, hloubkou stříhu a průměrem kulatiny se střížná síla přímo úměrně zvětšuje a pro březové dřevo jí lze vyjádřit přibližně podle empirického vztahu:

$$F_s \cong 27,5D^2 \cdot 10^5 - 36,5 \cdot 10^3 D + 642, \quad (1)$$

kde D [m] – stříhaný průměr při úhlu ostří $\beta=45^\circ$ a rychlosti stříhání $\mu=0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [11]

4.2.5. Vlhkost dřeva jako faktor ovlivňující jeho pevnost

Tab. 7.: Hodnoty součinitele α v závislosti na vlhkosti [10]

Vlhkost n %	Součinitel γ pro pevnost	
	v tlaku	v ohybu a ve smyku
10	0,85	0,90
15	1,00	1,00
20	1,20	1,10
25	1,45	1,25
30 a více	1,80	1,45

Na stupni vlhkosti, jímž se rozumí množství vody obsažené ve dřevě vyjádřené v procentech váhy dřeva úplně vysušeného, podstatně závisí součinitelé pevnosti. Vlhkost syrového čerstvě poraženého smrkového dřeva bývá v rozmezí 40 až 50 a i více procent. Za normální vlhkost dřeva zkušebních těles se považuje 12 %. Při kvantitativním posuzování změn lze všeobecně říct, že při stoupající vlhkosti dřeva se jeho pružnostní a pevnostní vlastnosti snižují. Tento pokles lze předpokládat podle rovnice:

$$K_{n0} = \gamma \cdot K_n \quad (2)$$

kde K_{n0} značí pevnost při normální vlhkosti 12 % a K_n pevnost při n %, γ součinitel pro pevnost. [10]

Změna pevnosti v závislosti na obsahu vázané vody lze rovněž vyjádřit podle vztahu:

$$\sigma_{12} = \sigma_n \cdot [1 + \delta \cdot (n - 12)] \quad (3)$$

kde n – je vlhkost dřeva v době zkoušení, σ_n – pevnost dřeva při zkoušení, δ – opravný koeficient pro daný způsob zatížení. [6]

Tab. 8.: Opravné koeficienty vyjadřující vliv vlhkosti na danou vlastnost [6]

Způsob zatížení	Opravný koeficient δ
Tlak ve směru vláken	0,04
Tlak napříč vláken	0,035
Tah ve směru vláken	0,01
Tah napříč vláken (R)	0,01
Tah napříč vláken (T)	0,025
Statický ohyb	0,04
Smyk ve směru vláken	0,03

5. Hydraulický obvod a jeho prvky

Hydraulické mechanismy jsou nedílnou součástí strojů nejen v průmyslu, ale i ve stavebnictví, zemědělství, dopravě a manipulaci s materiálem. Jejich použití umožňuje nové způsoby uspořádání strojů a dosažení optimálních provozních parametrů, kterými mohou být např. lepší účinnost, nižší hmotnost, větší provozní spolehlivost atd. Trend hydrauliky se nezastavil a má stále vzestupnou tendenci, to je spjato s rozvojem elektrických a elektronických prvků, které slouží k řízení funkcí stroje, zatímco hydraulika zajišťuje pracovní funkce. Tato elektrohydraulická kombinace přináší zjednodušení v ovládání a řízení strojů, zvyšuje ekonomiku jejich provozu a dává možnost umístění pohonů v těžko přístupných místech, zjednodušuje konstrukci stroje a zmenšuje jeho hmotnost.[12]

5.1. Přímočaré hydromotory

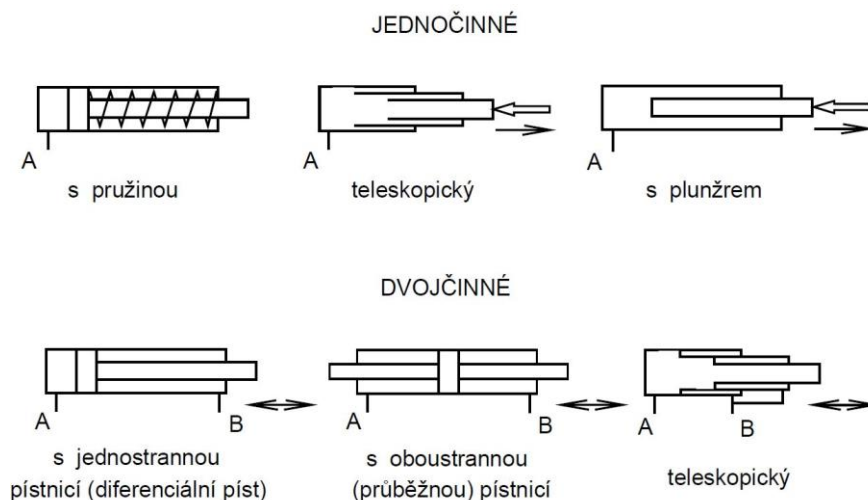
Obecně můžeme říci, že hydromotory slouží k transformaci tlakové energie kapaliny na energii mechanickou. Přímočaré hydromotory patří k prvkům, které zabezpečují přímočarý pohyb při požadované síle a rychlosti. Jejich konstrukce je velmi rozmanitá podle druhu a účelu použití, podle těchto požadavků mají odpovídající průměry a zdvih.

5.1.1. Konstrukce přímočarých hydromotorů

Přímočaré hydromotory jsou určeny pro přenos axiálních sil a můžeme je rozdělit na jednočinné a dvočinné, dále poté na teleskopické a plunžrové.

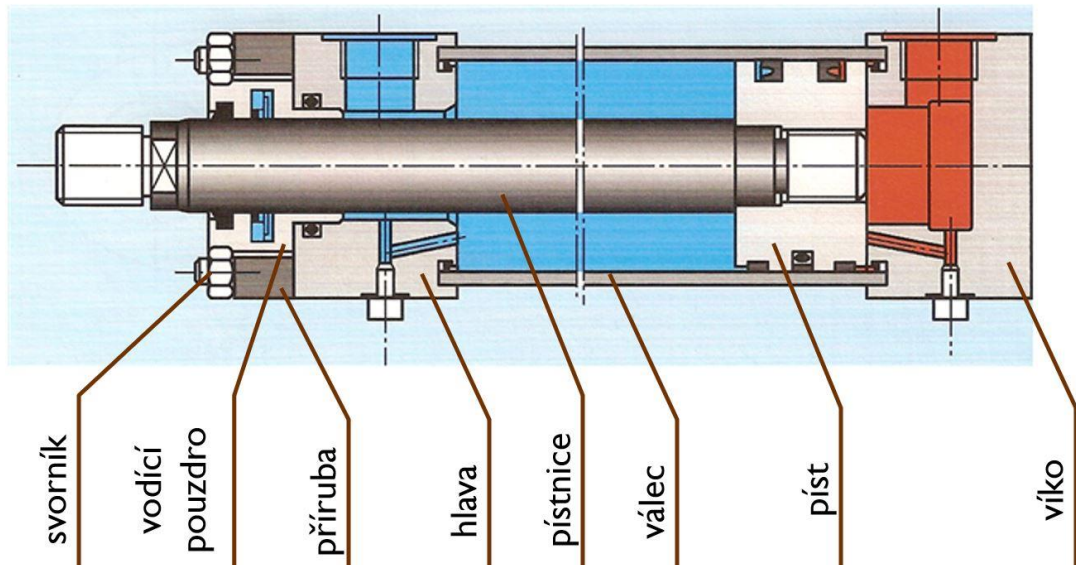
Funkce jednočinných hydromotorů spočívá v přivedení tlakové kapaliny pod píst, čímž dojde k jeho vysunutí. Zasunutí je zabezpečeno pružinou nebo vnějším zatížením.

U dvočinných hydromotorů je vysunutí i zasunutí realizováno přivedením tlakové kapaliny pod píst nebo nad píst. U hydromotorů, které mají jednu pístnici je plocha pod pístem větší než plocha nad pístem, to je způsobeno uchycením pístní tyče k pístu. Takové písty nazýváme diferenciální. Z těchto důvodů se při zachování stejného průtoku píst vysouvá pohybuje pomaleji a působí větší silou, zatímco při zasouvání je tomu naopak. [13]



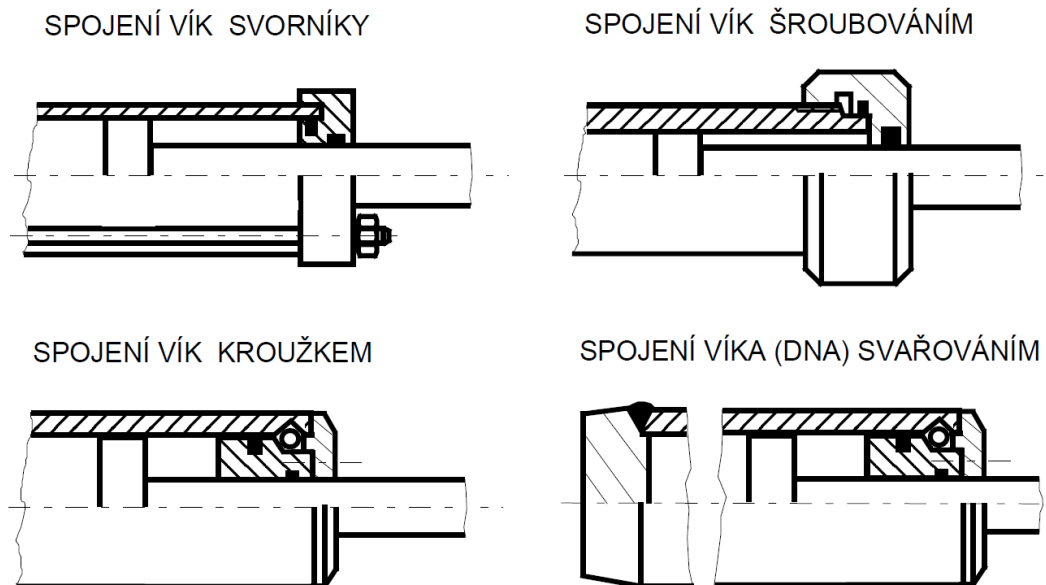
Obr. 17.: Rozdělení typů přímočarých hydromotorů [13]

V mobilní hydraulice se nejčastěji setkáváme s dvojčinnými hydromotory, jejichž konstrukci můžeme vidět na Obr. 18.



Obr. 18.: Konstrukční řešení přímočarého hydromotoru [15]

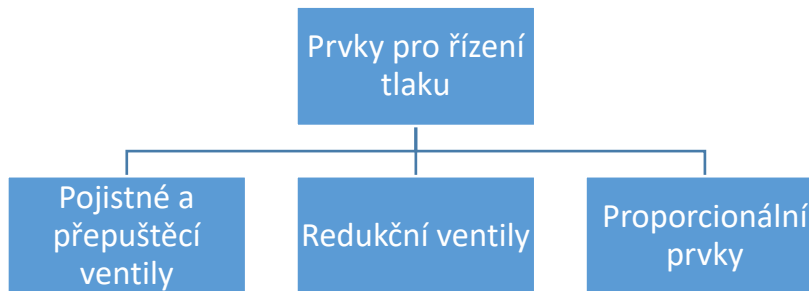
Válec bývá vyroben z bezešvé trubky, která má válečkovaný povrch s určitou přesností. Pístnice je obvykle vyrobena z oceli 11 600 nebo 11 700 s broušeným a tvrdě chromovaným povrchem. Hlava bývá kválcí přišroubována, víka mohou být rovněž přišroubována nebo přivařena. Konstrukčních řešení je celá řada a závisí na velikosti tlaku a způsobu použití.



Obr. 19.: Konstrukční možnosti spojení vík s válcem přímočarého hydromotoru [13]

5.2. Prvky pro řízení tlaku

Jsou nezbytnou součástí hydraulických obvodů určených k řízení velikosti tlaku, a tím i velikosti síly nebo kroutícího momentu hydromotoru. V hydraulických obvodech plní funkci pojistnou, přepouštěcí, připojovací a odpojovací. Také umožňují spojitě řídit tlak elektrickými signály. Prvky mohou být podle schématu rozděleny na:



5.2.1. Pojistné a přepouštěcí ventily

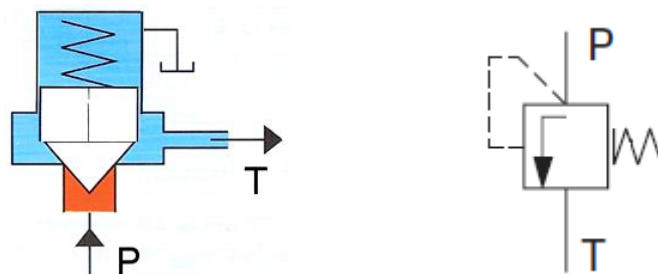
Jsou určeny pro řízení velikosti tlaku, a tím i velikosti síly nebo kroutícího momentu hydromotorů. Pojistné ventily v obvodu omezují maximální tlak a jsou jeho nezbytnou součástí. Jištění spočívá v přepuštění kapaliny z přetížené větve do nádrže nebo druhého vedení, čímž jistí obvod před zvýšenými tlaky např. při zastavení pohybu pístnice v důsledku nadměrné zátěže nebo po dojetí pístu do krajní polohy.

Podle konstrukce rozdělujeme ventily na:

- jednostupňové, přímořizené – pro menší průtoky (do 60 l/min)
- dvoustupňové, nepřímořizené – pro větší průtoky i tlaky (nad 60 l/min)

5.2.1.1. Jednostupňové tlakové ventily

Funkce spočívá v přitlačení kuželky dosedla pomocí pružiny, a tak je ventil uzavřený. Při zvětšování tlaku roste i výsledná síla působící na kuželku ventilu. Vzroste-li tlak v kanálu nad hodnotu nastavenou předepnutím pružiny, kuželka se nadzvedne a odkryje výstupní kanál T a dojde k přepouštění kapaliny. Od této chvíle je ventil v činnosti a s pohybem kuželky se mění i velikost průtoku.

