



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# ANALÝZA NÁSTAVCŮ PRO ULOŽENÍ HARVESTOROVÉ HLAVICE NA RYPADLO

ANALYSIS OF EXTENSIONS FOR MOUNTING A HARVESTER HEAD ON AN EXCAVATOR

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominik Popela

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Václav Mergl, Ph.D.

BRNO 2024





# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Dominik Popela**  
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Václav Mergl, Ph.D.**  
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Analýza nástavců pro uložení harvestorové hlavice na rypadlo**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Tvorba konstrukcí nástavců pro uložení harvestorové hlavice, jako přídavného náradí rypadla. Harvestorová hlavice je určena ke kácení, měření a krácení daných stromů (kmenů). Připojovací mechanismus nástavce má charakter čepového spojení.

### Technické parametry:

Úřez hlavice až 670 mm.

Hmotnost hlavice bez rotátoru až 1010 kg.

### **Cíle diplomové práce:**

Rešeršní rozbor dané problematiky.

Vytvoření konstrukcí nástavců.

Dynamická analýza silových a momentových zátěží.

Pevnostní analýza konstrukčních částí nástavců.

Porovnání parametrů jednotlivých nástavců.

Celkový výkres sestav.

### **Seznam doporučené literatury:**

MALÍK, Václav; DVOŘÁK, Jiří. 2007. Harvestorové technologie a vliv na lesní porosty: Harvester technologies and impact on forest stands. Praha [i.e. Kostelec nad Černými lesy]: Lesnická práce. Folia forestalia Bohemica : sborník původních vědeckých prací a monografií, 5. ISBN 978-80-86386-92-8.

NERUDA, Jindřich. Harvestorové technologie lesní těžby. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 978-80-7375-842-4.

NERUDA, Jindřich. 2021. Soustředování dříví vyvážecí traktorovou soupravou s vyvážecím traktorovým přívěsem LV10 HP: charakteristika ověřené technologie. Brno: Mendelova univerzita v Brně. ISBN 978-80-7509-787-3.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Úvod diplomové práce se zabývá kompletní rešerší jednotlivých komponent, které jsou zapotřebí přimontovat k rypadlu tak, aby se jej dalo využít k lesní těžbě. Nedílnou součástí rešerše je podrobný průzkum trhu, díky kterému byla analyzována různá konstrukční provedení vyráběných nástavců. Po rešeršní části následuje popis zvolených komponent sestavy, které utvářejí přídavné zařízení rypadla pro jeho použití při lesní těžbě. Následující kapitola již popisuje vlastní návrhy konstrukčního provedení nástavců ve třech variantách. Stěžejní část diplomové práce se věnuje dynamické simulaci procesu těžby a pevnostním simulacím navržených nástavců. Pomocí dynamické simulace byl zjištěn průběh silových účinků působících na čep nástavce, které vznikají během procesu kácení stromu. Z výsledků dynamické simulace byly stanoveny maximální silové účinky, které byly dále aplikovány v pevnostní analýze. Pro výpočet pevnostní analýzy byla zvolena metoda konečných prvků. Finální podoba jednotlivých konstrukčních variant nástavců vznikla z provedených pevnostních analýz. Závěr diplomové práce hodnotí dosažené výsledky a podrobné porovnání vytvořených konstrukčních variant nástavců.

## KLÍČOVÁ SLOVA

harvestorová hlavice, rypadlo, dynamická simulace, MKP analýza, pevnostní simulace, nástavce

## ABSTRACT

The introduction of the thesis deals with a complete research of individual components that need to be mounted on an excavator to make it possible to use it for forest harvest. An integral part of the research is a detailed market research, thanks to which various designs of manufactured attachments were analyzed. The research part is followed by a description of the selected components of the assembly, which form an excavator attachment for its use in forest harvest. The following chapter already describes the author's own designs of the extensions design in three variants. The key part of the thesis is dedicated to dynamic simulation of the harvesting process and strength simulations of the designed extensions. Using dynamic simulation, the course of the force effects acting on the attachment pin, which arise during the process of felling a tree, was determined. The maximum force effects were determined from the results of the dynamic simulation, which were then applied in the strength analysis. The finite element method was chosen for the calculation of the strength analysis. The final form of the individual design variants of the extensions arose from the performed strength analyses. The conclusion of the thesis evaluates the achieved results and a detailed comparison of the created design variants of the extensions.

## KEYWORDS

harvester head, excavator, dynamic simulation, FEM analysis, strength simulation, extensions

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POPELA, Dominik. *Analýza nástavců pro uložení harvestorové hlavice na rypadlo*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157423>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Mergl.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Václava Mergla, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Dominik Popela

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Václavu Merglovi, PhD. za vedení diplomové práce a poskytnutí cenných rad při jejím zpracování. Dále bych rád poděkoval Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, PhD., Ing. Lukáši Zeizingerovi, PhD. a Ing. Janu Fojtáškoví PhD. za poskytnutí cenných rad a jejich praktických zkušeností při zpracování této práce. Také bych chtěl poděkovat rodičům a své přítelkyni za jejich podporu, trpělivost a motivaci, kterou mi poskytovali po celou dobu studia na VUT FSI v Brně.

# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Sestava pro využití rypadla v lesní těžbě.....</b>	<b>12</b>
1.1 Harvestorová hlavice .....	12
1.1.1 Podávací ústrojí .....	14
1.1.2 Odvětvovací ústrojí .....	16
1.1.3 Měřicí ústrojí .....	17
1.1.4 Kácecí a krátící ústrojí .....	17
1.2 Rotátor .....	20
1.3 Spojovací člen .....	21
1.3.1 Spojovací člen bez brzdy .....	21
1.3.2 Spojovací člen s jednou brzdou .....	22
1.3.3 Spojovací člen se dvěma brzdami .....	22
1.4 Nástavce pro uchycení harvestorové hlavice .....	23
1.5 Upínací zařízení násady rypadla .....	25
<b>2 Stanovení komponent a zatížení pro nástavce .....</b>	<b>27</b>
2.1 Volba harvestorové hlavice .....	27
2.2 Volba rotátoru a spojovacího členu .....	27
2.3 Stanovení zatížení od břemene .....	28
<b>3 Konstrukční provedení nástavců .....</b>	<b>32</b>
3.1 Konstrukční provedení I. varianty nástavce .....	32
3.2 Konstrukční provedení II. varianty nástavce .....	33
3.3 Konstrukční provedení III. varianty nástavce .....	34
<b>4 Dynamická analýza.....</b>	<b>36</b>
4.1 Tvorba modelu pro dynamickou simulaci .....	36
4.2 Nastavení jednotlivých parametrů dynamické simulace .....	40
4.3 Výsledky dynamické simulace .....	43
<b>5 Modely pro pevnostní analýzu.....</b>	<b>46</b>
5.1 Tvorba geometrie modelu pro MKP .....	46
5.2 Tvorba konečno-prvkové sítě na modelu pro MKP .....	48
5.3 Provedení náhrady čepu .....	50
5.4 Provedení náhrady šroubových spojů .....	51
5.5 Okrajové podmínky .....	52
5.6 Materiál modelu .....	53
<b>6 Výsledky pevnostní analýzy .....</b>	<b>56</b>
6.1 I. konstrukční varianta nástavce.....	56
6.2 II. konstrukční varianta nástavce .....	58
6.3 III. konstrukční varianta nástavce .....	60
<b>7 Porovnání jednotlivých variant nástavců.....</b>	<b>63</b>
7.1 Vícekriteriální metoda hodnocení .....	64

<b>Závěr .....</b>	<b>66</b>
<b>Použité informační zdroje.....</b>	<b>67</b>
<b>Seznam použitých zkratek a symbolů.....</b>	<b>71</b>
<b>Seznam samostatných příloh .....</b>	<b>72</b>



## ÚVOD

Lesní těžba je proces, který je vykonáván člověkem již od dávných dob. V průběhu času začínal člověk používat důmyslnějších nástrojů pro efektivnější a rychlejší těžbu dřeva. Postupně došlo k částečné automatizaci celého procesu těžby. Každé jednotlivé vylepšení bylo prováděno za účelem zvýšení efektivnosti a urychlení procesu těžby dřeva. Hlavní důraz byl kladen na celkové usnadnění lidské práce. K tomu dnes slouží těžební stroje, které jsou nazývány harvestory. Harvestor je stroj, který je vyráběn buď s pásovým podvozkem, nebo v převážné většině s podvozkem kolovým. Na podvozku harvestoru je uložena kabina obsluhy a výložník, na kterém je přes spojovací člen a rotátor zavěšena harvestorová hlavice. Princip funkce harvestorové hlavice spočívá v uchopení kmene stromu tak, aby jeho následné odříznutí proběhlo co nejvíce u země. Po odříznutí kmene stromu od pařezu dojde k jeho kontrolovanému pádu, který je zaručen obsluhou stroje.

Z údajů uvedených v nejnověji zveřejněné zprávě o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky bylo zjištěno, že během roku 2022 bylo v českých lesích vytěženo 25,11 mil. m<sup>3</sup> surového dřeva [1]. Složení tohoto množství vytěženého dřeva je zastoupeno z 92 % jehličnatými stromy a zbývajících 8 % představují stromy listnaté [1]. Tento značný nepoměr je důsledkem tzv. kůrovcové kalamity. Množství vytěženého surového dříví v lesích ČR má z dlouhodobého hlediska rostoucí tendenci. Při ohlédnutí se zpět bylo v roce 2000 vytěženo celkem 14,44 mil. m<sup>3</sup> surového dřeva [2], avšak v roce 2010 již toto množství dosahovalo 16,74 mil. m<sup>3</sup> [3]. Tomuto neustále se zvyšujícímu trendu také odpovídá rostoucí počet těžebně dopravních strojů. Statistické podklady získané od dovozců těchto těžebně dopravních strojů uvádí 1099 harvestorů, které jsou v ČR nasazeny do lesní těžby. Z tohoto počtu je 1062 harvestorů s kolovým podvozkem a zbývajících 37 harvestorů má podvozek pásový [1]. Harvestory zakoupené v letech 2010 – 2022 představují 44 % celkového počtu nasazených harvestorů do lesní těžby. Zbývajících 56 % představuje harvestory staršího data výroby, které jsou již náročné na opakované opravy a náhradní díly [1].

Pro pohyb harvestorů v lesním terénu dominuje použití kolového podvozku, avšak ten je značně nevhodný. Hlavní nevýhodou kolového podvozku je velký měrný tlak na lesní terén, který narušuje jeho integritu. Za účelem snížení měrného tlaku na podloží je výhodnější použít těžební stroj s pásovým podvozkem. Požadavek na stroj s pásovým podvozkem vede k myšlence použít k lesní těžbě pásové rypadlo. Využitím pásových rypadel by došlo k rozšíření oblasti jejich využitelnosti, snížení pořizovacích nákladů v porovnání s harvestory a k šetrnějšímu vlivu na lesní podloží [4]. Pro použití rypadla v lesní těžbě je zapotřebí jej rozšířit o přídavné zařízení určené k lesní těžbě. Sestava přídavného zařízení je složena z harvestorové hlavice s přípevněným rotátorem, který je pomocí spojovacího členu zavěšen na čepu nástavce. Nástavec je důležitým prvkem, jelikož propojuje uchopovací zařízení rypadla se sestavou přídavného zařízení pro lesní těžbu.

Cílem této diplomové práce je vytvoření nových konstrukčních variant nástavců, jejichž konstrukce zaručuje snadnou a rychlou výměnu na rypadle. Nově vytvořené konstrukce nástavců poté podrobit pevnostní analýze, která čerpala zatěžovací stavy z dynamické analýzy. A v závěru provést jejich vzájemné porovnání a vyhodnocení nejlepší vytvořené konstrukční varianty.

# 1 SESTAVA PRO VYUŽITÍ RYPADLA V LESNÍ TĚŽBĚ

Pro možnost využít rypadlo k lesní těžbě je zapotřebí propojit několik konstrukčních částí, které společně utváří celou těžební sestavu přídatného zařízení rypadla. Celá tato sestava přídatného zařízení se připojuje k uchopovacímu zařízení na výložníku rypadla. Hlavním konstrukčním zařízením celého přídatného zařízení je harvestorová hlavice, která slouží ke zpracování stromu. Na této harvestorové hlavici je upevněn rotátor, který umožňuje nekonečnou rotaci harvestorové hlavice kolem jeho svislé osy. K propojení rotátoru s uchopovacím zařízením rypadla slouží spojovací člen zavěšený na nástavci. Samotný nástavec tvoří podstatnou část celé sestavy, jelikož mezi sebou propojuje uchopovací zařízení rypadla a spojovací člen. Nástavec je k uchopovacímu zařízení připojen pomocí dvou čepů a na samotném čepu nástavce je zavěšen spojovací člen [5].