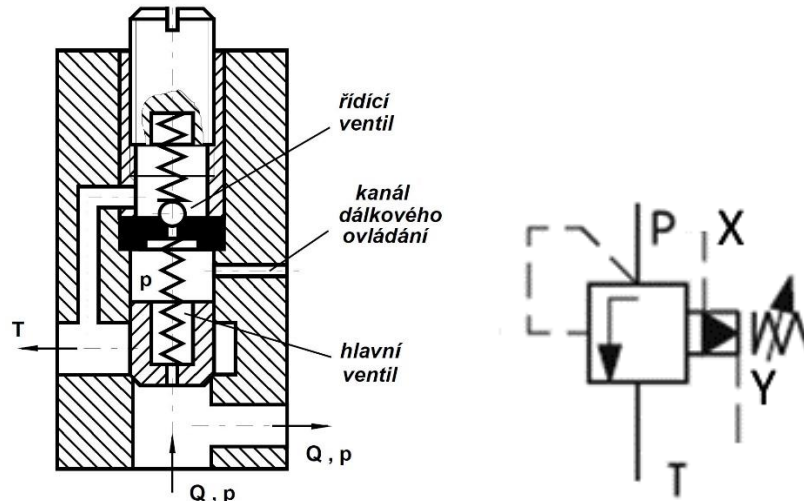


Obr. 20.: Schéma a značka jednostupňového tlakového ventilu sedlového typu [16]

Během funkce ventilu dochází k maření tlakové energie, která se mění v energii tepelnou, čímž dochází k nežádoucímu ohřevu kapaliny. Z toho důvodu je potřeba mechanismus provozovat tak, aby byl pojistný ventil v činnosti co nejkratší dobu nebo nemusel reagovat vůbec. [12, 13, 14]

5.2.1.2. Dvoustupňové tlakové ventily

Dvoustupňové tlakové ventily se používají pro řízení tlaků v obvodech s většími průtoky. Ventil je tvořen řídicím stupněm (kuželkový ventil) a hlavním stupněm (šoupátko), funkce je dána velikostí otevíracího tlaku na řídicím ventilu. Hlavní ventil je pomocí slabé pružiny přitlačován do sedla, pokud řídicí ventil nepropouští je na hlavním ventilu zajištěna silová rovnováha díky shodnému tlaku a obsahu ploch pod i nad šoupátkem. Jakmile dojde k otevření řídicího ventilu je silová rovnováha porušena, šoupě hlavního ventilu se nadzvedne, tím dojde k přepouštění kapaliny a snížení tlaku.

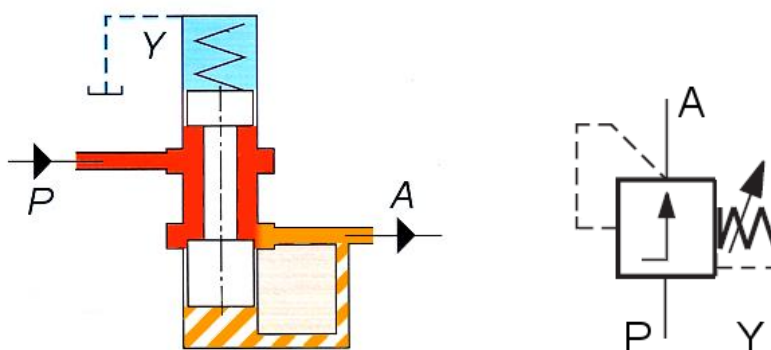


Obr. 21.: Řez dvoustupňovým tlakovým ventilem a jeho značka [13,17]

Kromě pojistní funkce tyto ventily na rozdíl od jednostupňových rovněž umožňují odlehčování hydrogenerátorů, stupňovité nebo plynulé řízení tlaku, možnost dálkového ovládání apod. [12,13,14]

5.2.2. Redukční ventily

Redukční ventily slouží k odebrání více tlakových hladin o nižších hodnotách z hlavní tlakové větve. Během redukce tlaku dochází ke ztrátě části tlakové energie, která se přeměňuje na teplo. Podle konstrukce jsou rozděleny podobně jako tlakové ventily na jednostupňové nebo dvoustupňové redukční ventily. Redukovaný tlak je prakticky nezávislý na průtoku a téměř nezávislý na vstupním tlaku. Maximální průtok ventilem se odvíjí od zvolené světlosti, maximální redukovaný tlak je určen velikostí předepnuté pružiny.

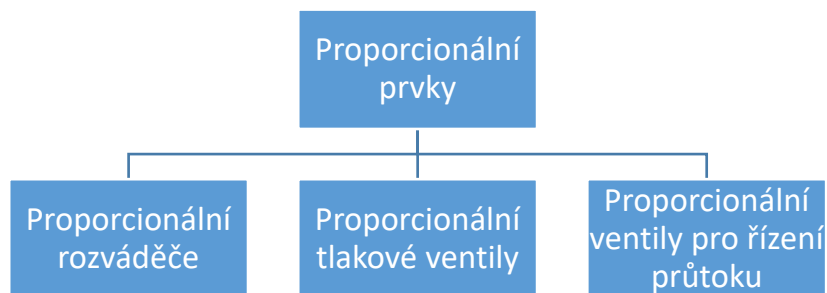


Obr. 22.: Schéma a značka dvoustupňového přímořízeného redukčního ventilu [17]

Jednostupňové ventily se obvykle používají k redukci tlaku z vysokotlaké pracovní větve pro nízkotlaké pomocné obvody, např. pro upínání nástrojů u obráběcích nástrojů, pro hydraulické přesouvání šoupátek rozváděčů, ovládání brzdy hydromotorů apod. Dvoustupňové redukční ventily mají stejné výhody jako dvoustupňové tlakové ventily. [12,13]

5.2.3. Proporcionální prvky

S rostoucími požadavky na plynulé a přesné řízení rychlosti, otáček, sil nebo kroutících momentů hydromotorů v obvodech mobilní techniky, vedou ke stále většímu využívání proporcionální techniky, která spojitě řízení průtoku nebo tlaku umožňuje nejčastěji podle změny elektrického signálu. Proporcionální prvky můžeme rozdělit na:

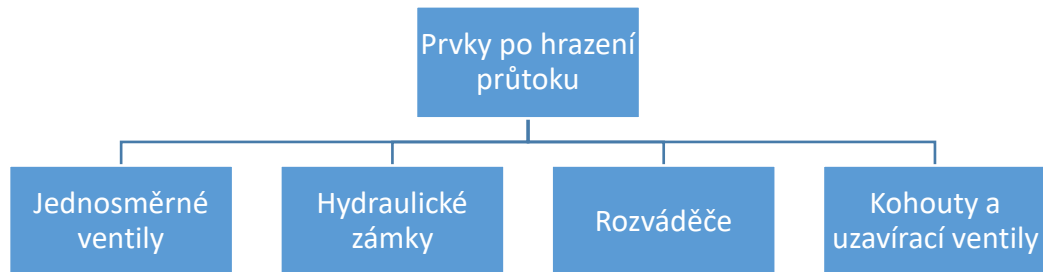


Výhody hydraulických obvodů s proporcionálními prvky:

- plynulá změna rychlosti nebo výstupních sil mechanismů bez omezení maximální rychlosti, jako tomu je u klasické hydrauliky
- pracují klidně a rovnoměrně i přes velké pohybující se hmoty, rychlosti a zrychlení
- dosahují lepších dynamických vlastností, jelikož se řízení sil s momenty a rychlosti se směrem pohybu děje spojitě
- umožňují naprogramování, případně dálkové řízení tvarováním elektrického signálu [13]

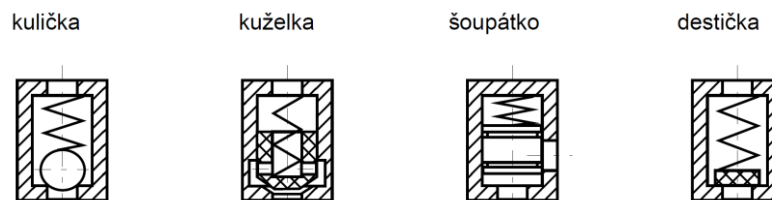
5.3. Prvky pro řízení průtoku

Tyto prvky se používají při řízení smyslu pohybu hydromotorů a při zajišťování jejich klidové polohy. Rozdělit je můžeme na:



5.3.1. Jednosměrné ventily

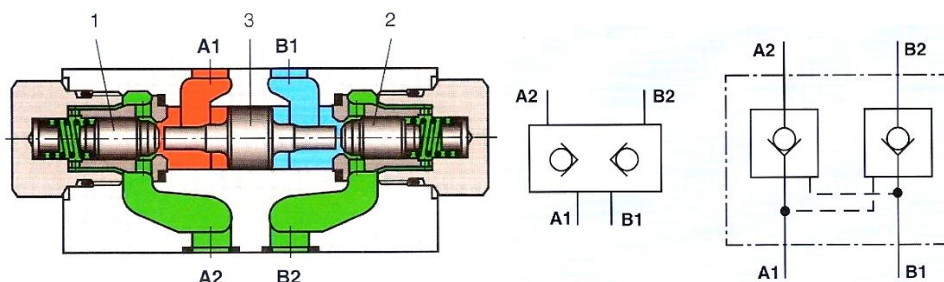
Jednosměrné ventily umožňují průtok kapaliny pouze v jednom směru a musejí poskytovat minimální tlakové ztráty ve směru průtoku a dokonalou těsnost ve směru opačném. Použití je všestranné, nejčastěji pak v obtoku škrtkících nebo tlakových ventilů, jako ochrana filtru nebo chladiče proti nepřípustnému. Dále rozlišujeme jednosměrné ventily řízené, které se uplatňují při blokování hydromotorů, na nichž je zavěšené břemeno.[13]



Obr. 23.: Konstrukční provedení jednosměrných ventilů [13]

5.3.2. Hydraulické zámky

Hydraulické zámky vznikají při vhodném propojení dvou řízených jednosměrných ventilů, jsou to prvky, které dokonale uzavírají pracovní okruh pod tlakem, zajišťují břemeno proti klesání při poruše potrubí a stálou polohu hydraulického válce pod tlakem i po delším časovém úseku. Z hlediska konstrukce je rozdělujeme na jednostranné a oboustranné. [12.13]



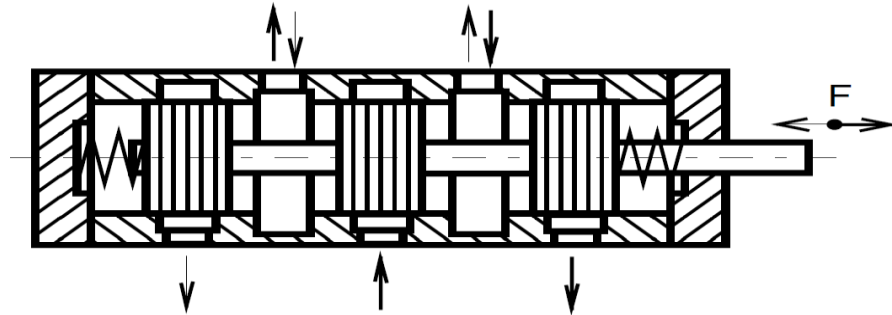
Obr. 24.: Konstrukční uspořádání dvoucestného hydraulického zámku a jeho značka [17]

5.3.3. Rozváděče

Rozváděče jsou nejrozšířenějším prvkem v obvodech mobilní hydrauliky a slouží k hrzení průtoku nebo změně směru průtoku kapaliny, tzn. k ovládnání pohybu hydromotorů.

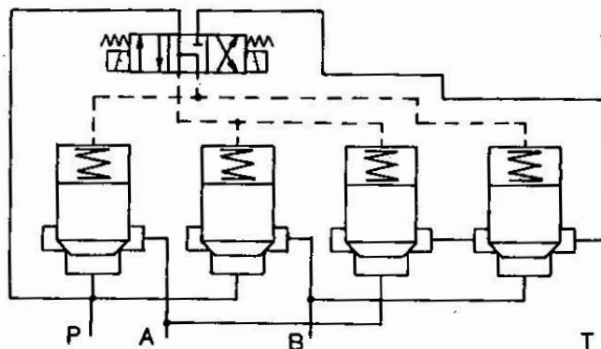
Podle konstrukce je dělíme na:

- šoupátkové
- ventilové



Obr. 25.: Schéma šoupátkového rozváděče [13]

U mobilní techniky se nejčastěji setkáváme s rozváděči s přímočarým šoupátkem, které je vybavené nákrůžky a pohybuje se v tělese rozváděče se zápichy. Se změnou polohy šoupátka se vzájemně propojují jednotlivé kanály, které do zápichů ústí. Podle počtu poloh šoupátka rozlišujeme rozváděče dvou, tří a více polohové. Podle počtu kanálu na dvou, tří, a vícecestné. Přímočaré šoupátkové rozváděče se díky jednoduché konstrukci a možnosti rozmanitého zapojení používají velmi často, ale nevýhodou je, že mají v uzavřeném stavu svodový průtok, který je způsoben vůlí mezi tělesem a šoupátkem, a bývá většinou sveden do odpadního kanálu rozváděče.



Obr. 26.: Ventilový rozvaděč s hydraulickým ovládnáním [12]

Sedlové rozváděče se sestavují z jednosměrných řízených ventilů, při kombinaci jejich zapojení a uspořádání lze zajistit propojení celé řady kanálů. Díky dobré těsnosti se používají pro hrzení velkých průtoků, např. u hydraulických lisů, na válcovacích stolicích apod. [12, 13, 14]

6. Vlastní návrh stříhací hlavice

6.1. Zhodnocení a výběr vhodného typu konstrukce

Vlastní stříhací hlavice by měla v porovnání s prací s motorovou pilou především snížit potřebu této namáhavé práce při těžbě dřeva, čištění mezí, okrajů silnic apod. od náletových dřevin, poskytovat vyšší produktivitu a v neposlední řadě také bezpečnost. Zároveň je nutné, aby byla hlavice cenově přijatelná pro vlastníky pozemků, kteří pro ni naleznou využití, nebo pro osoby podnikající v těchto službách.