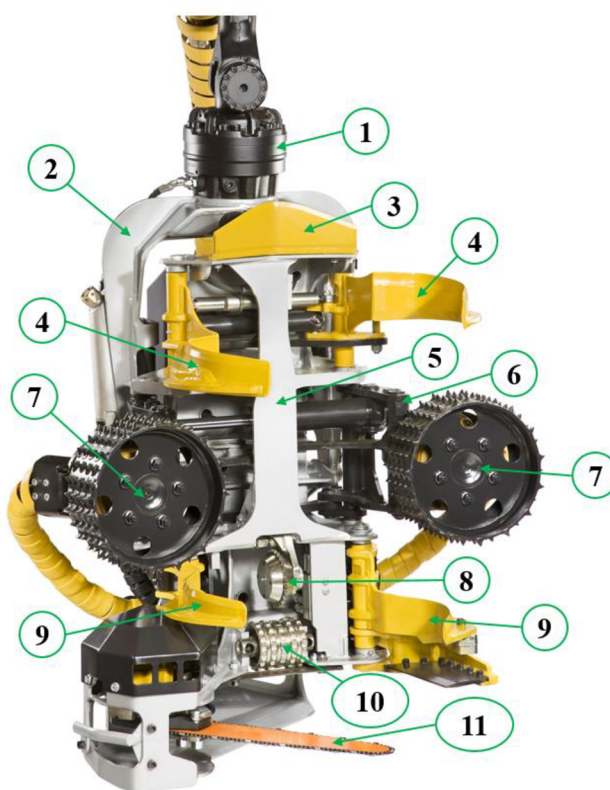
Obr. 1 Popis sestavy rypadla pro jeho užití v lesní těžbě [5]

1 – výložník rypadla, 2 – násada rypadla, 3 – nástavec pro uložení harvestorové hlavice, 4 – propojovací část, 5 – rotátor, 6 – harvestorová hlavice

## 1.1 HARVESTOROVÁ HLAVICE

Harvestorová hlavice, též nazývána jako těžební hlavice, je samostatný pracovní mechanismus, který slouží ke kompletnímu zpracování stromu při lesní těžbě. Kompletním zpracováním stromu se rozumí proces, který počíná pokácením stromu a je ukončen jeho sortimentací [6]. Hlavním úkolem harvestorové hlavice je oddělení stromu od pařezu, následné sklopení odděleného stromu z jeho svislé polohy do pracovní (horizontální) polohy, ve které je kontinuálně provedeno odvětvení, měření a následně krácení na požadovanou délku. V posledním kroku je provedeno uložení výřezů, kdy je možné provést jejich označení [7; 8].

Nosnou konstrukci harvestorové hlavy tvoří závěsný rám, který je uložen na konci rotátoru ve dvou ložiskách, která jsou umístěna do kříže. Umístěním dvou ložisek do kříže dochází k zajištění svislé polohy a zároveň i naklápění během procesu zpracování stromu [9]. Na závěsném rámu je přes dvě ložiska připevněna pracovní část harvestorové hlavy. Díky tomuto připevnění je zajištěno sklápění pracovní části harvestorové hlavy kolem horizontální osy. Poloha pracovní části harvestorové hlavy vzhledem k závěsnému rámu je ovládána přímočarými hydromotory, především při pohybu zpět do výchozí pozice [7; 8].



Obr. 2 Popis konstrukce harvestorové hlavy [9]

1 – rotátor, 2 – závěsný rám (ocelový svařenec), 3 – horní pevný odvětvovací nůž, 4 – horní pohyblivé odvětvovací nože, 5 – vnitřní naklápěcí rám (ocelový svařenec), 6 – ramena podávacího válce, 7 – pohyblivý podávací válec s rotačním hydromotorem, 8 – ozubené kolečko pro měření délek, 9 – dolní pohyblivé odvětvovací nože, 10 – pevný podávací válec bez rotačního hydromotoru, 11 – pila super cut

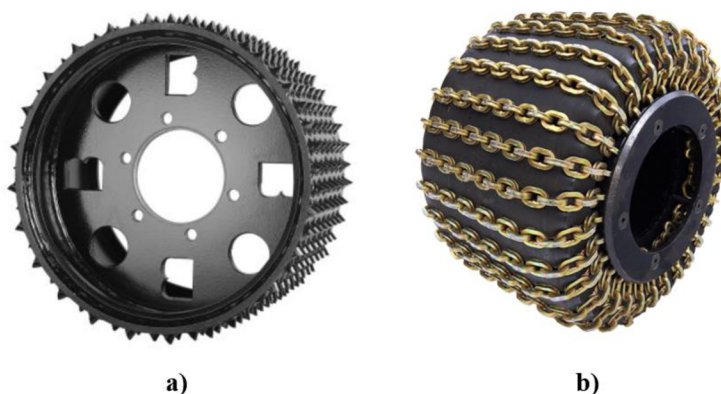
Pro proces kácení je harvestorová hlava ve svislé poloze přiložena k patě stromu, který je uchopen pomocí odvětvovacích nožů. Při uchopení dochází k uzavírání odvětvovacích nožů, které přitlačí strom k pohyblivým válcům, čímž dojde k fixnímu uchopení stromu a následně se provede jeho odříznutí za pomoci pily. Během procesu řezání stromu dochází k předepnutí stromu, pomocí hydraulického válce upevněného na výložníku případně na rameni rypadla. Toto předepnutí stromu je prováděno za účelem odlehčení pily při řezání, tak aby nedocházelo k jejímu sevření v řezu [7]. Odříznutím stromu dochází k jeho pádu, při kterém probíhá sklápění pracovní části hlavy v závěsném rámu. Následně je takto odříznutý a spadlý strom v horizontální poloze pomocí podávacích válců, které jsou poháněné rotačními hydromotory, protažen skrze odvětvovací nože, za kterými následuje jeho měření a krácení na požadovaný rozměr [8].



### 1.1.1 PODÁVACÍ ÚSTROJÍ

Podávací ústrojí je dílčí mechanismus harvestorové hlavice, sloužící k protažení kmene pokáceného stromu přes harvestorovou hlavici. Konstrukční řešení podávacího ústrojí má tři varianty, ve kterých může být provedeno. První a zároveň nejpoužívanější variantou jsou podávací válce, druhou variantou jsou podávací pásy a třetí variantou je podávací teleskop [7; 8].

Harvestorová hlavice je nejčastěji osazena dvěma pohyblivými válci, které jsou uloženy na ramenech. V případě, že se jedná o hlavici využívanou k těžbě v porostech s větší hmotností stromů, je hlavice vybavena ještě jedním až dvěma pevnými válci. Při použití podávacích válců je dosaženo rychlosti protahování až 5 m/s [6; 8]. Pohyblivé válce jsou uloženy každý zvlášť na rameni harvestorové hlavice. Pohyb těchto válců je realizován rotačním hydromotorem, který je uložen v konstrukci ramene. K zajištění požadovaného přítlaku mezi podávacími válci a kmenem stromu slouží protichůdný pohyb ramen, který je realizován přímočarými hydromotory [7]. V případě pevných válců jsou tyto válce uloženy pevně v samotném rámu harvestorové hlavice, kde je také uložen rotační hydromotor pro zabezpečení jejich pohybu. Označení těchto válců jako pevných je z důvodu jejich uložení do rámu harvestorové hlavice, které neumožňuje ovlivňovat jejich polohu vzhledem k rámu harvestorové hlavice [10]. Velmi důležitá je také samotná konstrukce podávacího válce, která ovlivňuje hlavně kvalitu kmene po jeho zpracování harvestorovou hlavici. Konstrukce podávacího válce je obecně dělena na dva typy, celokovové válce a válce sestávající z kovové obruče, na které je pryžový plášť [7; 8]. Celokovové válce jsou ocelové válce, které mají na svém povrchu ocelové hroty. Tyto hroty se tvarově provádí jako kónické, ploché a žebrované. Užitím těchto hrotů dochází k eliminaci prokluzu mezi stromem a podávacím ústrojím [7]. Výhodou je jeho dlouhodobá životnost, dobrý přenos síly při posuvu kmene a ulehčení při opakovaném odvětvení větvi s větším průřezem. Nevýhodou je poškození povrchu stromu (vznik stop od hrotů) [6]. Druhý typ válců sestává z kovové obruče, na kterou je pryžový plášť nalepen, natažen pod tlakem nebo našroubován. Pro snížení rizika prokluzu se používají ostrohranné řetězy, které jsou nataženy přes povrch válce [7; 11]. Výhodou je flexibilita, která snižuje poškození povrchu kmene stromu a zatížení hlavice při vzniku náhlých rázů. Nevýhodou je rychlejší opotřebení ostrohranných řetězů a pryžové vrstvy (vlivem vtlačování řetězu). Potřebná je také intenzivnější údržba, která zahrnuje výměnu řetězu [6; 8].



Obr. 3 Typy podávacích válců [11; 12]

a – celokovový podávací válec, b – podávací válec s ocelovou obručí, pryžovým pláštěm a ostrohrannými řetězy

Konstrukce podávacích pásů je sestavena z napínacího (vodícího) kola a turasového kola, která jsou opásána pásem z ocelových článků. Obě tato kola jsou uložena na společném rameni, kde turasové kolo je poháněno rotačním hydromotorem a napínací (vodící) kolo slouží pouze k napínání pásu. Při použití podávacích pásů se dosahuje podávací rychlosti 3,8 až 4 m/s [8]. Hlavní výhodou tohoto typu podávacího ústrojí je v porovnání s podávacími válci ve větší styčné ploše mezi kmenem stromu a pásem. Větší styčná plocha zároveň také eliminuje riziko prokluzu. Tento prokluz může mít za následek nepřesnost měřené délky během provádění sortimentace kmene stromu [6; 7].



Obr. 4 Konstrukční provedení harvesterové hlavice s podávacími pásy [13]

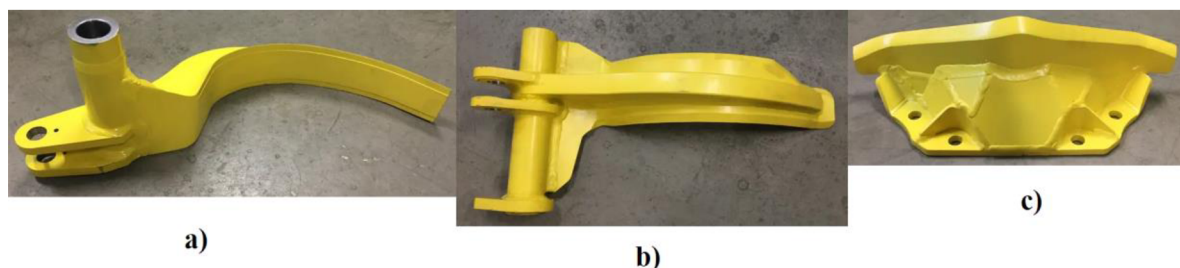
Konstrukce podávacího teleskopu je tvořena dvěma nosníky o různých průřezích, kde nosník o menším průřezu je zasouván do nosníku o větším průřezu. Vedení těchto nosníků je zajištěno pomocí kluzných desek. Pohyb těchto nosníků je realizován dvojitým přímočarým hydromotorem umístěným v nosníku. Při použití podávacího teleskopu se dosahuje podávací rychlosti kolem 1 m/s [8; 14]. Teleskopické rameno je pevně uloženo na harvesterové hlavici a konec ramene je osazen odvětvovacími noži. Vysouváním teleskopického ramene dochází k odvětvení kmene stromu. Po vysunutí teleskopického ramene je kmen stromu pevně sevřen odvětvovacími noži na konci ramene. Zasouváním teleskopického ramene dochází k posuvu harvesterové hlavice podél kmene stromu směrem ke konci ramene teleskopu. Během tohoto zasouvání dochází k měření a sortimentaci odvětveného kmene stromu. Tento proces je prováděn opakovaně, až do doby kdy je zpracován celý strom. Tento typ podávacího ústrojí je určen především pro stroje, které dosahují malých průtoků v hydraulické soustavě [6; 8].



Obr. 5 Konstrukční provedení harvestorové hlavice s podávacím teleskopem [14]

### 1.1.2 ODVĚTVOVACÍ ÚSTROJÍ

Hlavním úkolem odvětvovacího ústrojí na harvestorové hlavici je oddělení větví od povrchu kmene pokáceného stromu, toto oddělení je prováděno během protahování kmene stromu skrze harvestorovou hlavici. Hlavním odvětvovacím prvkem jsou odvětvovací nože vyráběné z materiálu hardox, který zajišťuje lepší odolnost proti opotřebení a zároveň zvětšuje jejich životnost [7; 8]. Konstrukční řešení odvětvovacího ústrojí je provedeno jako pevné nebo pohyblivé. Pevné provedení sestává z pevného odvětvovacího nože trojúhelníkovitého tvaru, který je odpružen vzhledem k nosnému rámu harvestorové hlavice. Pohyblivé provedení sestává z dvojice protichůdně pohyblivých odvětvovacích nožů. Pohyb každého pohyblivého odvětvovacího nože je ovládán vlastním dvojčinným přímočarým hydromotorem [6].



Obr. 6 Odvětvovací nože harvestorové hlavice [15]

a) pohyblivý odvětvovací nůž (vnitřní pohled), b) pohyblivý odvětvovací nůž (vnější pohled), c) pevný odvětvovací nůž



Harvestorová hlavice je osazena 1 – 2 pevnými odvětvovacími noži a 3 – 4 pohyblivými odvětvovacími noži. Horní část harvestorové hlavice je osazena 1 – 2 pevnými odvětvovacími noži a jednou dvojicí pohyblivých odvětvovacích nožů. Spodní část harvestorové hlavice je osazena pouze jednou dvojicí pohyblivých odvětvovacích nožů. Pohyblivé odvětvovací nože v horní části hlavice kopírují pohyb odvětvovacích nožů ve spodní části hlavice [7; 8]. Horní odvětvovací nože provádí odvětvení pouze při posuvu dopředu, a naopak dolní odvětvovací nože provádí odvětvení pouze při posuvu dozadu. Kvalita procesu odvětvení je ovlivněna geometrií a ostroty odvětvovacích nožů, nastavením intenzity přitlaku. Intenzita přitlaku je regulována s ohledem na tloušťkové třídy větví. Během procesu protahování je k překonání křivosti kmene stromu provedeno pootevření odvětvovacích nožů. V případech, kdy má kmen stromu silné větve, tak je v řídicím systému nastavena funkce předodvětvení, která provede ještě před kráticím řezem předodvětvení na předem definované délce úseku (nejčastěji 50 cm), pro vytvoření volné dráhy na začátku dalšího posuvu [7].