Při návrhu bylo rovněž nutné zohlednit kritéria zadavatelské firmy Techracon s.r.o., která požadovala:

- stříhaný průměr 25 cm u měkkého dřeva a 20 cm u tvrdého dřeva
- co nejnižší hmotnost
- co nejnižší výrobní náklady
- připojení k různým pracovním strojům

Na základě těchto faktů byla pro realizaci zvolena konstrukce s jednou pohyblivou čelistí a pevným nožem, která disponuje nízkou hmotností, díky tomu může být použita i na minirýpadlech, které umožňují snadný pohyb v mladinových porostech. Díky použití jednoho hydraulického válce a nízkému počtu třecích ploch nemá vysoké náklady na údržbu a je výhodná z hlediska poměru cena – výkon.

6.2. Výpočet stříhací síly

Problematika výpočtu síly, které je potřeba k přestřižení stromu není úplně snadná, jelikož se nejedná o prosté stříhání, ale kombinaci ohybu vláken dřeva do doby, než dojde k jejich přetržení a třecích sil na čelních plochách nože, vyvolaných tlakovou deformací dřeva (viz. kapitola 4.2.4. Smyková pevnost a stříhání dřeva). Na základě těchto faktů lze pak stříhací sílu pro březové dřevo v závislosti na stříhaném průměru D [m] při úhlu ostří $\beta = 45^\circ$ a rychlosti stříhání $\mu = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ přibližně vyjádřit podle empirického vztahu:

$$F_s \cong 27,5 \cdot D^2 \cdot 10^5 - 36,5 \cdot 10^3 \cdot D + 642 \quad (4)$$

$$\cong 27,5 \cdot 0,225^2 \cdot 10^5 - 36,5 \cdot 10^3 \cdot 0,225 + 642 \cong 131\,648 \text{ N}$$

Jelikož se jedná o vztah pro březové dřevo, které se řadí do skupiny polotvrdých, byl stříhaný průměr do výpočtu zvolen na hodnotu $D = 0,225 \text{ m}$, která leží uprostřed mezi požadavky na stříhané průměry tvrdého a měkkého dřeva.

6.3. Návrh hydraulického válce

Síla, kterou je hydraulický válec schopen vyvinout, je dána jeho průměrem a tlakem pracovního stroje, ke kterému bude hlavice připojena. Ten se v závislosti na výrobci pohybuje od 200 – 280 bar. Pro výpočet byl zvolen tlak na hodnotu 200 bar.

Výpočet potřebného průměru válce d'_v určíme ze vztahu:

$$p = \frac{F_s}{S'_v} \quad (5)$$

kde S'_v je navrhovaná plocha pístu válce vyjádřena jako:

$$S'_v = \frac{\pi \cdot d_v'^2}{4} \quad (6)$$

Po vyjádření z rovnice (3) je stanoven potřebný průměr válce:

$$d'_v = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 131648}{\pi \cdot 200 \cdot 10^5}} = 0,0915 \text{ m} = 91,5 \text{ mm} \quad (7)$$

Po zaokrouhlení byl zvolen průměr válce $d_v = 100 \text{ mm}$

Skutečná síla válce pro zvolený průměr při tlaku 200 bar se rovná:

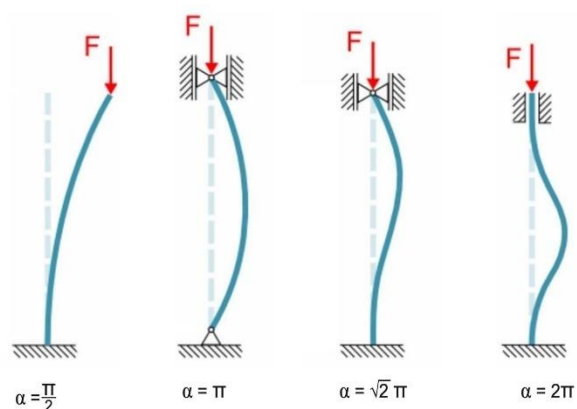
$$F_{v200} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = 200 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 157\,080 \text{ N} \quad (8)$$

Vzhledem k rozsahům tlakům na pracovních strojích bude pro další výpočty bráno v potaz jeho zvětšení na 250 bar z původních 200. Z toho důvodu je nutné přepočítat sílu válce pro tento tlak, která bude použita v dalších výpočtech.

$$F_{v250} = p \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = 250 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 196\,349 \text{ N} \quad (9)$$

Další parametry jako zdvih pístu a průměr pístnice jsou stanoveny na základě tvorby 3D modelu. Aby čelist správně dovírala a zároveň poskytovala dostatečné otevření při chytání stromu, je zdvih l_p stanoven na 265 mm. Aby nemohlo dojít ke kolizi mezi pístnicí a čelistí, je její průměr d_p stanoven na 50 mm.

Jelikož se jedná o válec, který bude vyrobený na míru, je zapotřebí na základě vstupních parametrů zkontrolovat pístnici na vzpěr. V první řadě je třeba určit geometrické vlastnosti a případ uložení pístnice (Obr.27). Pro náš výpočet se jedná o třetí stav zleva, na němž závisí součinitel uložení, který ovlivňuje velikost kritické štíhlosti. Podle ní pak určíme, zda je pístnice namáhána v oblasti prostého tlaku, nepružného vzpěru nebo pružného vzpěru. [18]



Obr. 27.: Možné případy vzpěru s hodnotami součinitele uložení α [18]

Kvadratický moment pístní tyče je určen podle:

$$J_{yp} = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} = \frac{\pi \cdot 50^4}{64} = 30,38 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (10)$$

Průřez pístnice hydromotoru je určen podle:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1964 \text{ mm}^2 \quad (11)$$

Poloměr kvadratického momentu je určen dle:

$$i_y = \sqrt{\frac{J_{yp}}{S_p}} = \sqrt{\frac{30,38 \cdot 10^4}{1964}} = 12,44 \text{ mm} \quad (12)$$

Štíhlost pístnice určíme dle:

$$\lambda = \frac{l_p}{i_y} = \frac{265}{12,44} = 21,30 \quad (13)$$

Kritickou štíhlost potom určíme ze vztahu:

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{\alpha^2 \cdot E}{\sigma_{kp}}} = \sqrt{\frac{(\sqrt{2}\pi)^2 \cdot 210 \cdot 10^9}{390 \cdot 10^6}} = 103,10 \quad (14)$$

kde α je součinitel uložení $\alpha = \sqrt{2}\pi$, E je modul pružnosti v tahu (pro ocel E= 210 000 MPa), σ_{kp} je mez kluzu oceli 20MnV6 (σ_{kp} = 390 MPa), z níž je pístnice vyrobena. Jelikož je štíhlost pístnice $\lambda = 21,30$ menší než kritická štíhlost $\lambda_k = 103,10$ je aktuální mezní stav pružnosti a pístnice namáhána na prostý tlak, který určíme podle:

$$\sigma_d = \frac{F_{250}}{S_p} = \frac{196\,349}{1964} = 99,97 \text{ MPa} \quad (15)$$

Vzhledem k mezi kluzu oceli 20MnV6 (σ_{kp} = 390 MPa), z níž je pístnice vyrobena, je pístnice z hlediska kontroly plně vyhovující.

Dalším podstatným parametrem, který se týká hydromotoru, je čas vysouvání jeho pístu, od čehož se odvíjí i samotná doba stříhání, a tím i produktivita stroje. Je stanoven na základě výpočtu:

$$S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,11^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (16)$$

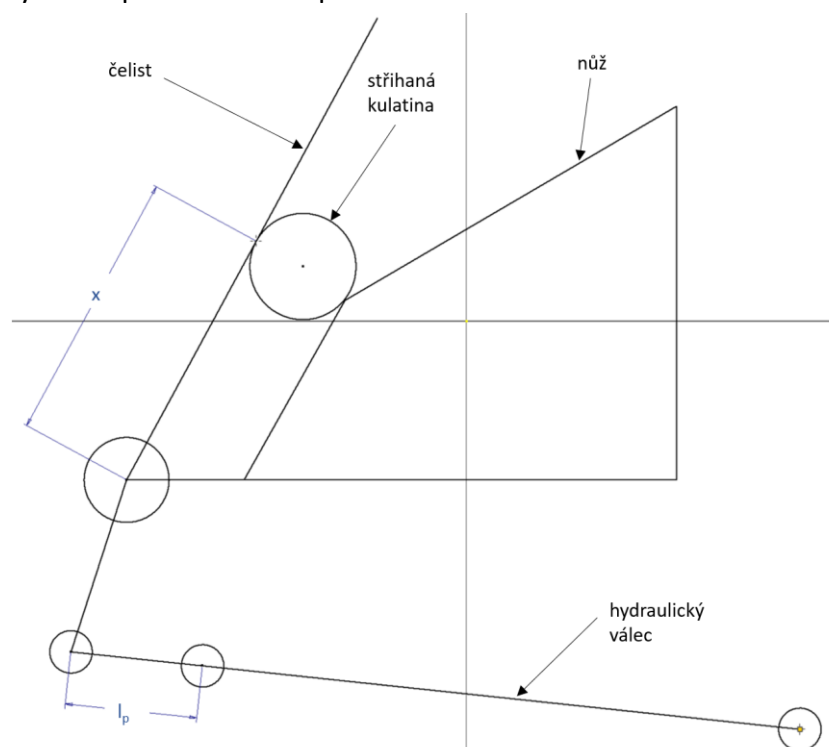
$$V_h = S_v \cdot l_p = 7,854 \cdot 10^{-3} \cdot 0,265 = 2,081 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 2,081 \text{ l} \quad (17)$$

$$t_v = \frac{V_h}{Q_p} = \frac{2,081}{\frac{40}{60}} = 3,12 \text{ s} \quad (18)$$

kde V_h je objem hydraulického válce, S_v je plocha pístu válce, t_v je čas potřebný k vysunutí pístu neboli zavření čelisti Q_p [l/min] je průtok hydrogenerátoru stoje, na němž je hlavice připojena, pro náš případ zvoleno $Q_p = 40$ l/min, což odpovídá polovičním hodnotám maximálního průtoku, které uvádějí katalogů výrobců strojů a výsledná doba vysunutí pístu $t_v = 3,12$ sekundy.

6.4. Určení sil na čelisti

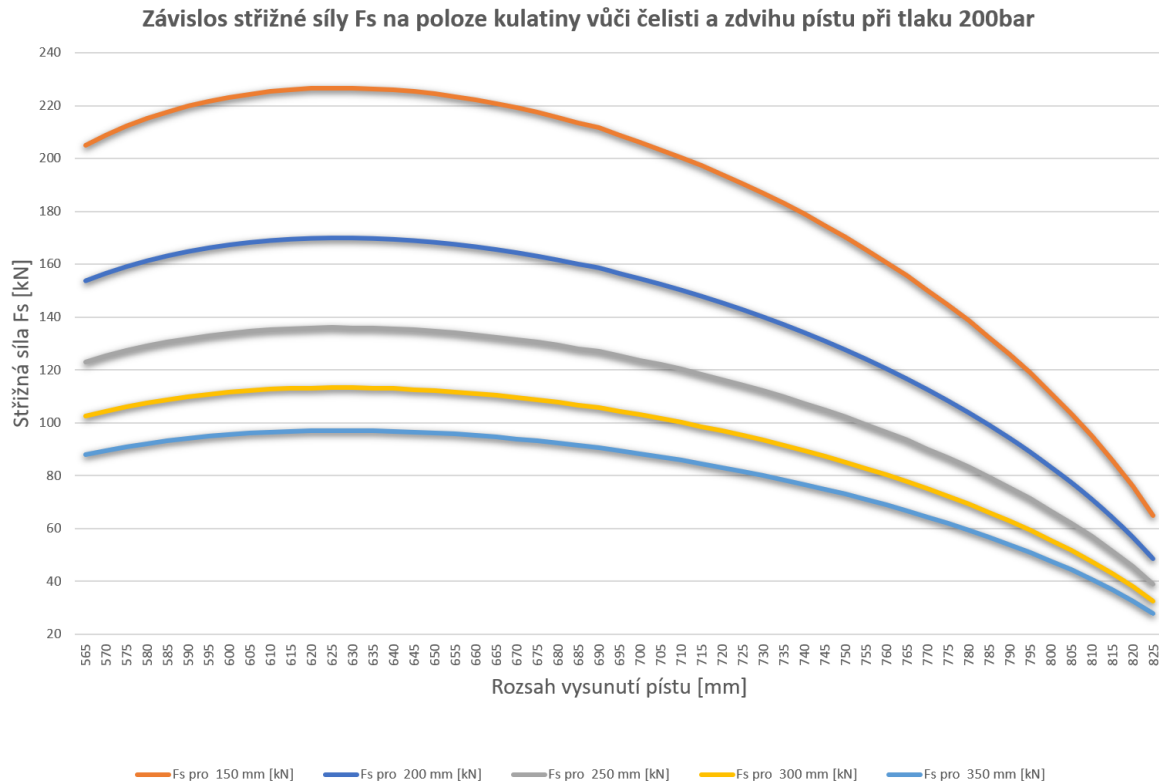
Na základě potřebné střižné síly byl pomocí CADu navržen mechanismus (Obr. 28), pro který byla spočítána velikost maximální vyvozené síly v závislosti na poloze kulatiny mezi čelistí a středovým čepem při různém vysunutí válce. Polohu kulatiny představují hodnota x a vysunutí pístu hodnota l_p .



Obr. 28.: Kinematické schéma stříhací hlavice

Pro tuto závislost byl pomocí Microsoft Excel vykreslen graf (Obr. 29). V grafu je znázorněno pět křivek pro vzdálenost $x = 150, 200, 250, 300, 350$ mm a při 200 bar tlaku v okruhu. Nejvyšší síly je dosahováno v první čtvrtině zdvihu pístu a při vzdálenosti 150 mm na čelisti dosahuje síla 170kN. Podle předpokládaného procesu stříhu by mělo v této poloze

docházet ke stříhání největšího průměru, tudíž je potřeba nejvyšších sil. S postupujícím zdvihem se již plocha k odstřížení zmenšuje a není zapotřebí tak velkých sil. Po dostříhnutí už potřebujeme pouze sílu, která přimáčkne ustříhnutý strom k rámu a zamezí jeho vypadnutí během manipulace.