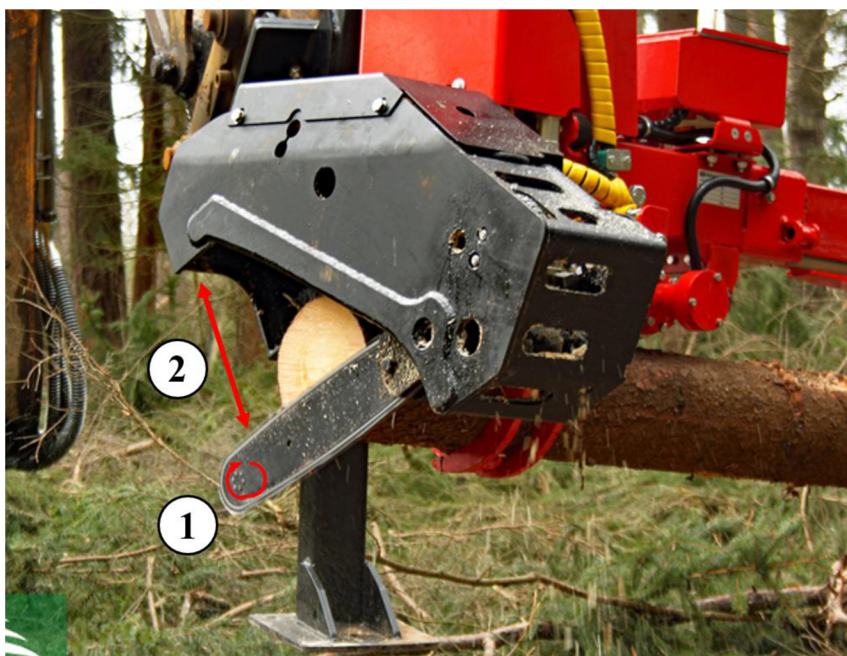
### 1.1.3 MĚŘÍCÍ ÚSTROJÍ

Hlavním úkolem měřicího ústrojí harvestorové hlavice je měření délky a průměru zpracovávaného kmene stromu. Měření délky kmene stromu je prováděno odpruženým ozubeným kolečkem. Odvalováním kolečka po kmenu stromu, který je protahován hlavicí, dochází vlivem otáčení kolečka k indikaci impulsů, které mají definovanou délku. Podle počtu indikovaných impulsů se dopočte délka kmene stromu, která je dále potřebná k výpočtu objemu. Přesnost tohoto typu měření je 1 cm [6; 16]. Nepřesnost měření délky kmene stromu může být způsobena opotřebením zubů kolečka, špatným provedením kalibrace, posunem stržené kůry po kmenu stromu, kdy dojde k zachycení kolečka, značnou boulovitostí kmene, kdy kolečko musí přejíždět přes nerovnosti. Snížení nepřesnosti v období, kdy může docházet k posuvu stržené kůry po kmenu stromu (období mízy), se provádí aplikací širšího kolečka, nebo jsou na hřídel připevněna dvě kolečka vedle sebe. Další úpravy měřicích koleček jsou prováděny také pro jiné specifické vlastnosti zpracovávaných dřevin [6]. Měření průměru kmene je prováděno ve dvou na sebe kolmých směrech, vždy v intervalu po 10 cm. Takto naměřené hodnoty jsou následně zprůměrovány. Hlavním měřicím zařízením jsou dva potenciometry umístěné v ramenech horních odvětvovacích nožů nebo podávacích válců, které reagují na pohyb těchto ramen. Signály z těchto potenciometrů jsou vysílány do elektronické jednotky, ze které jsou odeslány do operačního systému, který provede jejich zpracování [7; 16].

### 1.1.4 KÁCECÍ A KRÁTICÍ ÚSTROJÍ

Kácení a krácení kmene stromu je nejčastěji prováděno pomocí řetězové pily. Před nástupem řetězové pily se využívaly hydraulické stříhací nože, kotoučové pily a kuželové pily. Kácení a kráticí ústrojí pro jeho funkci zahrnuje zajištění dvou pohybů. Primárním pohybem je rotační pohyb k zajištění pohonu kráticího zařízení (pohon řetězu, kotouče). Tento rotační pohyb je zajištěn pístovým radiálním hydromotorem. Sekundárním pohybem je zajišťování vysunutí pilové lišty nebo kotouče. V případě stříhacího nože a kuželové pily zajišťuje provedení stříhu. Pohyb pro vysunutí pilové lišty nebo kotouče je zajišťován dvojčinným přímočarým hydromotorem [6].

Pilová lišta se skládá z řetězu, řetězky, vodící lišty, konzoly vodící lišty, hnacího pístového radiálního hydromotoru pro pohon řetězu, dvojčinného přímočarého hydromotoru pro výsuv pilové lišty, vysílače polohy a systému pro mazání řetězu [8]. U těchto typů pilových lišt se používá řetěz o rozteči 0,404'' nebo  $\frac{3}{4}$ '', sestavený z hoblovacích zubů, které jsou řazeny střídavě vždy levý a pravý, vodících článků a spojovacích článků. Délka lišty je až do 1320 mm, kde při vzrůstající délce je potřeba vyššího výkonu stroje, proto délka lišty 1320 mm je určena pro stroje s nejvyšším výkonem. Šířka drážky, která vzniká užitím pilové lišty, je v rozmezí 1,6 mm až 2 mm. Veškeré harvestorové lišty se vyrábí z legované oceli a jsou vybaveny vodícím kolečkem. Úřez pilové lišty se v ČR pohybuje do 750 mm [6]. Mazání řetězu je provedeno vřáněním oleje do drážky vodící lišty, kde kinetická energie oleje je vyvolána olejovým čerpadlem. Olejové čerpadlo nasává olej ze samostatné nádrže mazacího oleje. Nasávání mazacího oleje probíhá pokaždé, kdy je v chodu hydromotor, který pohání řetězku [6; 8]. Výhodou pilové lišty je provedení vysoce kvalitního řezu bez poškození oddenku. Nevýhodou pilové lišty je nízká životnost řetězu, řetězky a vodící lišty. Dalšími nevýhodami jsou značná časová náročnost na údržbu, nutnost ztrátového mazání řetězu, riziko poškození lišty při procesu kácení [8].



Obr. 7 Popis dílčích pohybů pilové lišty při procesu kácení a krácení [17]

1 – rotace řetězu v liště pily, 2 – posuv (otáčení) pilové lišty

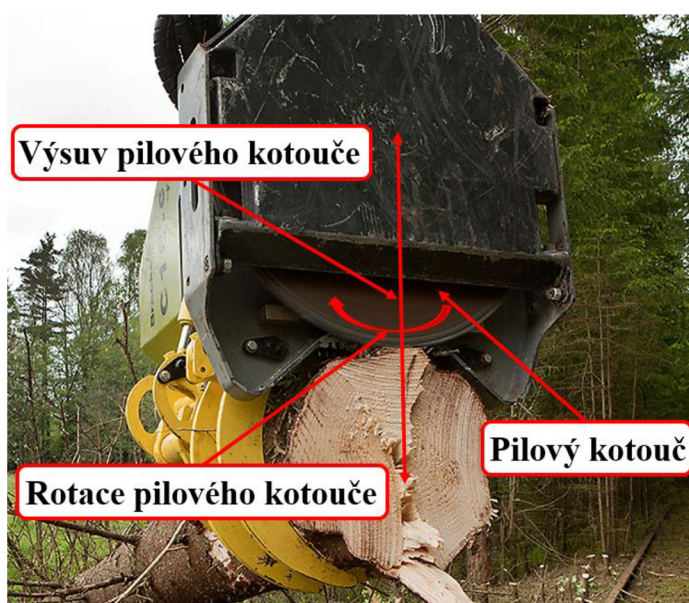
Hydraulické stříhací nože jsou konstrukčně provedeny pomocí dvou nožů, kde jeden nůž je pevný a proti němu se pohybuje pohyblivý nůž, čímž je docíleno ustříhnutí kmene stromu. Druhou možností je pohyb dvěma proti sobě se pohybujícími noži, kdy jejich břity jsou orientovány vůči sobě. Vzájemným pohybem těchto nožů dochází ke stříhu kmene stromu [6; 18]. Konstrukce stříhacích nožů je jednoduchá, avšak je s touto konstrukcí možné kácet stromy do průměru 25 cm. Další nevýhodou tohoto typu krátícího ústrojí je poškozování oddenku prasklinami. Značnou výhodou stříhacích nožů je rychlost řezu, snadná údržba, minimalizace možnosti poškození káceným stromem, dlouhá životnost ostří nožů. Stříhací nože nejsou citlivé na nečistoty v místě stříhu. S ohledem na konstrukci stříhacích nožů je zde eliminováno mazání a s tím je i spojená snadná údržba [8].





Obr. 8 Konstrukce harvestorové hlavice se střihacími noži [18]

Pilový kotouč může být v provedení výsuvném nebo pevném. Konstrukční provedení je realizováno pilovým kotoučem, který je poháněn rotačním hydromotorem. Pilový kotouč je buď uložen na harvestorové hlavici pevně nebo výsuvně. V případě výsuvného uložení je jeho výsuv zajištěn dvojčinnými přímočarými hydromotory. Pilový kotouč má více než dvojnásobný průměr oproti průměru káceného kmene stromu [7; 19]. Výhodou pilového kotouče je jeho jednoduchá konstrukce, se kterou je spojena snadná údržba. Mezi další výhody patří rychlost řezu a jeho vysoká kvalita. Ostření pilového kotouče je relativně jednoduché. Nevýhodou pilového kotouče je jeho robustnost konstrukce, se kterou souvisí vysoká hmotnost hlavice. S ohledem na vysokou obvodovou rychlost pilového kotouče je nutné zajistit robustní kryt. Další nevýhodou je malý činný poloměr využitý k řezu vůči celkovému průměru pilového kotouče [6; 8].



Obr. 9 Konstrukce harvestorové hlavice s pilovým kotoučem [19]

## 1.2 ROTÁTOR

Rotátor je zařízení, které umožňuje nekonečnou rotaci kolem jedné osy a zároveň přenáší axiální zatížení. Při použití rotátoru v lesní těžbě je tento rotátor z jedné jeho strany připevněn k harvestorové hlavici pomocí šroubového spojení. Z druhé strany je rotátor připojen k hydraulickému jeřábu nebo případně k výložníku rypadla pomocí čepového spojení [6; 20].

Hydraulické rotátory jsou ve své podstatě rotační hydromotory, které umožňují neomezenou rotaci připevněného nářadí kolem jedné osy. Připevňované nářadí k rotátorům mohou být drapáky, háky, kleště, harvestorové hlavice, vrtáky. Rotátory zajišťují rotaci kolem jedné osy pro oba směry (směr ve smyslu otáčení hodinových ručiček a také pro směr proti smyslu otáčení hodinových ručiček) [21].



*Obr. 10 Konstrukce rotátoru pro harvestory [20]*

Rotátory jsou konstruovány také za účelem přenosu axiálního zatížení. Axiální zatížení působící na rotátor se dělí do dvou skupin - na axiální statické zatížení a axiální dynamické zatížení. Axiální statické zatížení je typ zatížení, které působí na rotátor ve statickém stavu (nosnost rotátoru bez otáčení). Axiální dynamické zatížení je typ zatížení, které působí na rotátor během jeho otáčení (nosnost rotátoru při rotaci). Axiální dynamické zatížení bude vždy menší než statické, a proto je potřeba se při výběru rotátoru zaměřit spíše na maximální axiální dynamické zatížení, které udává maximální možné zatížení rotátoru během jeho pracovního cyklu. Výrobci rotátorů udávají vždy maximální axiální statické zatížení a maximální axiální dynamické zatížení, které je rotátor schopen přenést [22].

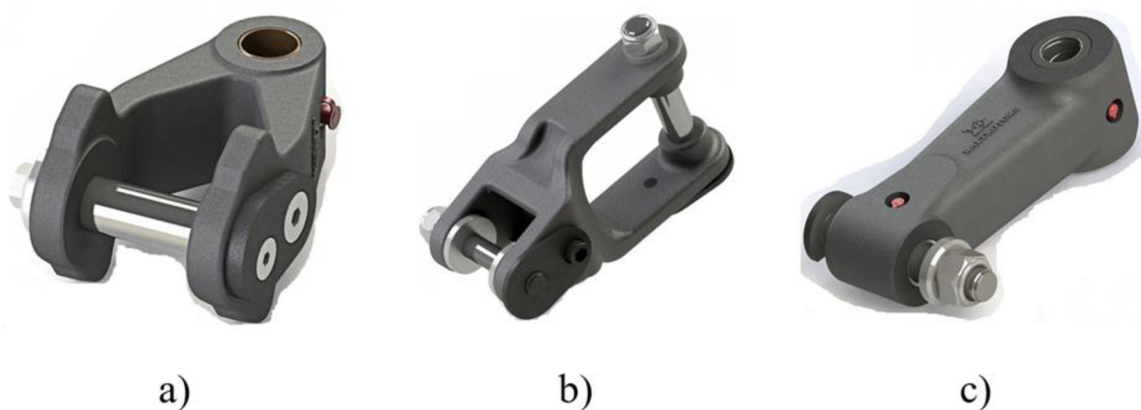
Kvalitní hydraulické rotátory jsou konstruovány jako hydraulické motory lopatkového typu. Takto konstruované rotátory jsou navrženy a konstruované přímo pro použití s těžebními stroji a harvestorovými hlavici. Harvestorové rotátory mají pouze funkci pro otáčení kolem jedné osy z důvodu samostatného hydraulického pohonu harvestorové hlavice [23].