Obr. 29.: Závislost vysunutí válce na vyvozené střížné síle při tlaku 200 bar

6.5. Kontrola čepů k přichycení pístu

Propojení rámu a čelisti s hydraulickým válcem je realizováno pomocí čepů o průměru $d_{\zeta} = 40$ mm z oceli S355, který je zajištěn proti posunu šroubem. Čep může být namáhán radiální silou až $F_{250} = 196\,349$ N vyvolanou hydromotorem, z toho důvodu bude zkontrolován na stříh a otlačení.

Výpočet plochy průřezu čepu:

$$S_{\zeta} = \frac{\pi \cdot d_{\zeta}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1257 \text{ mm}^2 \quad (19)$$

Velikost dovoleného napětí ve stříhu určíme ze vztahu:

$$\tau_{Ds} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} = 0,6 \cdot 355 = 213 \text{ MPa} \quad (20)$$

Velikost napětí ve stříhu je pak určeno ze vztahu:

$$\tau_s = \frac{F_{250}}{2 \cdot S_p} = \frac{196\,349}{2 \cdot 1257} = 78,10 \text{ MPa} \quad (21)$$

Velikost dovoleného otačení vypočteme podle:

$$p_{Dot} = 0,8 \cdot \sigma_{Dot} = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ MPa} \quad (22)$$

Velikost otačení vypočteme podle:

$$p_{ot} = \frac{F}{S_p} = \frac{F_{250}}{2 \cdot d_\xi \cdot l} = \frac{196\,349}{2 \cdot 40 \cdot 33} = 74,37 \text{ MPa} \quad (23)$$

Podle výpočtu působí na čep smykové napětí $\tau_s = 78,10$ MPa a otačení $p_{ot} = 74,37$ MPa, ty jsou v porovnání s dovolenými napětími $\tau_{Ds} = 213$ MPa a dovoleným otačením $p_{Dot} = 80$ MPa menší, čep tedy vyhovuje.

6.6. Kontrola proklouznutí nože

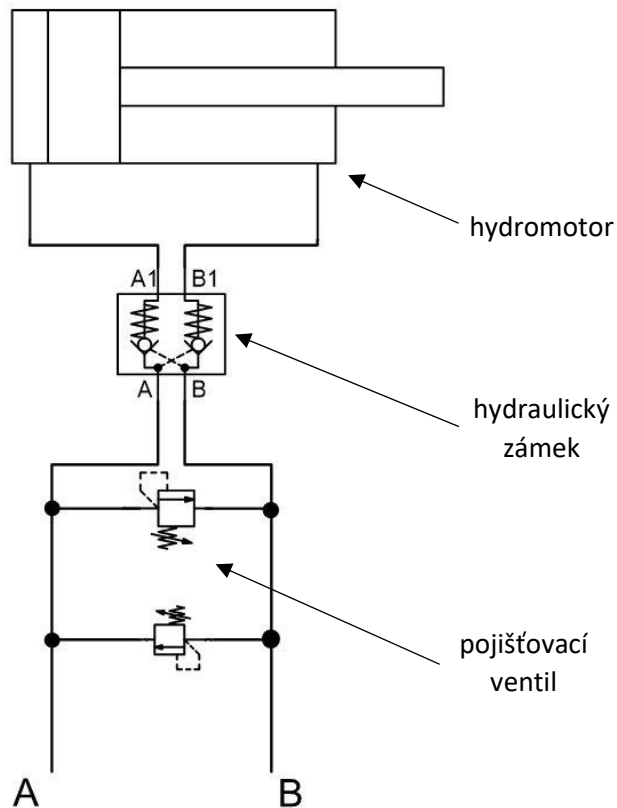
Jelikož není nůž součástí svařence rámu, ale jedná se o vyměnitelný díl uchycený šrouby, je zapotřebí ověřit, jestli při stříhání nedojde k jeho proklouznutí vůči rámu, což by mělo za následek namáhání šroubů na stříh, čemuž se snažíme vyvarovat. Pro uchycení bylo zvoleno devět ($y = 9$) šroubů o velikosti M16 v pevnostní třídě 8.8, ve kterých je podle tabulky [20] při utahovacím momentu $M_u = 209$ Nm osová síla $F_o = 66\,955$ N, maximální střížní síla $F_s = 227\,000$ N pak musí být rovna nebo menší než síla třecí (F_t) vyvolaná předpětím šroubů.

$$F_t = F_o \cdot f \cdot y = 66\,955 \cdot 0,78 \cdot 9 = 470\,024 \quad (24)$$

Z výpočtu vyplývá, že při součiniteli tření $f = 0,78$ pro povrch ocel/ocel, je výsledná třecí síla téměř dvojnásobná oproti síle střížné. K posuvu nože a namáhání šroubů na stříh by docházet nemělo.

6.7. Hydraulické schéma

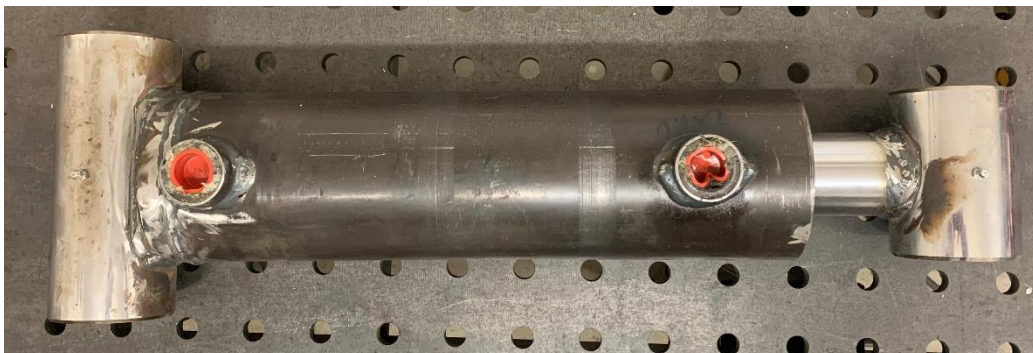
Na základě teoretických poznatků z kapitoly 5. Hydraulický obvod a jeho prvky, bylo navrženo hydraulické schéma a je zobrazeno na Obr. 30. Hydraulický obvod je tvořen přímočarým hydromotorem, dvoucestným hydraulickým zámkem a pojišťovacím ventilem. Zdrojem tlakové energie je pak stroj, se kterým je pomocí rychlospojek hlavice propojena.



Obr. 30.: Schéma hydraulického obvodu

6.7.1. Hydromotor

Na základě potřebného zdvihu $l_p = 265$ mm, který byl určen z CAD modelu a dalších parametrů vypočtených v kapitole 6.3 Návrh hydraulického válce, byl zvolen přímočarý hydromotor od dodavatele Kardanka, který je určen pro práci s tlakem do 300MPa. Jedná se o hydromotor svařované konstrukce a připojení je realizováno pomocí ok přivařených na konci pístnice a víku.



Obr. 31.: Přímocharý hydromotor pro stříhací hlavici

6.7.2. Pojišťovací ventil

Aby byl okruh zabezpečen před přetížením v případě zastavení hydromotoru, musí být vybaven pojišťovacím ventilem. Ten přepustí tlak do zpáteční větve při dosažení hodnoty tlaku nastavené na ventilu. Pro obvod byl zvolen dvoucestný pojišťovací ventil od výrobce Oleodinamica Marchesini s označením VAU 3/4", který umožňuje při použití jednoho prvku pojišťovat tlak ve dvou směrech, což je při použití dvojčinného hydromotoru výhodné. Ventil je navržený pro tlak až 250 bar s maximálním průtokem 110 l/min. Tlak ventilu je seřizován pomocí šroubu a matice, v našem případě 200 bar, k přichycení ventilu pak slouží dvojice šroubů.



Obr. 32.: Pojišťovací ventil [21]

6.7.3. Hydraulický zámek

Tento prvek v hydraulickém systému zastává svoji funkci, když je zapotřebí udržet v hydromotoru tlak i po delší časový úsek nebo v případě havárie na některé z hydraulických hadic. Z těchto důvodů bývá napojen přímo na hydromotor pomocí hydraulických trubek. Zamezuje tak samovolnému posunutí pístu a zároveň otevření čelisti hlavice v případě, kdyby došlo k již zmiňované havárii na hydraulické hadici při manipulaci se stromem, během níž může být ohrožen stroj, ale i zdraví jeho obsluhy. Můžeme tedy říci, že v systému tvoří svoji funkci v zajištění bezpečnosti, ale obvod bude funkční i bez něho.

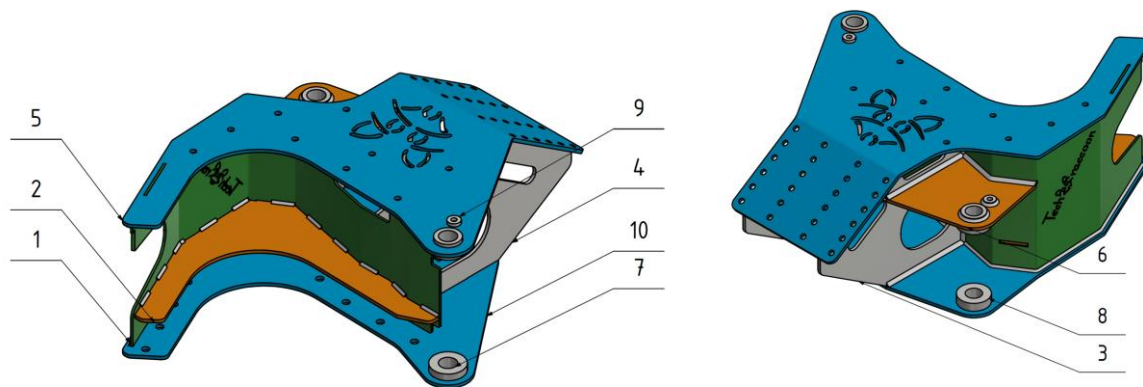


Obr. 33.: Dvoucestný hydraulický zámek [21]

6.8. Popis návrhu konstrukce v CADu, její výroby a montáže

Při návrhu byla snaha o vytvoření kompaktní hlavičky s minimem obráběných dílců, které do značné míry prodražují výrobu. Z těchto důvodů byla snaha v nejvyšší možné míře využívat plechových výpalků, které ještě mohou být ohraněny do požadovaných tvarů a následně svařeny dohromady. Byl tedy kladen důraz na tzv. technologičnost konstrukce, která se zaměřuje na sladění požadavků uživatele výrobku a možností výrobce s cílem dosažení předem určených parametrů při minimálních výrobních nákladech.

6.8.1. Základní rám



Obr. 34.: Rám hlavičky s pozicemi

Celý rám je tvořen z 10 různých součástí při čemž se futra (7) a distanční podložky (9) v konstrukci opakují

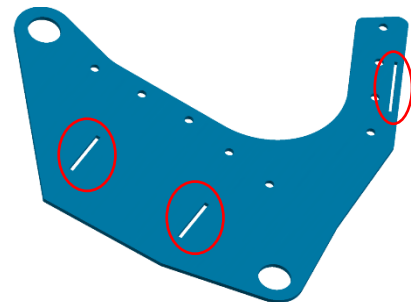


Obr. 35.: Postupné svařování rámu

vícekrát. Základnu tvoří plechový výpalek (10), do kterého jsou v první řadě

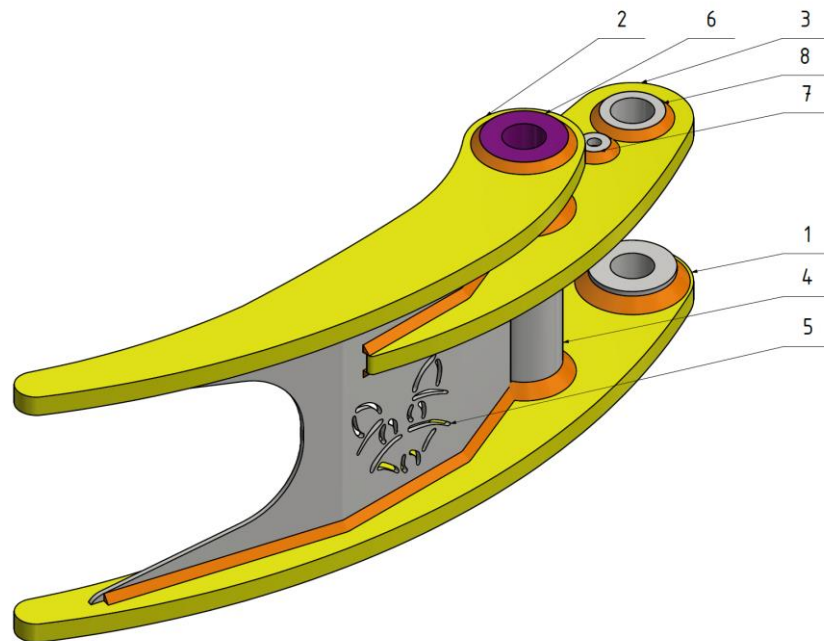
nabodovány

futra. Jelikož je plech opatřen „zámký“, tak svařeč nemusí složitě zaměřovat pozice dalších součástí, ale pouze do nich vsune výpalky (1, 3, 4 a 6), které jsou rovněž zbodovány. Následuje přiklopení plechem (5), ve kterém je opět nabodované futro, přičemž je podstatné dodržet souosost futer mezi oběma plechy. Na závěr je z vnitřní strany vložena a zavařena výztuha, která společně s vrchním plechem vytváří opěrné body pro ustřižený strom.



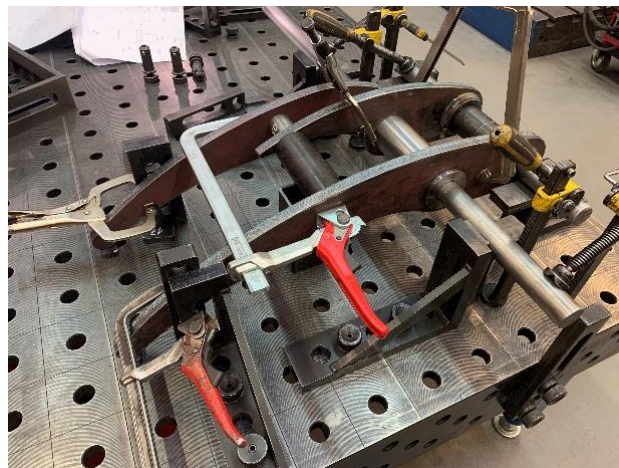
Obr. 36.: Plechový výpalek č.10 opatřený "zámký"

6.8.2. Čelist



Obr. 37.: Čelist hlavice s pozicemi

Celá čelist je tvořena z osmi dílu, přičemž pozice (8) a (6) jsou futra a v sestavě se opakují dvakrát. Pozice (1) a (2) jsou základní plechy, do kterých jsou nejprve nabodována futra (8) a následně vsunuta trubka (4) s futry (6), která oba plechy propojuje. Plech (3) je rovněž vsunut na trubku, ale nejprve je v něm nabodováno futro (8). Všechny plechy jsou nasunuty na tyče, aby byla zaručena sousost futer, a následně zavařeny. Nakonec je přivařena distanční podložka (7).