### 1.3 SPOJOVACÍ ČLEN

Spojovacími členy se rozumí funkční spojovací článek, který slouží k propojení hydraulického rotátoru (přípevněného pomocí šroubů k harvestorové hlavici) s koncem nástavce harvestorové hlavice, hydraulické ruky nebo hydraulického jeřábu. Spojovací členy se vyrábí jako kovové odlitky, které dovolují kyv břemene během procesu manipulace s břemenem. Manipulace může být prováděna ve směru vertikálním, horizontálním a rotací kolem vertikální osy. Spojovací členy umožňují kyv břemene ve dvou na sebe kolmých směrech. Vlivem těchto pohybů v průběhu manipulace s břemenem dochází vlivem setrvačných sil ke kyvným pohybům břemene. Pro ustálení těchto kyvů břemene se využívají spojovací členy vybavené třecí brzdou. Spojovací členy jsou vyráběny bez brzdy, s jednou brzdou nebo se dvěma brzdami. Využitím spojovacího členu vybaveného brzdou dochází k rychlejšímu ustálení kyvu břemene, díky čemuž je práce s břemenem rychlejší [24; 25; 26].

#### 1.3.1 SPOJOVACÍ ČLEN BEZ BRZDY

Tento spojovací člen je vyráběn jako kovový odlitek, který je v provedení bez brzdy vyhotoven ve třech možných tvarových provedeních. Horní i spodní uchycení tohoto spojovacího členu je provedeno pohyblivě pomocí čepů. Tento spojovací člen je na obou čepích volný, tudíž umožňuje výkyvy v obou směrech bez brzdění. Horní uchycení u spojovacího členu bez brzdy může být vidlicovitého tvaru nebo jako závěsné oko. Spodní uchycení může být také vidlicovitého tvaru nebo jako závěsné oko. V důsledku jednotlivých kombinací provedení horního a spodního uchycení vznikají tři typy spojovacích členů. První typ je odlitek, který má horní uchycení provedeno jako závěsné oko a spodní uchycení má vidlicovitý tvar (Obr. 11a). Druhý typ je odlitek, který má vidlicovitý tvar na horním i spodním uchycení a jsou na sebe kolmá (Obr. 11b). Třetí typ je odlitek se dvěma na sebe kolmými závěsnými oky (Obr. 11c) [24; 25; 26; 27].



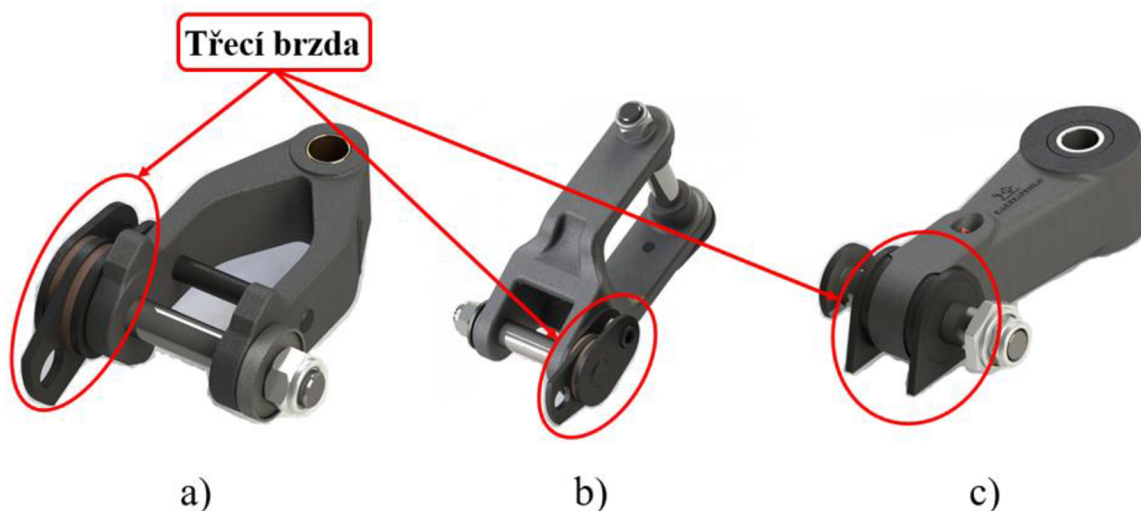
Obr. 11 Spojovací členy bez brzdy [27]

a – vidlicovitý tvar, b – vidlicovitý tvar oboustranný, c – jednoduchý tvar se vzájemně kolmými oky



### 1.3.2 SPOJOVACÍ ČLEN S JEDNOU BRZDOU

Tento spojovací člen je vyráběn jako kovový odlitek, který je v provedení s jednou brzdou vyhotoven ve třech možných tvarových provedeních. Horní i spodní uchycení tohoto spojovacího členu je provedeno pohyblivě pomocí čepů. Tento spojovací člen je na jednom čepu volný a na druhém brzděný, tudíž umožňuje výkyvy v obou směrech, kdy kyv v jednom směru je brzděn. Horní uchycení u propojovacího prvku s jednou brzdou může být vidlicovitého tvaru nebo jako závěsné oko. Spodní uchycení může být také vidlicovitého tvaru nebo jako závěsné oko. V důsledku jednotlivých kombinací provedení horního a spodního uchycení vznikají tři typy spojovacího členu. První typ je odlitek, který má horní uchycení provedeno jako závěsné oko a spodní uchycení má vidlicovitý tvar s brzděným čepem (Obr. 12a). Druhý typ je odlitek, který má vidlicovitý tvar na horním i spodním uchycení, kde je také brzděný čep (Obr. 12b). Třetí typ je odlitek se dvěma na sebe kolnými závěsnými oky, kde na spodním uchycení je uložen brzděný čep (Obr. 12c) [24; 25; 26; 28].



Obr. 12 Spojovací člen s jednou brzdou [28]

a – vidlicovitý tvar, b – vidlicovitý tvar oboustranný, c – jednoduchý tvar se vzájemně kolnými oky

### 1.3.3 SPOJOVACÍ ČLEN SE DVĚMA BRZDAMI

Tento spojovací člen je vyráběn jako kovový odlitek, který je v provedení se dvěma brzdami vyhotoven v jedné tvarové variantě. Horní i spodní uchycení tohoto spojovacího členu je provedeno pohyblivě pomocí čepů, které jsou uloženy do navzájem kolných závěsných ok. Tento spojovací člen je na obou čepích brzděný, tudíž umožňuje výkyvy v obou směrech, přičemž jsou oba výkyvy brzděny [24; 25; 26; 29].



Obr. 13 Spojovací člen se dvěma brzdami [29]

#### 1.4 NÁSTAVCE PRO UCHYCENÍ HARVESTOROVÉ HLAVICE

Nástavec pro uchycení harvestorové hlavice utváří mezičlen, který spojuje harvestorovou hlavici s uchopovacím zařízením výložníku rypadla. Tento nástavec přenáší veškeré dynamické a statické zatížení vyvolané harvestorovou hlavicí na výložník rypadla. Podrobnou analýzou českého trhu bylo zjištěno, že v České republice neexistuje firma, která by se přímo specializovala na výrobu a distribuci nástavců. Veškeré nástavce jsou tedy vyráběny vždy na základě individuálních potřeb koncového zákazníka, který si stanoví přímo požadavky na nástavec. Díky podrobnému průzkumu trhu byly dohledány tři typy konstrukčního provedení nástavce harvestorové hlavice pro uložení na výložník rypadla.

První typ nástavce je konstrukčně řešen jako ocelový svařenec, který se skládá z jednotlivých plechů, které jsou vyřezány do požadovaných tvarů. Tento svařenec je z jedné strany připojen k připojovacímu zařízení rypadla a z druhé strany má oko, přes které je pomocí čepu připevněn propojovací člen s rotátorem a harvestorovou hlavicí. Tento typ nástavce je pro lepší představu vyobrazen na obrázku 14 [30].



Obr. 14 Konstrukce nástavce jako svařenec s okem [30]



Druhý typ nástavce je konstrukčně řešen jako ocelový svařenec z profilů a plechů. Svařené profily utváří hlavní nosnou kostru nástavce. Na této kostrě je z jedné strany navařen plech, který slouží jako patka pro postavení. Z druhé strany kostry je provedeno oko, na které je pomocí čepu připevněn rotátor s harvesterovou hlavicí. Tento typ nástavce je vyobrazen na obrázku 15 [31].



*Obr. 15 Konstrukce nástavce s patkou [31]*

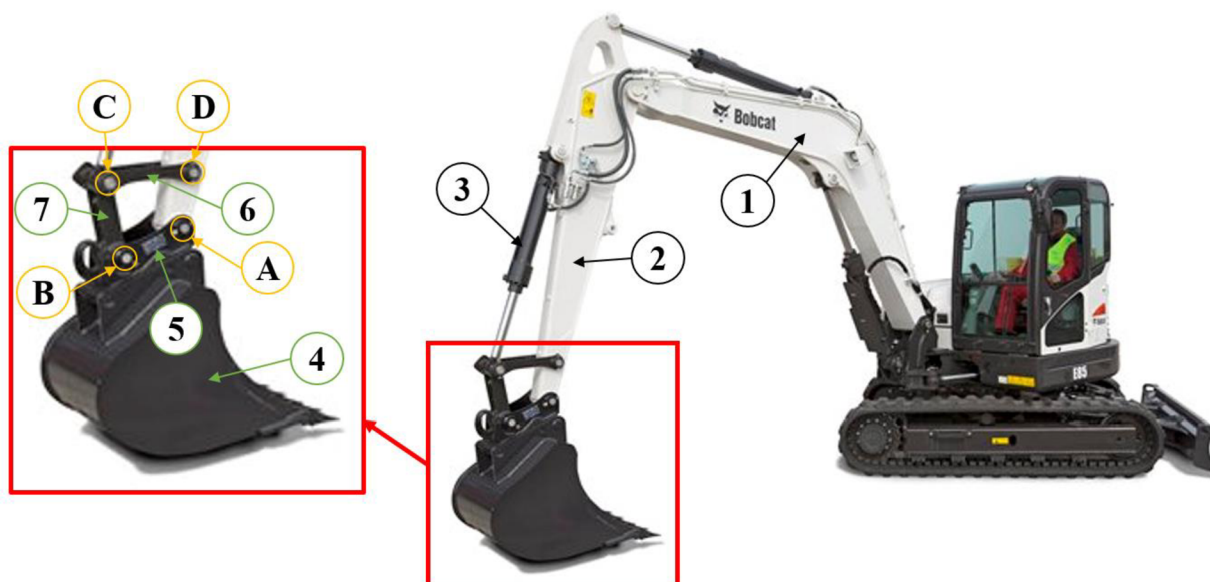
Třetí typ nástavce je proveden jako výsuvný. Tento nástavec je proveden ze dvou profilů, kde jeden profil má menší rozměry než druhý. Menší profil se pohybuje ve větším profilu, kde tento pohyb je zajištěn dvojčinným přímočarým hydromotorem uloženým uvnitř profilů. Na konci menšího profilu je navařeno oko, na které je pomocí čepu připevněn rotátor s harvesterovou hlavicí. Podél většího profilu je navařen svařenec z ocelových plechů pro uchycení k výložníku rypadla. Pro vytvoření lepší představy je tento typ nástavce znázorněn na obrázku 16 [32].



*Obr. 16 Konstrukce výsuvného nástavce [32]*

## 1.5 UPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ NÁSADY RYPADLA

Rameno rypadla jako celek sestává z výložníku a násady. Výložník rypadla je na jednom konci připevněn čepovým spojem k otočnému rámu rypadla. Druhý konec výložníku je připevněn pomocí čepového spoje k násadě rypadla [33].



Obr. 17 Popis konstrukce ramene a upínacího zařízení rypadla [33]

1 – výložník, 2 – násada, 3 – dvojitý přímočarý hydromotor, 4 – pracovní nástroj, 5 – rychloupínací zařízení 6 – pákový mechanismus, 7 – závěs pákového mechanismu

A – čepové spojení násady a rychloupínáku, B – čepové spojení závěsu pákového mechanismu a rychloupínáku, C – čepové spojení pákového mechanismu a dvojitý přímočarý hydromotoru, D – čepové spojení pákového mechanismu a násady

Konstrukce násady rypadla je na svém volném konci opatřena dvěma oky, ve kterých je pomocí čepového spoje uložen pákový mechanismus ovládaný dvojitým přímočarým hydromotorem. Tento pákový mechanismus slouží k otevírání a uzavírání pracovního nástroje rypadla. Uchycení pákového mechanismu je provedeno dvěma čepovými spoji, kde jedno čepové spojení je provedeno nad okem násady rypadla a druhé čepové spojení propojuje dvojitý přímočarý hydromotor se závěsem pákového mechanismu. Nástroj lze na rypadlo připevnit přes dva čepové spoje, kde jeden se nachází na násadě a druhý na závěsu, pro snadnější a rychlejší výměnu nástrojů se používá rychloupínák [33].