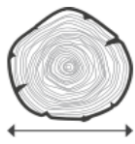


Obr. 38.: Příprava na svařování čelisti

6.8.3. Celková sestava

Sestava je vytvořena propojením rámu a čelisti společně s pístem pomocí třech čepů. Na závěr je k rámu přišroubován nůž. Součástí sestavy je také uchycení, které je realizováno jako šroubovací, a musí být zpravidla vyrobeno až na základě specifikace stroje, na kterém má být hlavice používána, jelikož upínání není nijak normalizováno a většina výrobců má vlastní typ.

Tab. 9.: Technické parametry hlavice Tchraccoon



25 cm



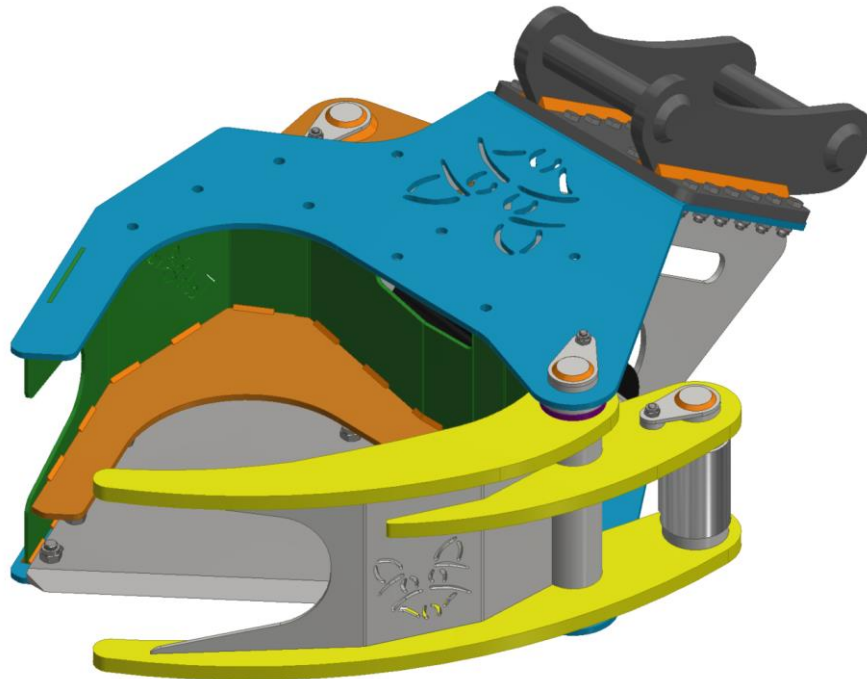
185 kg



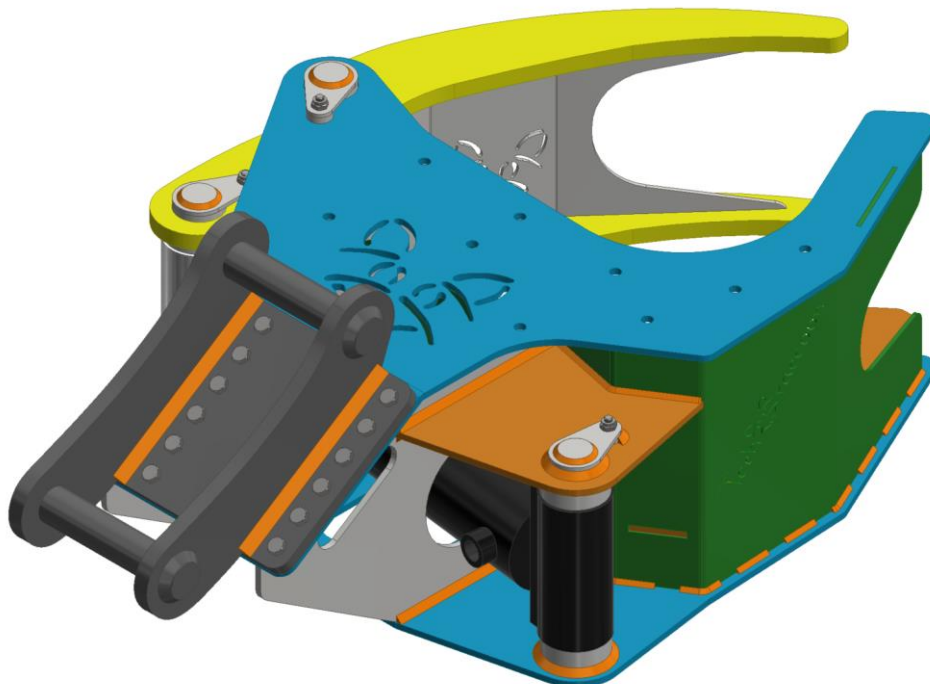
1,5-5 tun



300 bar



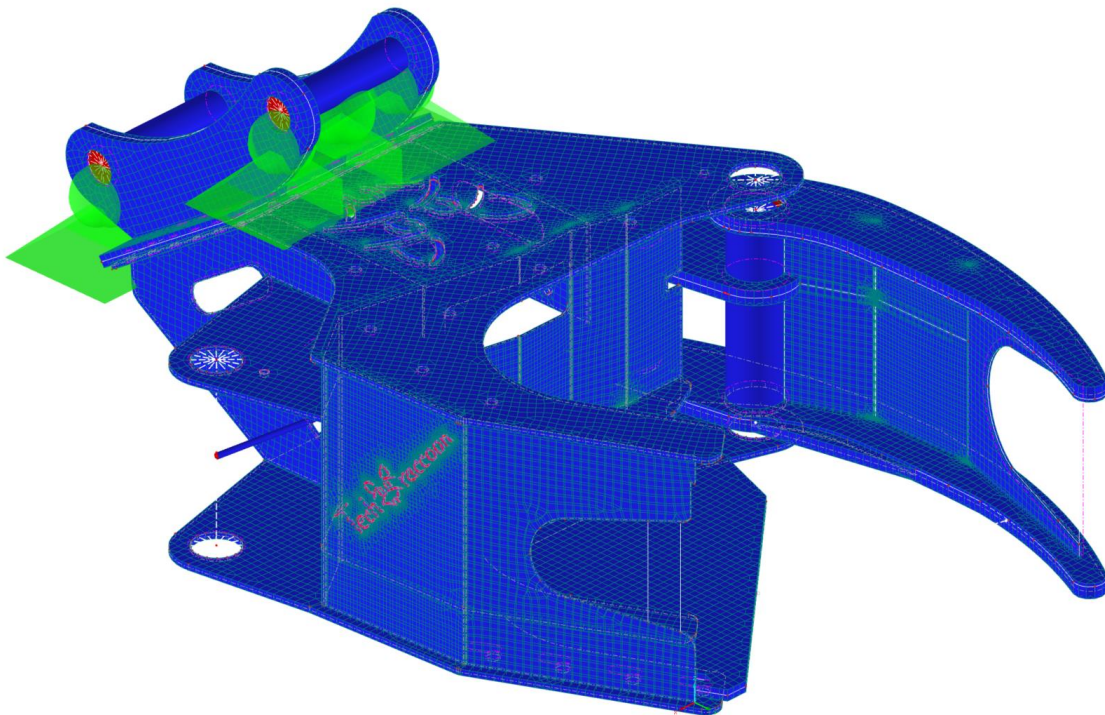
Obr. 39.: Přední pohled na celkovou sestavu



Obr. 40.: Zadní pohled na celkovou sestavu

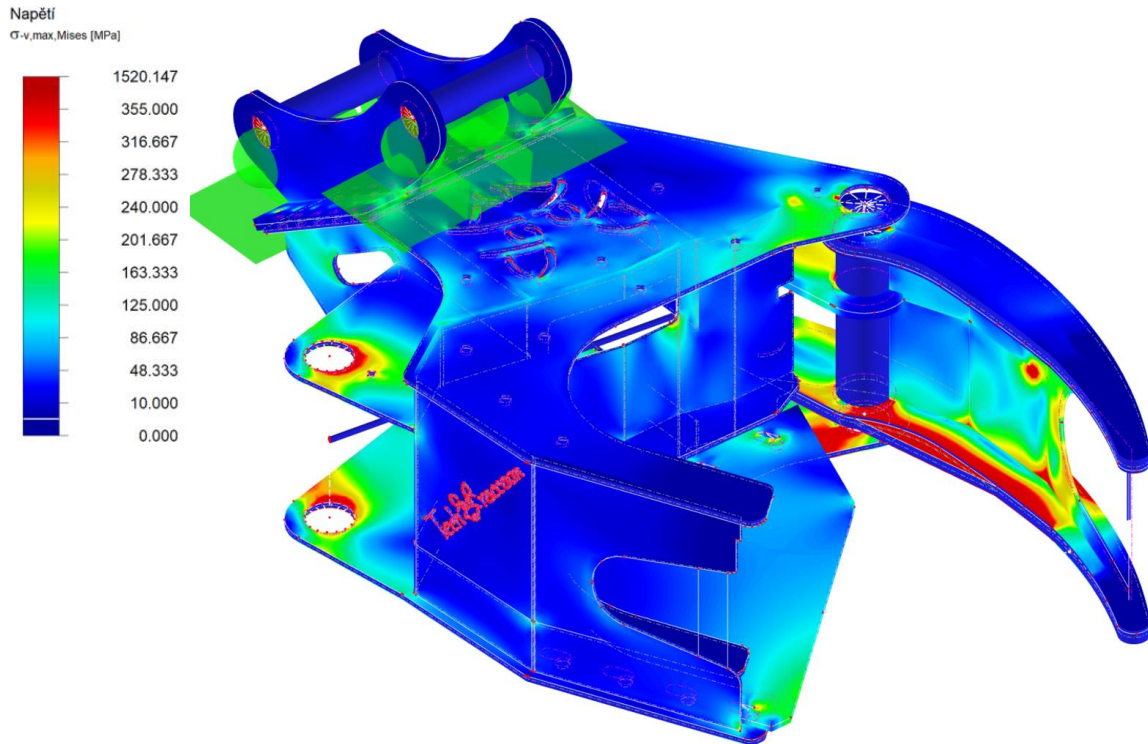
7. MKP analýza

Pro sestavu hlavice byla provedena pevnostní analýza metodou konečných prvků, ve které se řešila pevnostní kontrola rámu a čelisti pomocí programu RFEM 5 Dlubal. Byl vytvořen náhradní plošný model, na kterém byla zanedbána zaoblení, která neovlivňují správnost výsledku. Následně se k jednotlivým plochám přiřadily tloušťky a vlastnosti materiálu, v našem případě se jedná o ocel S355MC. Pro výpočet je důležité celý model zavazbit tak, aby bylo zamezeno jeho pohybu v prostoru. Kloubové vazby jsou zavedeny do čepového uchycení, které slouží k připojení na stroj, a tím je zamezen posun v osách x, y a z.

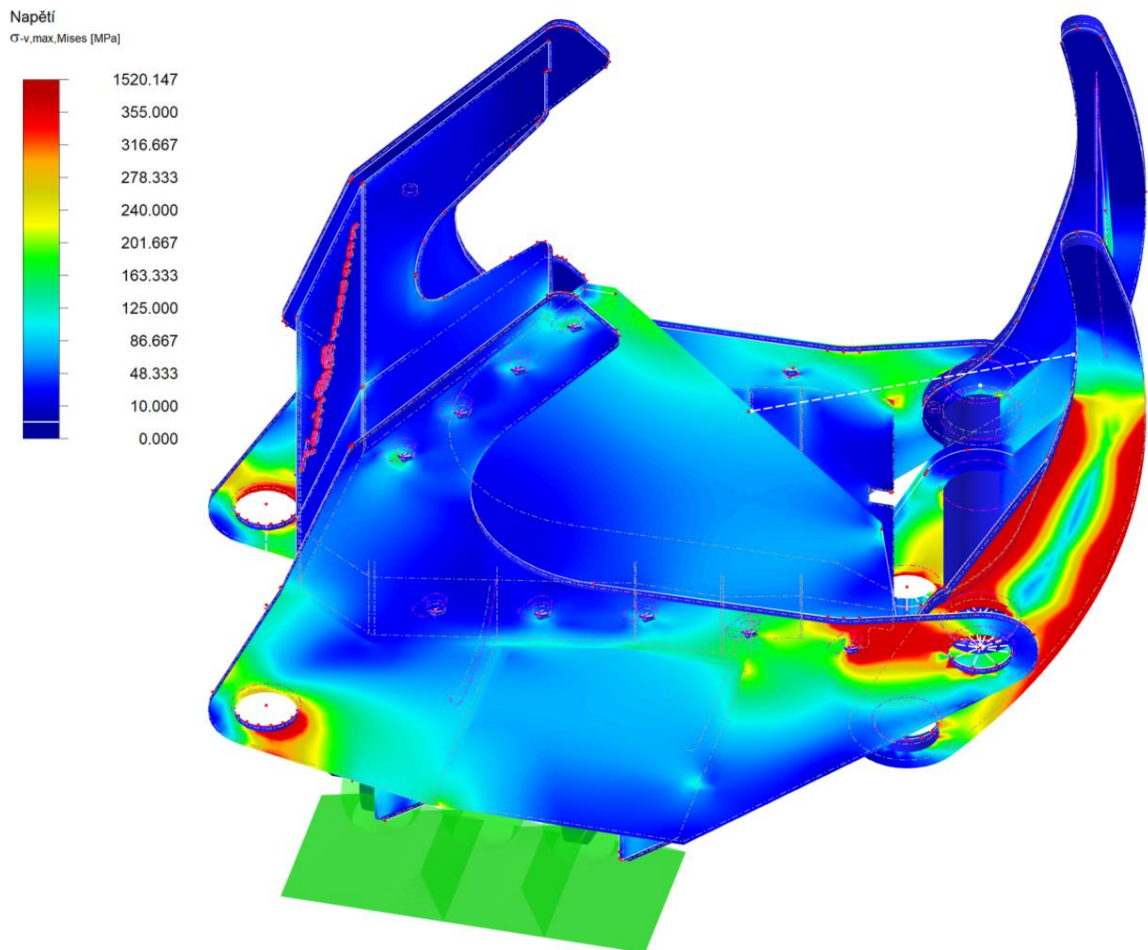


Obr. 41.: Model po přiřazení materiálu, zavazbení a zasíťování

Vnášení zatěžujících sil bylo provedeno na základě předpokládaného průběhu stříhání, aby se děj co nejvíce přiblížil realitě. Pro výpočet uvažujeme statické zatížení vyvozené od hydraulického válce při tlaku 250 bar, ten byl v modelu nahrazen prutem s předepnutím na sílu 197 kN, která je v modelu vnesena do připojovacích ok propojených přes tuhé pruty, které zajistí rozložení napětí. Dále bylo do modelu na nůž vneseno plošné zatížení 2,5 kN, které odpovídá tíhové síle ustříhnuté dubové kulatině v průměru 20 cm a délce 10,5 m. Stříhána kulatina byla rovněž simulována tuhým prutem, který byl zaveden mezi nůž a čelist.