Rychloupínák je ocelový svařenec, který se pomocí dvou čepových spojů propojí s násadou a závěsem pákového mechanismu rypadla. Konstrukce rychloupínáku pro rychlé spojení s nástrojem je konstrukčně provedena buď dvěma čepovými spoji (dvoučepové připojení) nebo háky a výsuvným elementem, který slouží k zajištění nástroje. Jako výsuvný element může být použita ocelová tyč lichoběžníkového průřezu, jejíž výsuv probíhá ručně pomocí posuvného šroubu. Další konstrukční provedení výsuvného elementu může být pomocí dvou čepů, jejichž výsuv je ovládán hydraulicky [34; 35].



a)



b)

*Obr. 18 Konstrukce rychloupínáku [34]*

a – konstrukční provedení rychloupínáku , b – propojení rychloupínáku s nástrojem

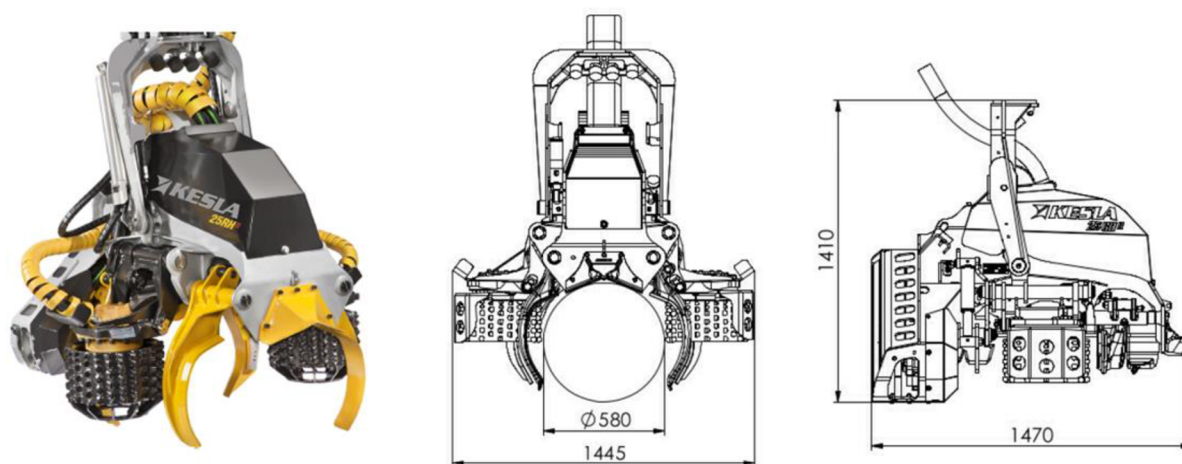


## 2 STANOVENÍ KOMPONENT A ZATÍŽENÍ PRO NÁSTAVCE

Pro stanovení zatížení působící na čep nástavce je zapotřebí zvolit jednotlivé komponenty tak, aby bylo možné uchytit harvestorovou hlavici na nástavec připevněný k uchopovacímu zařízení rypadla. Komponenty, které je zapotřebí zvolit jsou harvestorová hlavice, rotátor, spojovací člen, přičemž všechny tyto komponenty musí být vzájemně mezi sebou kompatibilní. Harvestorová hlavice utváří zatížení vlastní tíhou a tíhou břemena (kácený strom). Rotátor a spojovací člen utváří zatížení pouze vlastní tíhou.

### 2.1 VOLBA HARVESTOROVÉ HLAVICE

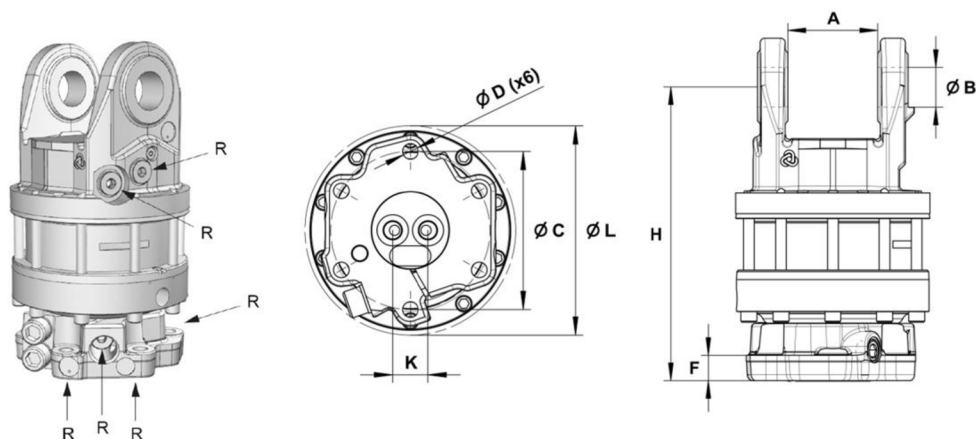
Harvestorová hlavice byla zvolena od výrobce Kesla Oyj, konkrétně se jedná o model 25RH-II. Tento typ harvestorové hlavice má šířku 1350 mm (otevřený stav), 980 mm (zavřený stav), délku 1400 mm a výšku (bez rotátoru) 1390 mm. Hmotnost harvestorové hlavice (bez rotátoru) je 860 kg. Maximální průměr úřezu je dán maximálním otevřením podávacích válců, které u tohoto typu harvestorové hlavice činí 580 mm. Optimální průměr úřezu u tohoto typu hlavice činí dle výrobce 390 mm. Dále je tato harvestorová hlavice vybavena čtyřmi pohyblivými a jedním pevným odvětvovacím nožem, přičemž posuv kmene je zajištěn dvěma podávacími válci [10].



Obr. 19 Harvestorová hlavice Kesla 25RH-II [10]

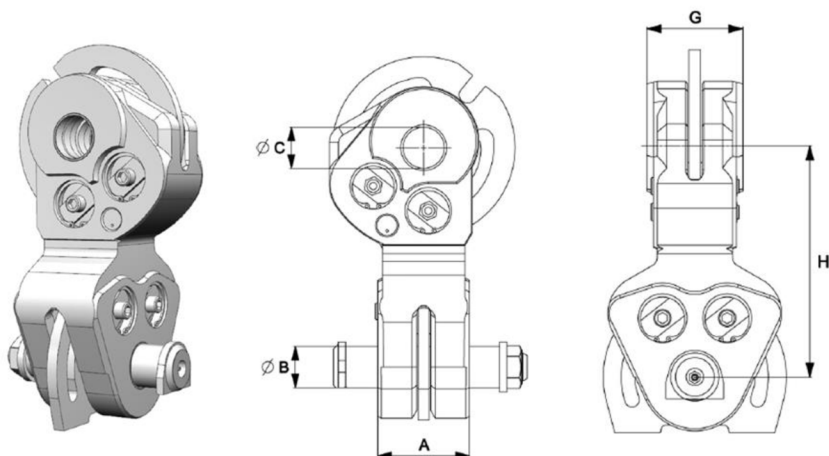
### 2.2 VOLBA ROTÁTORU A SPOJOVACÍHO ČLENU

Výrobce zvolené harvestorové hlavice udává v technické dokumentaci varianty kompatibilních rotátorů a propojovacích částí. Pro naši aplikaci byl zvolen rotátor od výrobce Indexator Rotator Systems AB s konkrétním označením AV 12S. Tento rotátor má hmotnost 55,7 kg, maximální průtok hydraulického oleje je 25 l/min a jeho rozměry jsou dle obr. 20 následující A = 101 mm, B = Ø 45 mm, C = Ø 173 mm, D = Ø 17 mm, F = 30 mm, H = 333 mm, K = 38,5 mm, L = Ø 229 mm [36].



Obr. 20 Rotátor Indexator AV 12S [36]

Spojovací člen byl zvolen dle doporučení výrobce harvestorové hlavice, která je kompatibilní se zvoleným rotátorem a také se zvolenou harvestorovou hlavicí. Konkrétně se jedná o spojovací člen se dvěma třecími brzdami od výrobce Indexator Rotator Systems AB s konkrétním označením S-100/45 HD. Hmotnost tohoto zvoleného propojovacího prvku činí 31 kg. Jednotlivé rozměry propojovací části jsou dle obr. 21 následující  $A = 100$  mm,  $B = \varnothing 45$  mm,  $C = \varnothing 45$  mm,  $G = 100$  mm,  $H = 240$  mm [37].



Obr. 21 Propojovací část Indexator S-100/45 HD [37]

### 2.3 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ OD BŘEMENE

Pro dynamické a pevnostní simulace nástavců je zapotřebí stanovit zatížení vznikající vlastní tíhou břemene (těženého stromu). Toto zatížení je přenášeno na harvestorovou hlavici, ze které je následně přenášeno přes rotátor a spojovací člen na čep nástavce. Tíha břemene (těženého stromu) se vypočte jako součin objemové hmotnosti čerstvého dřeva s předpokládanou vlhkostí 92 % a objemem těženého stromu. Objem kmene káceného stromu se určí pomocí tabulky 1, kde se uvažuje průměr kmene 34 cm a výška stromu je uvažovaná pro průměrné vegetační růstové podmínky v ČR 38 m. Následně se tento stanovený objem kmene stromu vynásobí koeficientem, který zohlední objem větví. Hodnota tohoto koeficientu byla uvažována 1,235 a vyjadřuje objem větví jako 23,5 % z objemu kmene stromu.

V tabulce 1 je průměr kmene stromu uváděn pro výšku v úrovni hrudníku osoby stojící u stromu, což činí přibližně 1,3 m. Optimální průměr úřezu hlavičky pro kácení (držení stromu hlavičkou po celou dobu jeho pádu včetně dopadu) činí 390 mm. Pro správné odečtení objemu kmene stromu z tabulky 1 je zapotřebí stanovit správný průměr kmene, do kterého je potřeba zahrnout vliv zbytnění oddenku kmene stromu, což je výrazné zvětšení průměru kmene stromu způsobené kořenovými náběhy. S ohledem na tento vliv lze uvažovat průměr kmene stromu 34 cm. Při uvažování nižší hodnoty průměru kmene stromu došlo k zajištění optimálního průměru úřezu hlavičky, protože hlavička provádí odřezání kmene stromu co nejnižší, oproti tomu průměr kmene v tabulce 1 je uváděn ve výšce 1,3 m [10; 38].

Tabulka 1 Výtah z objemové tabulky dřeva [38]

Průměr [cm]	Výška stromu											
	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	
26	0,78	0,81	0,84	0,86	0,89	0,92	-	-	-	-	-	-
28	0,90	0,93	0,96	0,99	1,02	1,05	1,07	-	-	-	-	-
30	1,02	1,05	1,09	1,12	1,16	1,19	1,22	1,24	-	-	-	-
32	1,15	1,19	1,23	1,26	1,30	1,34	1,37	1,41	1,45	-	-	-
34	1,28	1,33	1,37	1,41	1,45	1,49	1,53	1,57	1,61	1,66	-	-
36	1,42	1,47	1,52	1,57	1,61	1,66	1,70	1,75	1,80	1,85	1,89	-
38	1,57	1,62	1,68	1,73	1,78	1,83	1,88	1,93	1,99	2,04	2,09	-
40	1,72	1,78	1,83	1,89	1,94	2,01	2,06	2,11	2,17	2,23	2,29	-
42	1,87	1,93	1,99	2,06	2,12	2,18	2,24	2,31	2,37	2,43	2,49	-
44	2,03	2,09	2,16	2,23	2,30	2,37	2,43	2,50	2,57	2,64	2,71	-
46	2,18	2,26	2,33	2,40	2,48	2,55	2,62	2,69	2,77	2,84	2,91	-
48	2,34	2,42	2,50	2,58	2,66	2,74	2,81	2,89	2,97	3,05	3,12	-
50	2,51	2,59	2,68	2,76	2,84	2,93	3,01	3,09	3,18	3,26	3,34	-

Pro zvolený průměr kmene stromu a jeho délku je z tabulky 1 odečten objem kmene pokáceného stromu, jehož hodnota pro průměr 34 cm a výšku 38 m činí 1,61 m<sup>3</sup>. Objemová hmotnost dřeva s 12% vlhkostí, která je pro smrk ztepilý (*Picea abies*), borovice a jedle dle tabulky 2 v rozmezí 400 kg/m<sup>3</sup> až 500 kg/m<sup>3</sup>. Dle jiných zdrojů je tato objemová hmotnost dřeva s vlhkostí 12 % uváděna pro smrk 450 kg/m<sup>3</sup> [39]. Na základě těchto zjištěných informací a odlišných podmínek pro růst smrku je do výpočtu zvolena hodnota 500 kg/m<sup>3</sup>. Vlhkost těženého stromu je stanovena na 92 %, což odpovídá plně vitálnímu jedinci v období s dostatkem srážek [38; 40].

Tabulka 2 Objemové hmotnosti dřeva [40]

Dřeviny	Objemová hmotnost sušiny	Příklady dřevin
Velmi lehké	do 400 kg/m <sup>3</sup>	vejmutovka, topol
Lehké	400 – 500 kg/m <sup>3</sup>	jedle, smrk, borovice
Mírně těžké	500 – 600 kg/m <sup>3</sup>	vrba, modřín, mahagon
Středně těžké	600 – 700 kg/m <sup>3</sup>	bříza, jasan, dub, buk
Těžké	700 – 1000 kg/m <sup>3</sup>	akát, habr
Velmi těžké	nad 1000 kg/m <sup>3</sup>	eben

Výpočet objemu stromu včetně větví

$$\begin{aligned} V &= k_v \cdot V_0, \\ V &= 1,235 \cdot 1,61, \\ V &= 1,99 \text{ m}^3, \end{aligned} \quad (1)$$

kde:  $V_0$  [m<sup>3</sup>]      objem kmene stromu bez větví,  
 $k_v$  [-]      koeficient zavětvení,  
 $V$  [m<sup>3</sup>]      objem těžného stromu.

Výpočet objemové hmotnosti dřeva při 0% vlhkosti (sušina) [41]

$$W = \frac{\rho_{12} - \rho_0}{\rho_0} \cdot 100 \rightarrow \rho_0 = \frac{\rho_{12}}{\left(\frac{W}{100} + 1\right)}, \quad (2)$$

$$\rho_0 = \frac{500}{\left(\frac{12}{100} + 1\right)},$$

$$\rho_0 = 446,43 \text{ kg/m}^3,$$

kde:  $\rho_{12}$  [kg/m<sup>3</sup>]      objemová hmotnost dřeva s 12% vlhkostí,  
 $\rho_0$  [kg/m<sup>3</sup>]      objemová hmotnost dřeva s 0% vlhkostí (sušina),  
 $W$  [%]      vlhkost dřeva.