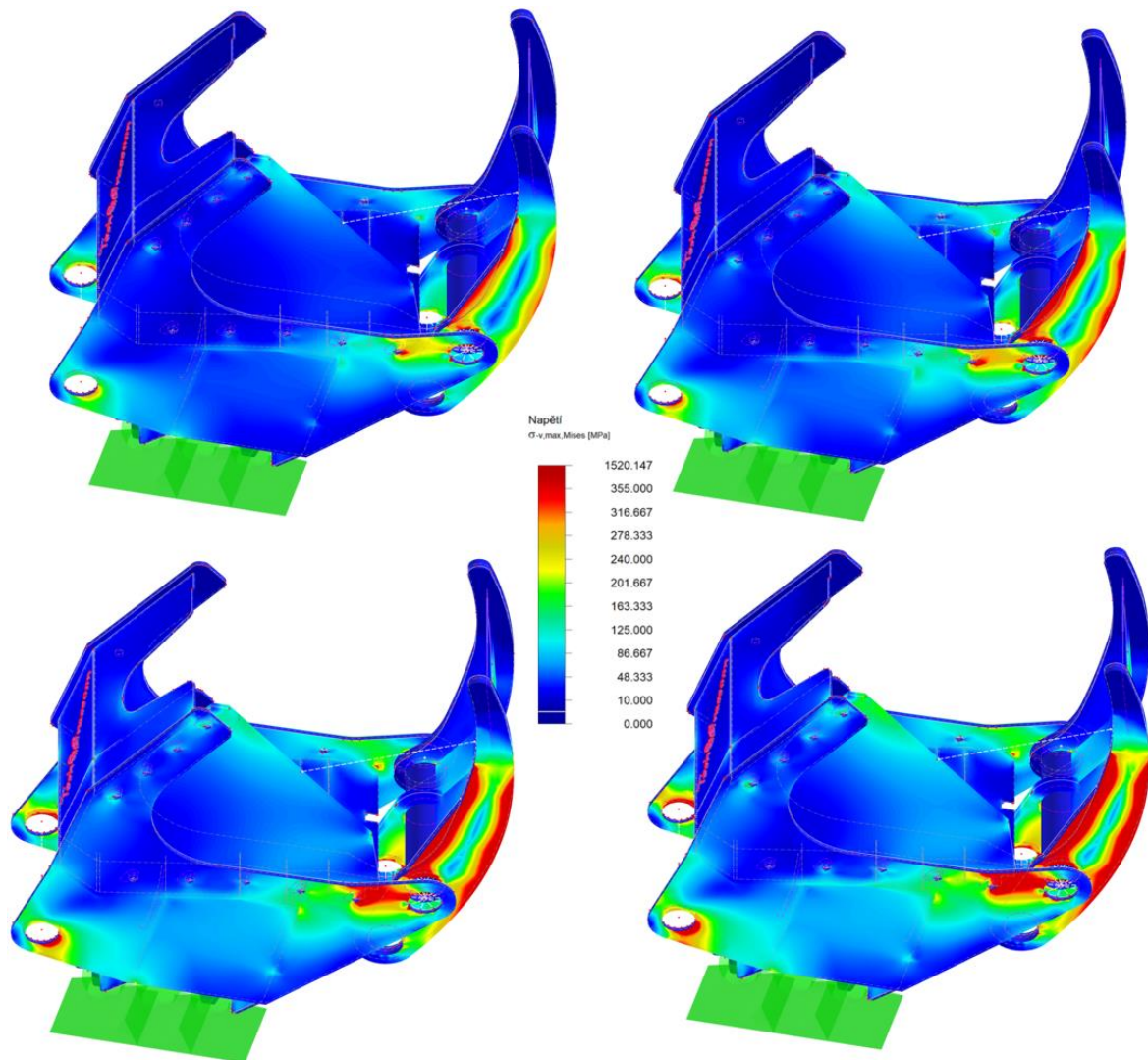


Obr. 42.: Výsledná napětí v hlavici při síle válce 197 kN na pohledu shora



Obr. 43.: Výsledná napětí v hlavici při síle válce 197 kN na pohledu zdola

Z výpočtového modelu vychází maximální napětí 355 MPa a je na hranici meze kluzu, a to zejména ve spodním plechu rámu poblíž uchycení čelisti. Spodní plech čelisti je na tom obdobně jako plech rámu a napětí dosahuje meze kluzu poblíž uchycení, ale zároveň jsou vysoké hodnoty napětí v téměř celé délce čelisti, kromě přední části. Ale vzhledem ke skutečnosti, že se jedná pouze o předpoklad průběhu zatížení, které může být v praxi odlišné, je nutné brát tyto výsledky s rezervou. Jelikož má být hlavice otestována v provozu a je vybavena pojišťovacím ventilem, na kterém je možné nastavit hodnotu přepouštěcího tlaku, bylo by vhodné ji nastavit nejprve na nižší hodnotu, čím dojde k omezení síly vyvolané hydraulickým válcem a během testování konstrukci průběžně pozorovat, jestli nedochází k plastické deformaci ve vytipovaných místech a tlak navyšovat postupně. Na základě tohoto postupu byly pro porovnání zpracovány modely (Obr. 44) s přepouštěcím tlakem 150 bar, které odpovídají síle válce 117 kN, a leží vlevo nahoře. Vpravo nahoře je pak stav pro tlak 175 bar a 137 kN. Ve spodní části vlevo je vyobrazen stav pro 200 bar, které odpovídá síle válce 157 kN, vpravo je pak stav pro 250 bar odpovídající síle 197 kN.



Obr. 44.: Porovnání napětí jednotlivých zatěžujících stavů v závislosti na nastaveném tlaku

8. Experimentální část

Jelikož se jedná o praktické téma, byla hlavička vyrobena a podrobena otestování při ostrém provozu. Tímto způsobem dojde k ověření výpočtů a předpokladů chování během stříhání, na jejichž základě byla konstrukce navržena. Jelikož je hlavička navržena jako nesené příslušenství připojené do hydraulického okruhu, byla pro testování připojena k pásovému rypadlu JCB 8050 RST.

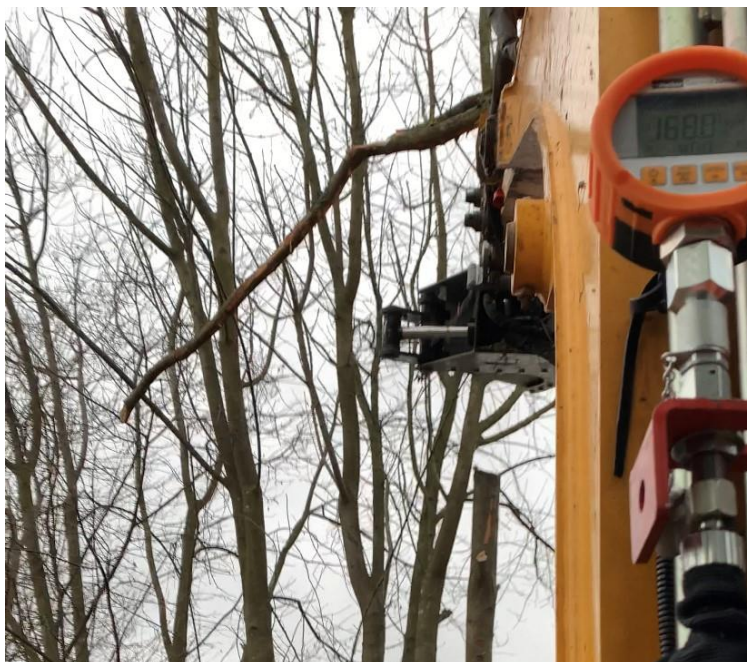


Obr. 45.: JCB 8050 RST osazený hlavičkou při manipulaci se dřevem

V první části experimentu se zaměřujeme zejména na zjištění skutečné velikosti síly potřebné k přestřižení různých druhů dřevin v závislosti na jejich průměru. Z důvodu různých přístupů k výpočtu střížné síly, které byly zjištěny během zpracování rešerše (viz. kapitola 4.2.4. Smyková pevnost a stříhání dřeva).

8.1. Měření a vyhodnocení dat

Jelikož výslednou sílu potřebnou k přestřížení nelze změřit přímo, byl do hydraulického okruhu připojen manometr Parker Service Junior SCJN – 400-01,



Obr. 46.: Odečítání hodnot z manometru během stříhání

který ukazoval okamžitý tlak hydraulické kapaliny při stříhání. Hodnoty těchto tlaků byly odečítány společně s polohou kulatiny vůči čelisti a jejím průměrem.

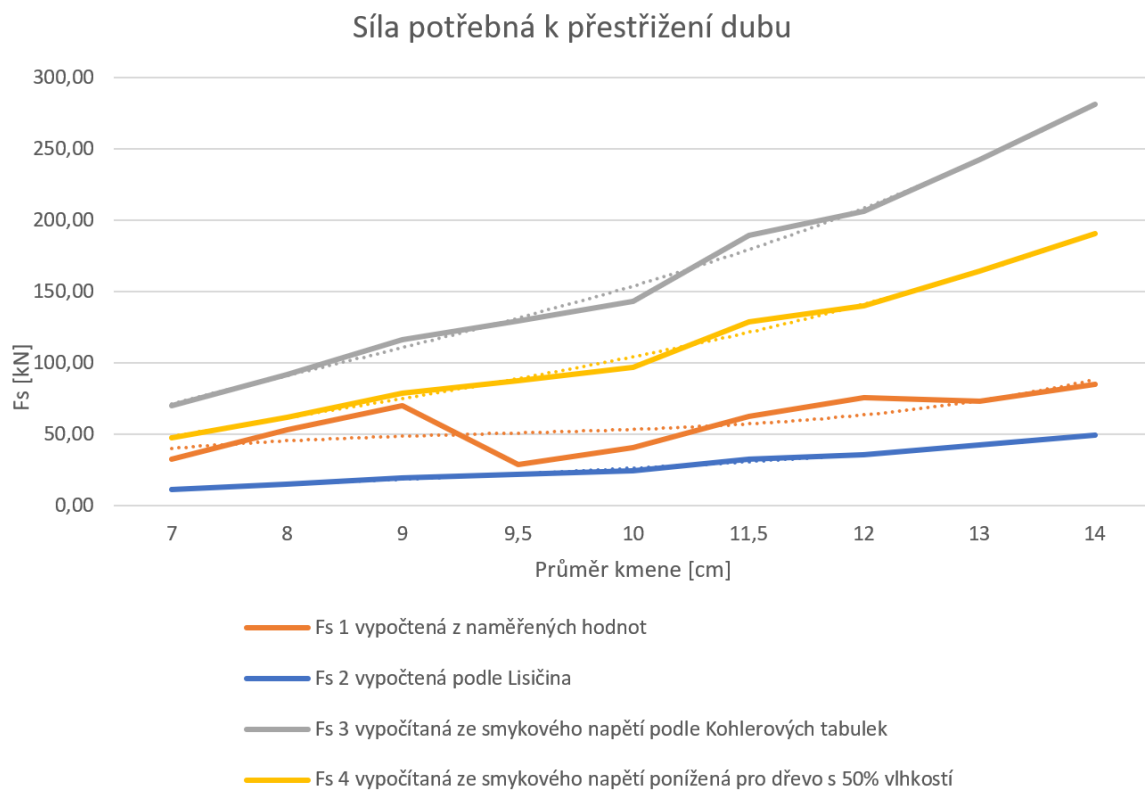


Obr. 47.: Odečítání polohy kulatiny na stupnici čelisti

Do experimentu bylo naměřeno celkem 41 hodnot na různých druzích dřevin, jednalo se o dub, borovici a smrk. Během měření byla snaha o výběr dřevin s různými velikostmi průměrů a zároveň provést stříh v různých polohách vůči čelisti. Hodnoty byly zaznamenávány do excelovské tabulky a následně přepočítány na skutečnou střížnou sílu, která byla následně porovnána s dalšími přístupy určení potřebné střížné síly, které byly zjištěny během rešerše a jsou vzájemně porovnány v grafech.

Tab. 10.: Nameřené hodnoty a vypočítané síly pro dubovou kulatinu

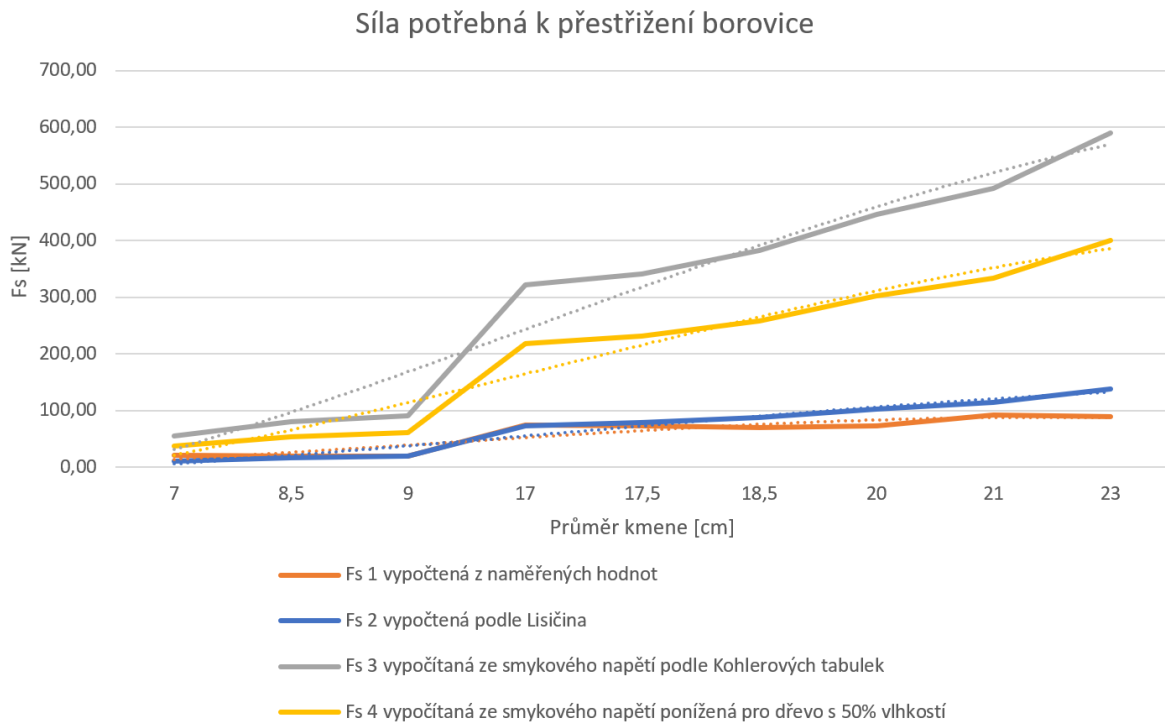
Dubová kulatina						
Č. měření	Průměr [cm]	Tlak [bar]	Fs 1 [kN]	Fs 2 [kN]	Fs 3 [kN]	Fs 4 [kN]
1	8	119	53,42	15,32	91,86	62,24
2	9	80	70,94	19,63	116,27	78,78
3	9	111	70,29	19,63	116,27	78,78
4	9,5	190	29,00	21,99	129,54	87,77
5	10	105	40,98	24,49	143,54	97,26
6	11,5	125	62,81	32,81	189,83	128,62
7	12	107	61,48	35,86	206,70	140,05
8	12	132	75,63	35,86	206,70	140,05
9	13	177	73,04	42,37	242,58	164,36
10	14	168	77,42	49,43	281,34	190,62
11	14	172	70,38	49,43	281,34	190,62
12	14	163	84,87	49,43	281,34	190,62



Obr. 48.: Graf závislosti sil potřebných k přestřížení dubové kulatiny na jejím průměru

Tab. 11.: Naměřené hodnoty a vypočítané síly pro borovicovou kulatinu

Borovicová kulatina						
Č. měření	Průměr [cm]	Tlak [bar]	Fs 1 [kN]	Fs 2 [kN]	Fs 3 [kN]	Fs 4 [kN]
1	7	47	20,66	11,56	54,67	37,05
2	8,5	47	20,54	17,41	80,62	54,62
3	9	74	20,13	19,63	90,38	61,24
4	17	117	74,30	73,91	322,47	218,49
5	17,5	117	72,84	78,47	341,72	231,54
6	18,5	160	70,23	88,01	381,88	258,75
7	20	147	72,67	103,34	446,32	302,41
8	21	195	92,14	114,25	492,07	333,41
9	23	200	88,83	137,72	590,26	399,94

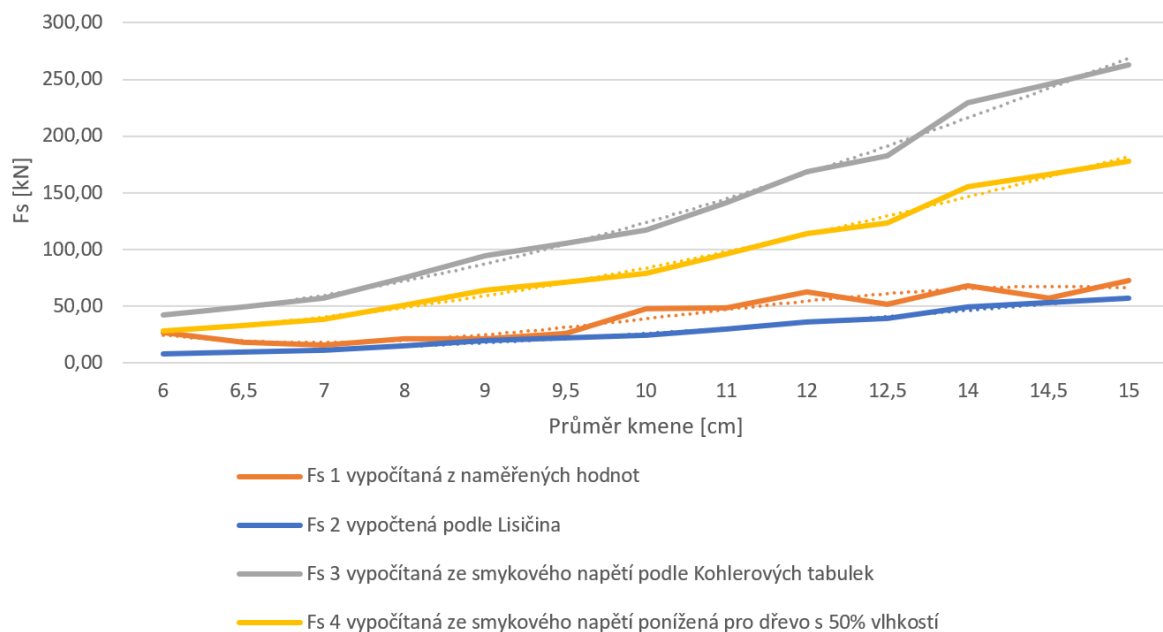


Obr. 49.: Graf závislosti sil potřebných k přestřížení borovicové kulatiny na jejím průměru

Tab. 12.: Naměřené hodnoty a vypočítané síly pro smrkovou kulatinu

Smrková kulatina						
Č. měření	Průměr [cm]	Tlak [bar]	Fs 1 [kN]	Fs 2 [kN]	Fs 3 [kN]	Fs 4 [kN]
1	6	101	27,27	8,35	42,12	28,54
2	6,5	67	18,08	9,89	49,43	33,49
3	7	45	12,19	11,56	57,33	38,84
4	7	60	16,25	11,56	57,33	38,84
5	8	79	21,53	15,32	74,88	50,74
6	9	69	21,68	19,63	94,77	64,21
7	9,5	167	49,22	21,99	105,59	71,54
8	9,5	94	26,14	21,99	105,59	71,54
9	10	128	47,61	24,49	117,00	79,27
10	11	112	42,36	29,90	141,57	95,92
11	11	117	48,74	29,90	141,57	95,92
12	12	126	65,52	35,86	168,48	114,15
13	12	107	63,13	35,86	168,48	114,15
14	12,5	94	49,85	39,05	182,81	123,87
15	12,5	159	51,95	39,05	182,81	123,87
16	14	127	60,13	49,43	229,31	155,38
17	14	118	67,82	49,43	229,31	155,38
18	14,5	127	57,66	53,17	245,99	166,67
19	15	103	61,68	57,04	263,24	178,37
20	15	188	73,00	57,04	263,24	178,37

Síla potřebná k přestřižení smrku



Obr. 50.: Graf závislosti sil potřebných k přestřižení smrkové kulatiny na jejím průměru

Ze zpracovaných hodnot vyplývá, že skutečná střížná síla, která byla vypočítána z naměřených hodnot v porovnání se silami vypočítanými ze smykového napětí, se liší v řádech 100 kN. Tento způsob výpočtu střížné síly je tedy pro náš případ nevhodný a neodpovídá realitě. Nejvíce se námi určená síla podobá výpočtu z empirického vztahu podle Lisičana. Odchytky mezi oběma silami pak mohou být způsobeny změnou vstupních parametrů ve výpočtu a naším konstrukčním návrhem, který se rozchází v úhlu ostří nože, který se v našem případě liší o 15°, a dále pak v jeho tloušťce. Zároveň je vztah udáván pro březové dřevo, ke kterému během měření nebyl přístup. Ale můžeme prohlásit, že provést konstrukční návrh na základě výpočtu střížné síly podle Lisičana, bylo správným řešením, jelikož byly téměř splněny požadavky společnosti Tchraccoon s.r.o, na přestřižení měkkého dřeva o průměru 250 mm, kde se nám podařilo přestříhnout borovicovou kulatinu o průměru 240 mm. K přestřižení kulatiny o větším průměru bohužel během experimentu nebyla příležitost.



Obr. 51.: Přestřižená borovicová kulatina o průměru 240 mm

8.2. Ověření funkce při těžbě náletových dřevin

Další částí experimentu bylo nasazení hlavice při čištění meze podél cesty od náletových dřevin, kde se jednalo zejména o lísky, plané slivoně a střemchy v průměrech od 10 – 155 mm. Bylo vyčištěno na 900 m² této plochy při pracovní době 20 hodin. Pojišťovací ventil byl postupně otevírán na zvětšující se hodnoty přepouštěcího tlaku 150, 175 a 200 bar, přičemž byla hlavice během provozu postupně kontrolována.



Obr. 52.: Sledování hodnoty tlaku během stříhání lísky

Během provozu na 200 bar se tato část ukázala jako velmi přínosná, a to zejména díky odhalení zásadního konstrukčního nedostatku, který spočíval v příliš velké mezeře mezi čelistí a nožem, a který měl za následek ohnutí spodní části čelisti včetně výztuhy. K plastické deformaci paradoxně došlo během stříhání kulatiny malých průměrů, kde nedocházelo k plynulému ustřižení, ale vzpříčení mezi nůž a čelist. Při jejím pohybu proti noži pak nedošlo ke stříhu, ale pojíždění na nakloněné rovině pod úhlem ostří. Tím vzniklo zatížení i ze spodní části čelisti, které během návrhu konstrukce nebylo uvažováno.

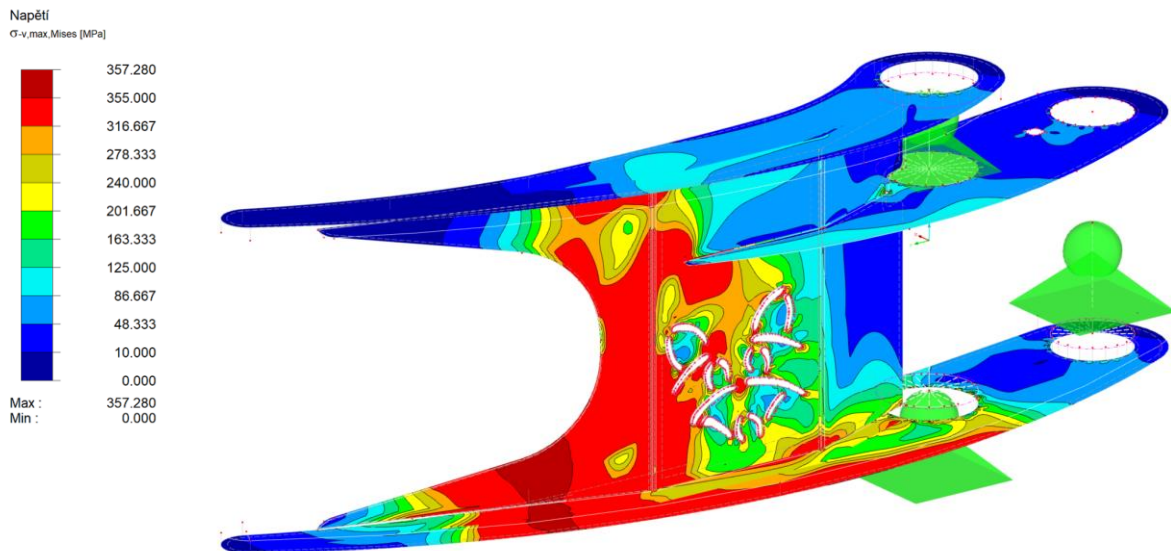


Obr. 53.: Pojíždění čelisti po neustřižené kulatině



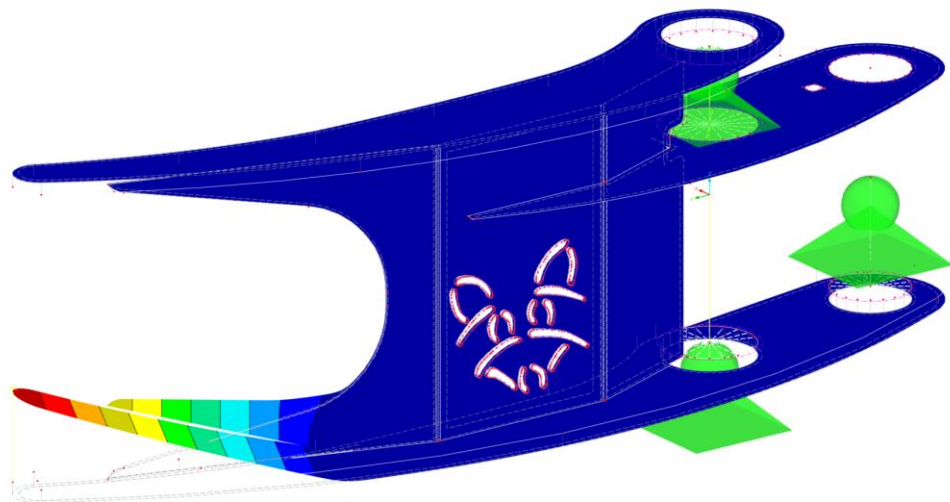
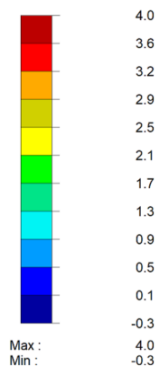
Obr. 54.: Čelist po plastické deformaci

Díky tomuto zjištění byla čelist po skončení experimentu znovu podrobena MKP analýze, během níž byla snaha nasimulovat zatížení, během kterého mohlo dojít k trvalé deformaci. Do náhradního modelu, opět vytvořeného v programu RFEM 5 Dlubal, byla čelist pomocí kloubů uchycena do čepových ok, která byla propojeny přes tuhé pruty. Podle experimentu bylo vytypováno místo, ve kterém došlo k zatížení nad mez kluzu a následné deformaci, která by pro prvotní posuv odpovídala 4 mm. Do tohoto místa bylo vneseno zatížení ve formě vynucené deformace vyvolávající posuv 4 mm a porovnáno se stavem, kde byla vnášena síla vyvolávající posuv 4 mm. Při porovnání výsledků z pevnostní analýzy se zjištěním z experimentu se zdá být pravděpodobné, že k napětí nad mezí kluzu a následné deformaci došlo, když čelist tlačila proti kulatině silou 55 kN.