Výpočet objemové hmotnosti dřeva při 92% vlhkosti [41]

$$W = \frac{\rho_{92} - \rho_0}{\rho_0} \cdot 100 \rightarrow \rho_{92} = \rho_0 + \frac{W}{100} \cdot \rho_0, \quad (3)$$

$$\rho_{92} = 446,43 + \frac{92}{100} \cdot 446,43,$$

$$\rho_{92} = 857 \text{ kg/m}^3,$$

kde:  $\rho_{92}$  [kg/m<sup>3</sup>]      objemová hmotnost dřeva s 92% vlhkostí.

Objemová hmotnost pro smrk s 92% vlhkostí vyšla z výpočtu výše na 857 kg/m<sup>3</sup>, avšak koeficient zavětvení použitý výše nezahrnuje semenný rok stromu. V období semenného roku nastává bohatší úroda semen smrku a tím dochází k nárůstům jeho hmotnosti. S ohledem na tuto skutečnost je provedeno navýšení objemové hmotnosti na 900 kg/m<sup>3</sup> a dále je počítáno s touto uvažovanou objemovou hmotností, která je platná pro smrk s 92% vlhkostí v období semenného roku. Použitím této objemové hmotnosti dochází k předpokladu nejméně příznivých faktorů, které ji mohou ovlivnit.

Výpočet hmotnosti břemene (těženého stromu)

$$\begin{aligned}m_{strom} &= \rho_{strom} \cdot V, \\m_{strom} &= 900 \cdot 1,99, \\m_{strom} &= 1791 \text{ kg},\end{aligned}\tag{4}$$

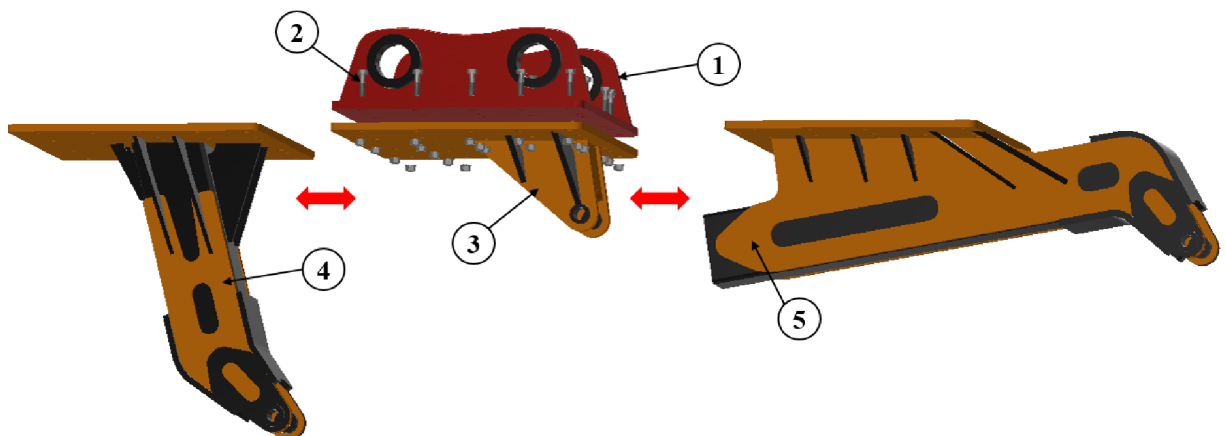
kde:  $m_{strom}$  [kg] hmotnost těženého stromu (břemene),  
 $\rho_{strom}$  [kg/m<sup>3</sup>] uvažovaná objemová hmotnost smrku s 92% vlhkostí.

### 3 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ NÁSTAVCŮ

Konstrukce nástavců byly provedeny ve třech variantách, kdy byl kladen hlavní důraz na požadavek pro snadnou a rychlou záměnu těchto nástavců. Pro docílení snadné a rychlé záměny jednotlivých variant nástavců byla konstrukce provedena ze dvou desek, které jsou vzájemně spojeny 25 šroubovými spoji. Rozmístění šroubových spojů je provedeno na základě výsledků pevnostní analýzy, která je detailněji popsána v šesté kapitole.

Každý šroubový spoj je složen ze šroubu, dvou podložek a samojistné matice. Konkrétně se jedná o šroub se šestihrannou hlavou M20x90 – 10.9 (pevnostní šroub). Tento šroub má závit M20, jmenovitou délku 90 mm a pevnostní třídu 10.9. Jedna podložka je umístěna pod hlavou šroubu a druhá podložka pod samojistnou maticí. Jedná se o ploché kruhové podložky s vnitřním průměrem 21 mm, vnějším průměrem 37 mm a tloušťkou 3 mm. Celý tento šroubový spoj uzavírá samojistná šestihranná matice M20 – 10. Jedná se o matici se závitem M20 pevnostní třídy 10, která odpovídá pevnostní třídě šroubu [42].

Jedna deska je rozšířena o další boční plechy s otvory, které tvoří svařenec. Tento svařenec je připevněn pomocí dvou čepů k uchopovacímu zařízení rypadla. Druhá deska utváří základní plech konstrukce všech tří nástavců. Jednotlivé konstrukční varianty jsou detailněji popsány v textu níže.

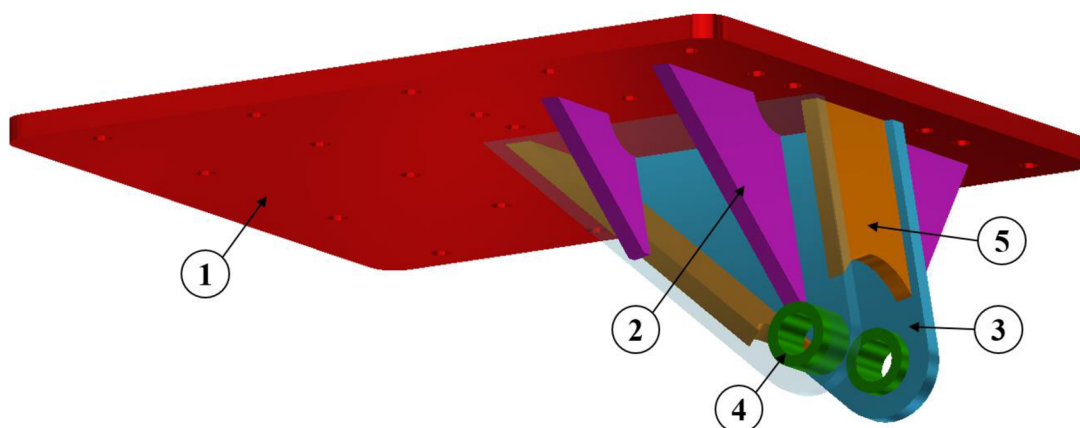


Obr. 22 Navržené konstrukční provedení nástavců

1 – základní deska připevňovaná na uchopovací zařízení rypadla, 2 – šroubový spoj, 3 – I. konstrukční varianta nástavce, 4 – III. konstrukční varianta nástavce, 5 – II. konstrukční varianta nástavce

#### 3.1 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ I. VARIANTY NÁSTAVCE

Konstrukce I. varianty nástavce je provedena jako svařenec z ocelových plechů. Ocelové plechy jsou zhotoveny z konstrukční oceli S 355 JR. Tato konstrukční varianta nástavce se skládá z hlavního nosného plechu o tloušťce 26 mm, který je opatřen 25 dírami pro šroubové spoje. K základní desce jsou navařeny dva plechy závěsu o tloušťce 20 mm. Oba tyto plechy jsou opatřeny kruhovými otvory, ve kterých jsou navařena oka závěsu se stěnou tloušťky 12,5 mm. Mezi plechy závěsu jsou navařeny dva rozpěrné plechy tloušťky 20 mm, které jsou zároveň přivařeny k základní desce. Dále jsou k základní desce a plechům závěsu přivařena boční výztužná žebra z plechu tloušťky 20 mm. Takto provedená konstrukce nástavce má hmotnost 183 kg.



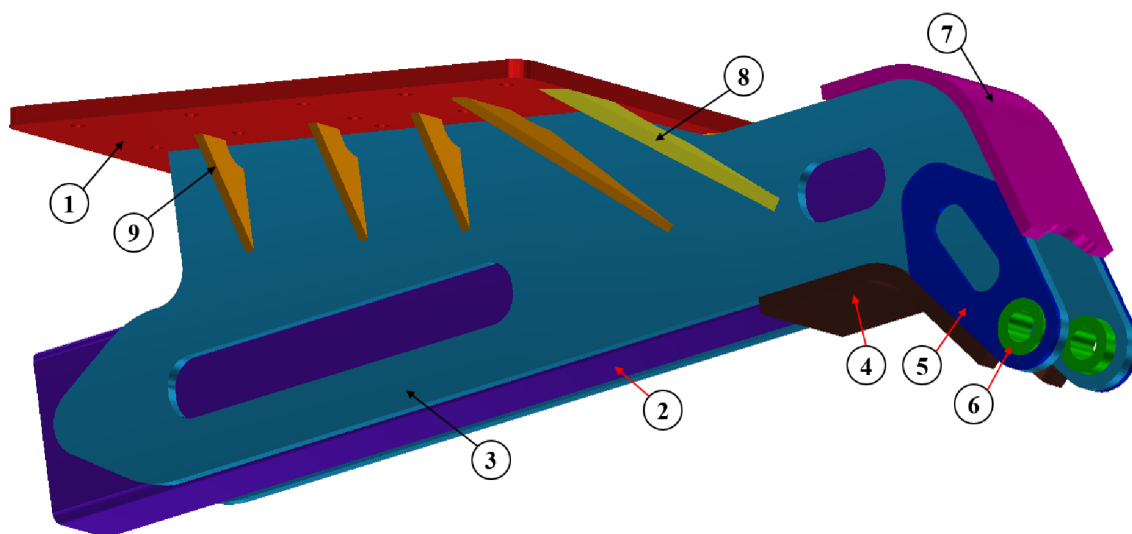
Obr. 23 Konstrukční provedení I. varianty nástavce

1 – základní plech tloušťky 26 mm, 2 – boční výztužná žebra z plechu tloušťky 20 mm, 3 – plech závěsu tloušťky 20 mm, 4 – oka závěsu se stěnou tloušťky 12,5 mm, 5 – rozpěrný plech tloušťky 20 mm

### 3.2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ II. VARIANTY NÁSTAVCE

Konstrukce II. varianty nástavce je provedena jako svařenec z ocelových plechů a jednoho normalizovaného profilu. Ocelové plechy a normalizovaný profil jsou zhotoveny z konstrukční oceli S 355 JR. Tato konstrukční varianta nástavce se skládá z hlavního nosného plechu o tloušťce 26 mm, který je opatřen 25 dírami pro šroubové spoje. Na této základní desce jsou navařeny dva boční plechy závěsu o tloušťce 20 mm. Oba tyto plechy jsou na jednom svém konci opatřeny kruhovými otvory, ve kterých jsou navařena oka závěsu se stěnou tloušťky 17,5 mm. Mezi těmito bočními plechy závěsu je navařen normalizovaný profil obdélníkového průřezu o rozměrech 150/250 mm se stěnou tloušťky 8 mm. Zároveň je na tento boční plech závěsu v oblasti ok závěsu navařen boční výztužný plech tloušťky 10 mm. V oblasti změny úhlu bočního plechu závěsu jsou na oba tyto plechy z horní i spodní strany navařeny výztužné plechy. Z horní strany je navařen výztužný plech tloušťky 20 mm a ze spodní strany je navařen výztužný plech tloušťky 24 mm. Tyto výztužné plechy jsou zároveň přivařeny k normalizovanému profilu. Dále jsou k základní desce a bočním plechům závěsu přivařena boční výztužná žebra z plechu tloušťky 14 mm a směrem blíže k závěsu jsou navařena dvě výztužná žebra tloušťky 20 mm. Takto provedená konstrukce nástavce má hmotnost 413 kg.





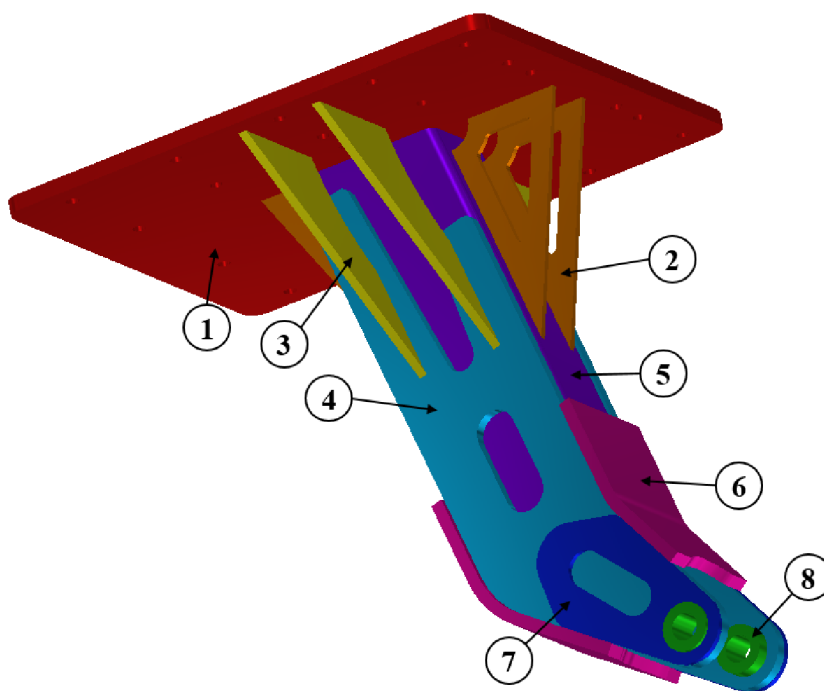
Obr. 24 Konstrukční provedení II. varianty nástavce

1 – základní plech tloušťky 26 mm, 2 – obdélníkový profil 150/250 mm se stěnou tloušťky 8 mm, 3 – boční plech závěsu tloušťky 20 mm, 4 – spodní výztužný plech tloušťky 24 mm, 5 – boční výztužný plech tloušťky 10 mm, 6 – oka závěsu se stěnou tloušťky 17,5 mm, 7 – horní výztužný plech tloušťky 20 mm, 8 – boční výztužná žebra tloušťky 20 mm, 9 – boční výztužná žebra tloušťky 14 mm

### 3.3 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ III. VARIANTY NÁSTAVCE

Konstrukce III. varianty nástavce je provedena jako svařenec z ocelových plechů a jednoho normalizovaného profilu. Ocelové plechy a normalizovaný profil jsou zhotoveny z konstrukční oceli S 355 JR. Tato konstrukční varianta nástavce se skládá z hlavního nosného plechu o tloušťce 26 mm, který je opatřen 25 dírami pro šroubové spoje. Na této základní desce jsou navařeny dva boční plechy závěsu o tloušťce 20 mm. Oba tyto plechy jsou na jednom svém konci opatřeny kruhovými otvory, ve kterých jsou navařena oka závěsu se stěnou tloušťky 17,5 mm. Mezi těmito bočními plechy závěsu je navařen normalizovaný profil obdélníkového průřezu o rozměrech 150/250 mm se stěnou tloušťky 8 mm. Zároveň je na tento boční plech závěsu v oblasti ok závěsu navařen boční výztužný plech tloušťky 10 mm. V oblasti změny úhlu bočního plechu závěsu jsou na oba tyto plechy z horní i spodní strany navařeny výztužné plechy tloušťky 20 mm, které jsou zároveň také přivařeny k normalizovanému profilu. Dále jsou k základní desce a bočním plechům závěsu přivařeny boční výztužná žebra z plechu tloušťky 14 mm. Boční výztužná žebra z plechu tloušťky 10 mm jsou přivařena mezi základní desku a normalizovaný profil. Takto provedená konstrukce nástavce má hmotnost 291 kg.





*Obr. 25 Konstrukční provedení III. varianty nástavce*

1 – základní plech tloušťky 26 mm, 2 – boční výztužná žebra z plechu tloušťky 10 mm, 3 – boční výztužná žebra z plechu tloušťky 14 mm, 4 – boční plech závěsu tloušťky 20 mm, 5 – obdélníkový profil 150/250 mm se stěnou tloušťky 8 mm, 6 – výztužný plech tloušťky 20 mm, 7 – boční výztužný plech tloušťky 10 mm, 8 – oka závěsu se stěnou tloušťky 17,5 mm

## 4 DYNAMICKÁ ANALÝZA

Za účelem zjištění průběhu působících sil na čep nástavce je zapotřebí provést dynamickou analýzu, která simuluje proces těžby v lese. Tento proces zahrnuje děje, jako jsou pohyby rypadla, pád stromu a dopad stromu na terén. Těžený strom je během celé simulace procesu těžby držen harvestorovou hlavicí. Takto představená dynamická simulace reprezentuje nejhorší možný proces celé těžby v lese, při kterém dochází ke vzniku největších sil působících na čep nástavce. Konkrétní děj, při kterém dochází ke vzniku největších silových účinků na čep nástavce, je dopad stromu na terén. Tato zmíněná dynamická analýza je provedena v programu MSC Adams View, který je využíván pro simulace pohybů různých mechanických zařízení. Konkrétněji tento program řeší úlohy kinematiky a dynamiky, kde je výsledkem simulace zjištění buď průběhu působících sil a momentů na zvoleném prvku, nebo rychlost, zrychlení a trajektorie zvoleného prvku.

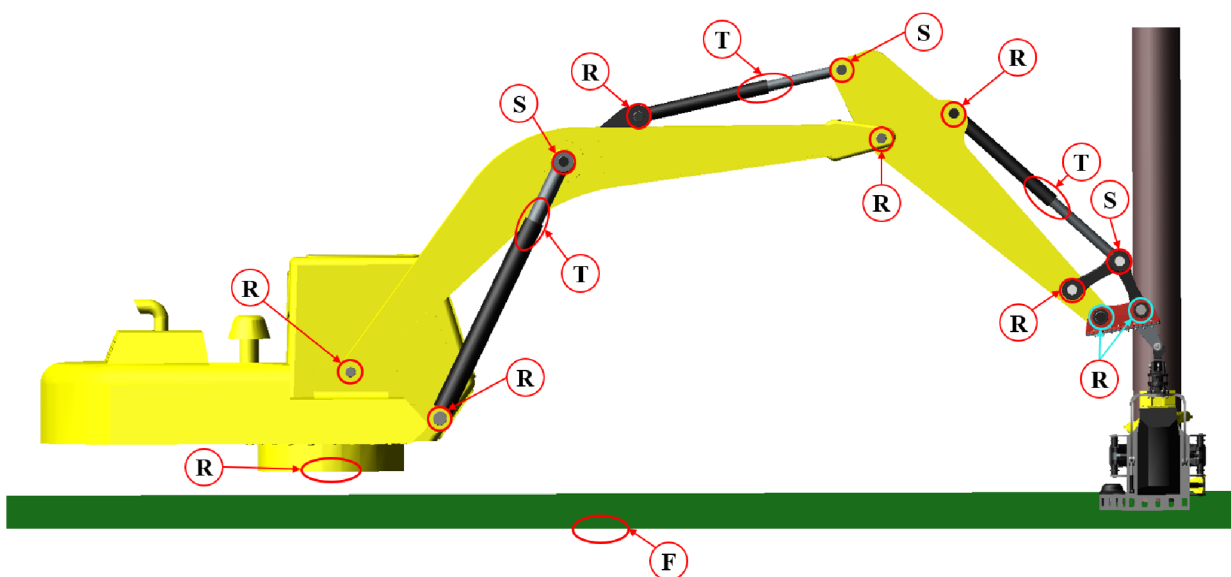
### 4.1 TVORBA MODELU PRO DYNAMICKOU SIMULACI

Za účelem realizace dynamické simulace je zapotřebí vytvořit mechanismus celého rypadla včetně jeho přídatného zařízení pro lesní těžbu, které obsahuje harvestorovou hlavici, rotátor, spojovací člen, nástavec. Dalším krokem je vytvoření náhrady stromu, která je provedena pro simulaci jeho pádu a dopadu na terén tak, aby tento děj byl co nejvíce v souladu s průběhem pádu a dopadu stromu na terén ve skutečnosti.

Samotná tvorba modelu mechanismu rypadla obnáší vytvoření všech modelů jednotlivých konstrukčních částí rypadla. Konkrétně se jedná o modely kabiny, výložníku, násady, přímočarých hydromotorů a uchopovacího zařízení. Následně byly vytvořeny modely vlastních konstrukčních variant nástavců, které se připevňují na uchopovací zařízení rypadla. Pro kompletnost celého mechanismu potřebného k simulaci byly ještě vytvořeny modely rotátoru, spojovacího členu a všechny konstrukční části harvestorové hlavice. Po vytvoření veškerých zmíněných modelů se provedlo jejich spojení do jedné sestavy, která utváří celý mechanismus rypadla včetně veškerých prvků jeho přídatného zařízení pro lesní těžbu. Podstatným prvkem pro simulaci je také terén, jehož model byl vytvořen jako rovinná deska a byl přidán do celkové sestavy. Takto vytvořená výsledná sestava je nastavena do výchozí polohy, která odpovídá uchopení stromu harvestorovou hlavicí před pokácením stromu. Veškeré modely jednotlivých konstrukčních částí byly vymodelovány a následně sestaveny v programu Inventor 2018.

Tento vytvořený model celého mechanismu je převeden do programu MSC Adams View. Převedení spočívá v postupném ukládání požadovaných konstrukčních částí s ohledem na zachování veškerých pohybů celého mechanismu. Veškeré konstrukční celky jsou ukládány jako parasolid. Takto uložené konstrukční části jsou následně importovány do programu MSC Adams View, které po naimportování zaujmou stejné uspořádání celé sestavy, jaké bylo provedeno v programu Inventor 2018.

Po kompletním naimportování celé sestavy zmíněné výše došlo k vytvoření jednotlivých vazeb mezi požadovanými konstrukčními částmi tak, aby odpovídaly co nejvíce skutečnosti. Na této sestavě bylo využito celkem čtyř typů vazeb, které jsou dle jimiž umožňujícímu pohybu označovány jako posuvná, sférická, otočná a pevná. Pro úplnost je dobré uvést, že program MSC Adams View označuje posuvnou vazbu jako translational joint, otočnou vazbu jako revolute joint, sférickou vazbu jako spherical joint a pevnou vazbu jako fixed joint. Konkrétní aplikace jednotlivých vazeb na modelu mechanismu rypadla a modelu terénu je uvedena na obrázku 26. Aplikace jednotlivých vazeb na modelu přídatného zařízení rypadla pro lesní těžbu, které obsahuje nástavec, spojovací člen, rotátor a mechanismus harvestorové hlavice je uvedena na obrázku 27.



Obr. 26 Vazby na modelu rypadla aplikované v MSC Adams View

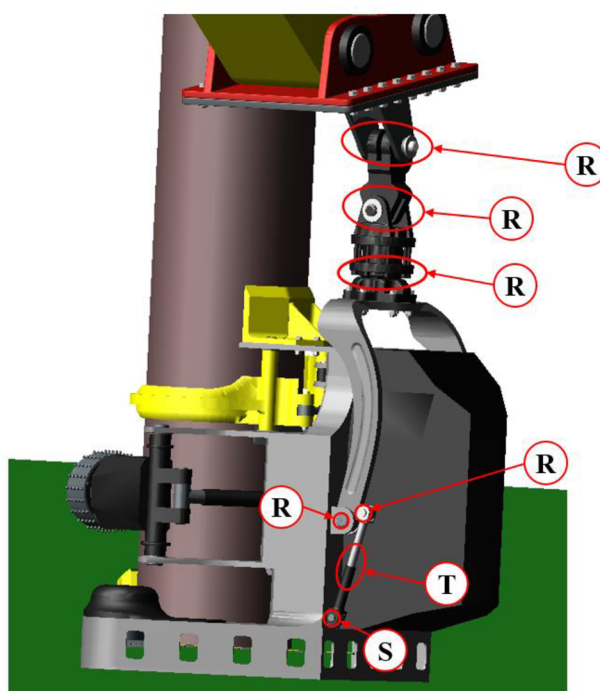
S – sférická (kulová) vazba, T – translační (posuvná) vazba, R – otočná vazba, F – fixní (pevná) vazba

Na obrázku 26 jsou uvedeny jednotlivé vazby, které jsou aplikovány na model mechanismu rypadla včetně vazby použité mezi terénem a prostředím programu označované jako ground. Pro úplnost je dobré objasnit funkci jednotlivých použitých vazeb včetně jejich aplikace na modelu. Fixní vazba nedovoluje pohyb ani rotaci pro všechny směry, proto je tato vazba použita mezi terén a ground. Použitím této vazby dojde k ukotvení terénu v jeho aktuální poloze a k zamezení jakéhokoliv pohybu nebo rotaci.

Otočná vazba dovoluje pouze rotaci kolem jedné zvolené osy a zabraňuje posuvům ve všech třech osách a zbývajícím dvěma rotacím. Tento typ vazby je použit mezi kabinu rypadla a ground, díky takto umístěné vazbě dojde k umožnění rotace kabiny kolem své svislé osy. Dále je tento typ vazby použit na čepích přímočarých hydromotorů a uchopovacím zařízení, tak jak znázorňuje obrázek 26, přičemž osa rotace je vždy volena shodně s osou čepu, ve kterém je tato vazba aplikována.

Sférická neboli také kulová vazba dovoluje rotaci kolem všech tří os a naopak nedovoluje posuv v žádné ze všech tří os. Použití tohoto typu vazby na modelu mechanismu rypadla se provedlo v čepích přímočarých hydromotorů a v čepích uchopovacího zařízení, tak jak je znázorněno na obrázku 26.

Translační neboli také posuvná vazba dovoluje posuv v jedné ose a nedovoluje rotaci kolem žádné ze všech tří os a zároveň nedovoluje posuvy ve zbývajících dvou osách. Tato translační vazba je použita pro všechny přímočaré hydromotory a je umístěna vždy mezi pístní tyč a pouzdro. Osa určující směr posuvu pístní tyče v pouzdře přímočarého hydromotoru je nastavena mezi středy obou čepů, kolem kterých se otáčí pístní tyč a pouzdro. Takto aplikovaná vazba umožňuje vysouvání a zasouvání pístní tyče přímočarého hydromotoru.