Obr. 55.: Napětí v čelisti při síle v čelisti 55 kN

Globální deformace
uz [mm]



Obr. 56.: Plastická deformace 4 mm v čelisti při síle 55 kN

Aby k deformaci nedocházelo, bylo by vhodné natáhnout plech výztuhy i do přední části, vytvořit spodní plech čelisti z plechu o větší tloušťce či případně jej vyrobit z odolnějšího materiálu např. typu HARDOX.

9. Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu stříhací hlavice, které probíhalo ve spolupráci s firmou Techracon s.r.o. Podle zadavatele měl být návrh takové koncepce, aby bylo dosaženo co nejnižší možné hmotnosti a zároveň stříhal kulatinu o průměr 25 cm u měkkého dřeva a 20 cm u tvrdého dřeva.

Byla tedy provedena teoretická rešerše stříhacích hlavic, mechanických vlastností dřeva a hydraulických komponent vstupujících do konstrukce hlavic. Na základě požadavků a teoretických znalostí byl vybrán typ hlavice, který byl následně zpracován.

Vybraná hlavice byla s pevným nožem a jednou pohyblivou čelistí, která umožňuje stříhat kmeny zadaného průměru a po ustřížení je chytit a manipulovat s nimi na skládkovací místo. Byly provedeny potřebné návrhové výpočty a zkonstruován 3D model pomocí programu Creo 8.0, na kterém byla provedena pevnostní kontrola metodou konečných prvků pomocí RFEM 5 Dlubal. Pro hlavici byla vytvořena veškerá technická dokumentace a následně zadána do výroby.

V první části experimentu byla provedena měření, během kterých byly zjištěny potřebné hodnoty pro výpočet skutečné síly potřebné k přestřížení různých druhů dřevin v závislosti na jejich průměru. Tyto hodnoty byly porovnány se střížnými silami vypočítanými na základě rešerše a následně zpracovány do grafů. V druhé části experimentu byla hlavice nasazena na těžbu náletových dřevin podél polní cesty, kde bylo za 20 provozních hodin vyčištěno na 900 m² meze. Během této části došlo k odhalení konstrukčního nedostatku, který spočíval v příliš velké mezeře mezi nožem a čelistí, u které došlo v tomto důsledku k plastické deformaci. Z toho důvodu byla čelist znovu podrobena výpočtu s cílem zjistit, při jakém zatížení mohlo k ohnutí dojít, a byly navrženy optimalizační změny, aby k deformaci již nedocházelo. Během testů byla ustřížena borovicová kulatina o průměru 24 cm a dubová kulatina o průměru 15 cm. K větším průměrům kulatiny bohužel během experimentu nebyl přístup, nicméně na základě těchto faktů lze cíle práce považovat za splněné a experimentální část za velmi užitečnou, jelikož bez ní by k odhalení nedostatků nedošlo. Zároveň by bylo vhodné po optimalizačních změnách v testování hlavice pokračovat, aby bylo zjištěno, že jsou chyby skutečně odstraněny.

Seznam použité literatury

- [1] Products - TMK Tree Shear. Home - TMK Tree Shear [online]. Copyright © 2021 TMK Energiakoura Oy [cit. 07.12.2021]. Dostupné z: <https://tmktreeshear.com/products/>
- [2] WESTTECH :: Woodcracker | Lesní technika a údržba krajiny. WESTTECH :: Woodcracker | Forsttechnik und Landschaftspflege [online]. Copyright © Westtech Maschinenbau GmbH [cit. 07.12.2021]. Dostupné z: <https://www.westtech.at/cs/>
- [3] News - KX Energiakourat kaivinkoneisiin. KX Energiakoura [online]. Dostupné z: <https://kx-treeshears.com/en/news/>
- [4] Hans Habbig Maschinenbau: Übersicht. [online]. Dostupné z: <https://www.hans-habbig.com/produkte/uebersicht>
- [5] Forstgeräte vom Profi - Dorfmeister Maschinenbau. Forstgeräte vom Profi - Dorfmeister Maschinenbau [online]. Dostupné z: <https://maschinenbau-dorfmeister.de/>
- [6] GANDELOVÁ, Libuše, Petr HORÁČEK a Jarmila ŠLEZINGEROVÁ. Nauka o dřevě. Vyd. 3., nezměn. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2009. ISBN isbn978-80-7375-312-2.
- [7] Dřevo od A do Z. Čestlice: Rebo, 2006. ISBN 80-7234-531-1.
- [8] LYSÝ, František a Pavel JÍRŮ. Nauka o dřevě. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954. Řada dřevařské literatury.
- [9] Materiály a technologie-dřevo. 2006, 98 s. Dostupné z: www.ped.muni.cz/wtech/elearning/mtd.pdf
- [10] KLOKNER, František. Statické tabulky. 5., přeprac. a rozš. vyd. Praha: SNTL, 1954. Technický průvodce (SNTL)
- [11] LISIČAN, Jozef. Teória a technika spracovania dreva. Zvolen: MATCENTRUM, 1996. ISBN 80-967315-6-4.
- [12] HELLER, Josef. Pohonové systémy II. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 1990. ISBN 80-01-00455-4.
- [13] ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů [online]. Brno, Listopad 2004 [cit. 2021-12-29]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/uadi/files/Hydraulick%C3%A9%20pohony%20stroj%C5%AF.pdf>
- [14] ARGO-HYTOS s.r.o. Návod k zabudování neúplného strojního zařízení, všeobecné pokyny pro montáž, provoz a údržbu hydraulických agregátů, bloků a ventilů. Vyd. 15. [cit. 2017-02-15].
- [15] BUBÁK, PH.D., doc. Ing. Antonín. Výukové podklady pro předmět Hydraulické a pneumatické mechanismy: Hydromotory. ČVUT v Praze FS. Praha, 2011.
- [16] BUBÁK, PH.D., doc. Ing. Antonín. Výukové podklady pro předmět Hydraulické a pneumatické mechanismy: Základy ventilové techniky. ČVUT v Praze FS. Praha, 2011.
- [17] BUBÁK, PH.D., doc. Ing. Antonín. Výukové podklady pro předmět Hydraulické a pneumatické mechanismy: Ventilová technika. ČVUT v Praze FS. Praha, 2011.



- [18] VRBKA, Jan. Pružnost a pevnost I: Učební text [online]. Brno, 2012 [cit. 04.01.2022]. Dostupné z: http://www.old.umt.fme.vutbr.cz/~tprofant/_downloads/UMTMB-ucebni_text-PPI-def-130201.pdf
- [19] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [20] Utahovací momenty šroubů - Briol. Briol [online]. Copyright © 2013 [cit. 6.01.2022]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [21] Omezovací ventil tlaku s křížovým propojením VAU 3/4" Hydrolider.cz - hydraulické díly. Hydraulické díly – hydrolider.cz [online]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Omezovaci-ventil-tlaku-s-krizovym-propojenim-VAU-34/12641
- [22] Dvojitý zpětný ventil "zámek" pro dvojitý válec VBPDE 3/4" Hydrolider.cz - hydraulické díly. Hydraulické díly – hydrolider.cz [online]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Dvojity-zpetny-ventil-zamek-pro-dvojicny-valec-VBPDE-34/6683

Seznam obrázků

Obr. 1.: Střihací hlavice CL 190 v kombinaci s teleskopickým manipulátorem [2]	11
Obr. 2.: Střihací hlavice EHZ 240 po ustřižení smrku [5].....	12
Obr. 3.: Nůžky s dvojicí čelistí od finského výrobce KX Tree Shears [3].....	12
Obr. 4.: Nůžky od společnosti HANS HABBIG s dvojicí protiběžných nožů [4].....	13
Obr. 5.: Hlavice CL 260 dovybavená sběračem [2]	14
Obr. 6.: TMK 300 při práci s březovým dřevem [1].....	15
Obr. 7.: Rozměrové schéma TMK 300 [1]	15
Obr. 8.: Woodcracker C450 při stříhání třešně [2]	16
Obr. 9.: Woodcracker CL260 při manipulaci s ustřiženým stromem [2].....	16
Obr. 10.: Modulární konstrukce KX-210 [4].....	17
Obr. 11.: Výrobní portfoliu firmy HANS HABBIG [4]	18
Obr. 12.: Nákres kmene stromu s vyznačením jeho částí [7]	20
Obr. 13.: Příklady působení smykových sil na dřevo [6]	22
Obr. 14.: Schéma působení sil při stříhání kolmo na vlákna [11]	23
Obr. 15.: Tvary stříhacích nožů [11].....	23
Obr. 16.: Deformace vláken pod stříhacím nožem [11].....	23
Obr. 17.: Rozdělení typů přímočarých hydromotorů [13]	25
Obr. 18.: Konstrukční řešení přímočarého hydromotoru [15].....	26
Obr. 19.: Konstrukční možnosti spojení vík s válcem přímočarého hydromotoru [13]	26
Obr. 20.: Schéma a značka jednostupňového tlakového ventilu sedlového typu [16].....	27
Obr. 21.: Řez dvoustupňovým tlakovým ventilem a jeho značka [13,17].....	28
Obr. 22.: Schéma a značka dvoustupňového přímořizného redukčního ventilu [17].....	28
Obr. 23.: Konstrukční provedení jednosměrných ventilů [13]	30
Obr. 24.: Konstrukční uspořádání dvoucestného hydraulického zámku a jeho značka [17]	30
Obr. 25.: Schéma šoupátkového rozváděče [13]	31
Obr. 26.: Ventilový rozvaděč s hydraulickým ovládním [12]	31
Obr. 27.: Možné případy vzpěru s hodnotami součinitele uložení α [18]	33
Obr. 28.: Kinematické schéma stříhací hlavice	35
Obr. 29.: Závislost vysunutí válce na vyvozené střížné síle při tlaku 200 bar	36
Obr. 30.: Schéma hydraulického obvodu	38
Obr. 31.: Přímočarý hydromotor pro stříhací hlavici	38
Obr. 32.: Pojistňovací ventil [21]	39
Obr. 33.: Dvoucestný hydraulický zámek [21]	39
Obr. 34.: Rám hlavice s pozicemi	40
Obr. 35.: Postupné svařování rámu	40
Obr. 36.: Plechový výpalek č.10 opatřený "zámky"	40
Obr. 37.: Čelist hlavice s pozicemi	41
Obr. 38.: Příprava na svařování čelistí	41
Obr. 39.: Přední pohled na celkovou sestavu	42
Obr. 40.: Zadní pohled na celkovou sestavu.....	42
Obr. 41.: Model po přiřazení materiálu, zavazbení a zasíťování	43
Obr. 42.: Výsledná napětí v hlavici při síle válce 197 kN na pohledu shora.....	44
Obr. 43.: Výsledná napětí v hlavici při síle válce 197 kN na pohledu zdola	44
Obr. 44.: Porovnání napětí jednotlivých zatěžujících stavů v závislosti na nastaveném tlaku	45
Obr. 45.: JCB 8050 RST osazený hlavici při manipulaci se dřevem	46
Obr. 46.: Odečítání hodnot z manometru během stříhání	47
Obr. 47.: Odečítání polohy kulatiny na stupnici čelisti	47
Obr. 48.: Graf závislosti sil potřebných k přestřižení dubové kulatiny na jejím průměru	48
Obr. 49.: Graf závislosti sil potřebných k přestřižení borovicové kulatiny na jejím průměru	49
Obr. 50.: Graf závislosti sil potřebných k přestřižení smrkové kulatiny na jejím průměru	50
Obr. 51.: Přestřižená borovicová kulatina o průměru 240 mm	51
Obr. 52.: Sledování hodnoty tlaku během stříhání lísy.....	52



Obr. 53.: Pojždění čelisti po neustřižené kulatině	52
Obr. 54.: Čelist po plastické deformaci.....	53
Obr. 55.: Napětí v čelisti při síle v čelisti 55 kN.....	53
Obr. 56.: Plastická deformace 4 mm v čelisti při síle 55 kN.....	54

Seznam tabulek

Tab. 1.: Technické parametry hlavice TMK 300 [1]	15
Tab. 2.: Technické parametry hlavice Woodcracker C450 [2]	16
Tab. 3.: Technické parametry hlavice Woodcracker CL260 [2]	17
Tab. 4.: Technické parametry hlavice KX-210 [3]	17
Tab. 5.: Technické parametry hlavice Schnitt-Griffy HS960 SE [4]	18
Tab. 6.: Hodnoty pevnosti ve smyku vybraných druhů dřev ve směru a napříč vláken [6]	22
Tab. 7.: Hodnoty součinitele α v závislosti na vlhkosti [10]	24
Tab. 8.: Opravné koeficienty vyjadřující vliv vlhkosti na danou vlastnost [6]	24
Tab. 9.: Technické parametry hlavice Techraccoon.....	42
Tab. 10.: Naměřené hodnoty a vypočítané síly pro dubovou kulatinu.....	48
Tab. 11.: Naměřené hodnoty a vypočítané síly pro borovicovou kulatinu	49
Tab. 12.: Naměřené hodnoty a vypočítané síly pro smrkovou kulatinu	50



Seznam příloh

Příloha 1: 10_000 výkres sestavy