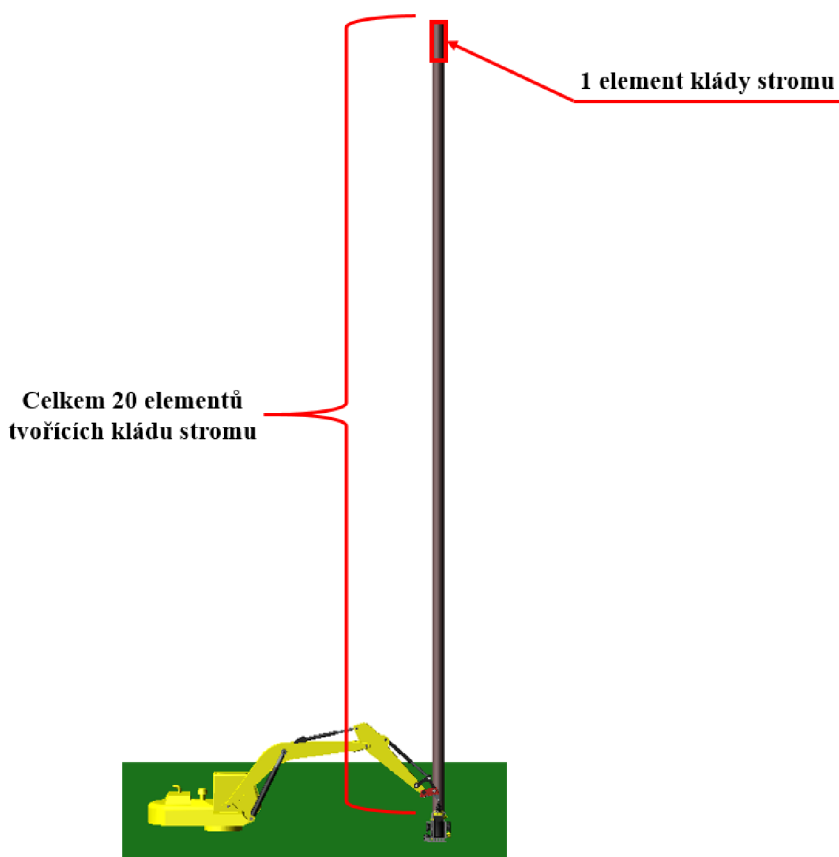
Obr. 27 Vazby na modelu harvestorové hlavice aplikované v MSC Adams View

S – sférická (kulová) vazba, T – translační (posuvná) vazba, R – otočná vazba

Na obrázku 27 je uvedeno umístění a typ jednotlivých vazeb, které jsou aplikovány na modelu přídatného zařízení rypadla pro lesní těžbu. Z důvodu již provedeného podrobného popisu vazeb v textu výše se následující popis vazeb zaměřuje pouze na aplikaci a význam použitých vazeb na modelu harvestorové hlavice, rotátoru a spojovacího členu. Otočná vazba je použita mezi nástavcem a spojovacím členem, přičemž osa této vazby je totožná s osou čepu. Takto aplikovaná vazba umožňuje rotaci spojovacího členu okolo osy čepu nástavce, s ohledem na tuto skutečnost lze říci, že umožňuje kyv spojovacího členu na čepu nástavce. Další otočná vazba je použita mezi rotátor a spojovací člen, přičemž osa rotace je shodná s osou čepu, kterým jsou spojeni. Aplikací této vazby došlo k umožnění rotace rotátoru kolem osy čepu, který je součástí spojovacího členu. Zjednodušeně řečeno došlo k možnosti kyvu rotátoru na čepu spojovacího členu.

Dále je zapotřebí aplikovat vazbu na rotátor, který je z tohoto důvodu rozdělen na dvě části. První část rotátoru představuje jeho tělo, které je uchyceno pomocí čepu se spojovacím členem. Druhá část rotátoru je specifikována jako spodek rotátoru, který je uchycen šroubovými spoji s rámem závěsu harvestorové hlavice. Otočná vazba je aplikována mezi tyto dvě zmíněné části rotátoru, přičemž je zvolena svislá osa rotace vedená středem těla rotátoru. Aplikací této vazby je docíleno nekonečné rotace rotátoru kolem jeho svislé osy.

Další otočná vazba je umístěna mezi rám závěsu a konstrukci svařence harvestorové hlavice, přičemž osa rotace je totožná s osou čepu spojující rám závěsu s konstrukcí svařence harvestorové hlavice. Použitím této vazby dochází k možnosti otočit samotnou konstrukci harvestorové hlavice oproti rámu závěsu. Této vazby se využívá k překlopení harvestorové hlavice z vertikální do horizontální polohy. Pro možnost ovládat překlopení harvestorové hlavice je mezi samotnou harvestorovou hlavici a jejím závěsem umístěn přímočarý hydromotor. Na tomto přímočarém hydromotoru jsou aplikovány tři vazby a to sférická, otočná a posuvná. Sférická vazba je aplikována mezi pouzdro přímočarého hydromotoru a konstrukci svařence harvestorové hlavice. Otočná vazba je aplikována mezi pístní tyč přímočarého hydromotoru a rám závěsu harvestorové hlavice, přičemž osa rotace je totožná s osou čepu spojující tyto dvě konstrukční části. Posuvná vazba je aplikována mezi pístní tyč a pouzdro přímočarého hydromotoru. Osa určující směr posuvu pístní tyče v pouzdře přímočarého hydromotoru je nastavena mezi středy obou čepů, kolem kterých se otáčí pístní tyč a pouzdro.



Obr. 28 Model náhrady stromu

Na obrázku 28 je představen model reprezentující náhradu stromu. Z důvodu co nejpřesnějšího přiblížení skutečným vlastnostem stromu je tato náhrada provedena jako vzájemně provázaná sestava 20 elementů. Všechny tyto elementy jsou geometricky totožné a odpovídají tvaru válce, přičemž každý tento element má délku 1,9 m a průměr 34 cm. Tato stanovená hodnota délky jednoho elementu je z důvodu, aby součet všech délek jednotlivých elementů byl roven 38 m. Hodnota 38 m je uvažovaná výška stromu.

Vzájemné provázání těchto elementů vzniklo při jejich vytvoření, které je provedeno pomocí funkce discrete flexible link. Tato funkce vzájemně propojuje jednotlivé elementy modulem pružnosti ve smyku a modulem pružnosti v tahu (Youngův modul). Pro co nejpřesnější přiblížení se skutečnému stromu je nastavena hodnota modulu pružnosti ve smyku 500 MPa a hodnota modulu pružnosti v tahu 9000 MPa. Nastavení zbývajících parametrů týkajících se hmotnosti jednotlivých elementů je popsáno v následující kapitole [43].

Pro tuto náhradu stromu platí, že jeden element kmene stromu je v kontaktu s harvesterovou hlavicí a zbývající elementy kmene stromu jsou během simulace postupně v kontaktu s terénem. Z tohoto důvodu je důležité nastavit pomocí funkce contact kontakty jednotlivých elementů kmene stromu mezi terénem a harvesterovou hlavicí.

Nastavení kontaktu mezi jedním elementem kmene stromu a harvesterovou hlavicí je provedeno z experimentálně stanovených hodnot tuhosti, tlumení a hloubky, při které nastane maximální tlumení. Pro tento typ kontaktu je zároveň aktivována funkce stiction and sliding, která zabráňuje prokluzu kmene stromu skrze harvesterovou hlavicí. Experimentální stanovení hodnot proběhlo na základě výsledků několika předchozích simulací, přičemž výsledné hodnoty jsou považovány až při docílení realistického průběhu simulace. Takto experimentálně zjištěné a použité hodnoty kontaktu pro tuto simulaci jsou tuhost 15 N/mm, tlumení 200 Ns/mm a hloubka maximálního tlumení 15 mm. Pro zamezení prokluzu jsou u funkce stiction and sliding nastaveny hodnoty statického a dynamického koeficientu na hodnotu 2,5. Hodnoty třecí a lepkavé přechodové rychlosti jsou uvažovány 10 000 mm/s a hodnota maximální deformace při přilepení 0,001 mm. Veškeré tyto hodnoty jsou stanoveny experimentálně na základě výsledků několika předchozích simulací tak, aby bylo docíleno co nejvíce realistického průběhu simulace.

Ostatní elementy kmene stromu jsou v kontaktu s terénem, proto jsou u těchto elementů nastaveny jednotlivé kontakty mezi každý element kmene stromu a terén. Hodnoty tohoto kontaktu jsou opět stanoveny experimentálně na základě výsledků předchozích simulací, přičemž výsledné hodnoty jsou považovány až při docílení realistického průběhu simulace. Takto experimentálně zjištěné a použité hodnoty kontaktu pro tuto simulaci jsou tuhost 5 N/mm a tlumení 8000 Ns/mm. Hloubka maximálního tlumení je pro element kmene stromu, který je nejvzdálenější od harvesterové hlavice a zároveň během chodu simulace dopadne na terén jako první, nastavena na hodnotu 300 mm. Každý následující element kmene stromu blíže k harvesterové hlavicí má tuto hodnotu vždy poníženou o 15 mm vůči předchozímu elementu kmene stromu.

## 4.2 NASTAVENÍ JEDNOTLIVÝCH PARAMETRŮ DYNAMICKÉ SIMULACE

Provedením jednotlivých úkonů uvedených v předchozí kapitole je model zavazben a zároveň disponuje vytvořenou náhradou stromu. Pro běh simulace je však zapotřebí přiřadit všem konstrukčním prvkům modelu materiálové vlastnosti. Všem konstrukčním prvkům vyjma kmene stromu a terénu je přiřazen jako materiál ocel. Jednotlivým elementům kmene stromu je přiřazen materiál dřevo. Z důvodu, že tento program nenabízí ve svém výběru materiál zeminy, tak je terénu přiřazen také materiál dřevo.

Pro dosažení co nejpřesnějších výsledků je nutné provést úpravu hmotností jednotlivých konstrukčních částí modelu. Úprava hmotnosti je prováděna změnou objemové hmotnosti dané konstrukční části. Hmotnosti jednotlivých konstrukčních částí rypadla jsou nastaveny tak, aby jeho celková hmotnost odpovídala 29,5 t. Tato hmotnost rypadla je ekvivalentem k uvažovanému rypadlu CAT 330 GC. Hmotnost spojovacího členu je upravena na 31 kg, což odpovídá hmotnosti zvoleného spojovacího členu. Hmotnost rotátoru je upravena na 55,7 kg, což odpovídá hmotnosti zvoleného rotátoru. Hmotnost harvestorové hlavice je upravena na 860 kg, která odpovídá hmotnosti zvolené harvestorové hlavice.

Hmotnosti jednotlivých elementů kmene stromu jsou upraveny na 89,55 kg. Součtem hmotností všech elementů kmene stromu se získá celková hmotnost stromu, která činí 1791 kg. Tato hmotnost stromu získaná součet všech dílčích hmotností odpovídá vypočtené hmotnosti stromu ve druhé kapitole. Reálný kmen stromu se směrem k vrcholu zužuje, a tedy i hmotnost směrem k vrcholu klesá. Při započítání větví a semen, které se provedlo v druhé kapitole, lze za účelem zjednodušení simulace předpokládat rovnoměrné rozložení hmotnosti po celé délce vytvořené náhrady stromu. Z tohoto důvodu má každý element kmene stromu stejnou hmotnost.

Přepoččet objemové hmotnosti pro náhradu stromu

$$m_{el} = \rho_{el} \cdot V_{el} \rightarrow \rho_{el} = \frac{m_{el}}{V_{el}} \rightarrow \rho_{el} = \frac{m_{el}}{\frac{\pi \cdot d_{el}^2}{4} \cdot l_{el}}, \quad (5)$$

$$\rho_{el} = \frac{89,55}{\frac{\pi \cdot 0,34^2}{4} \cdot 1,9},$$

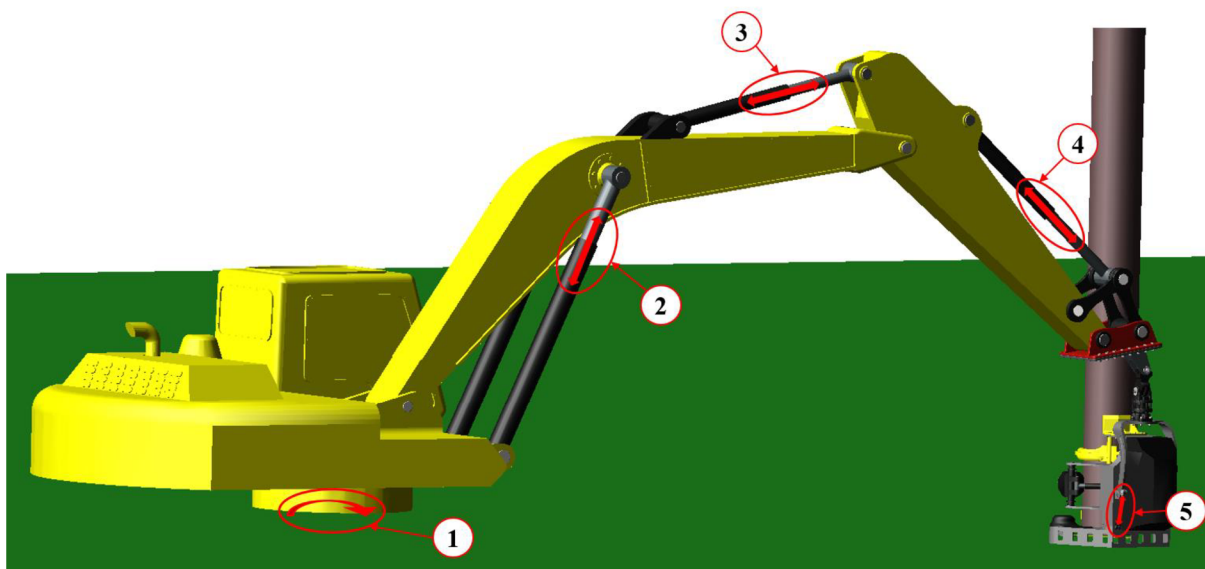
$$\rho_{el} = 519,1 \text{ kg/m}^3,$$

kde:	$m_{el}$	[kg]	hmotnost jednoho elementu kmene stromu,
	$\rho_{el}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	objemová hmotnost jednoho elementu kmene stromu,
	$V_{el}$	[m <sup>3</sup> ]	objem jednoho elementu kmene stromu,
	$l_{el}$	[m]	délka jednoho elementu kmene stromu,
	$d_{el}$	[m]	průměr jednoho elementu kmene stromu.

Nutnost provedení úprav jednotlivých hmotností je z důvodu zjednodušené geometrie konstrukčních částí a náhrad. Jednotlivé geometrie konstrukčních částí a náhrad nejsou detailně propracovány, jelikož by to zabralo spoustu času a na výsledek simulace by to nemělo žádný vliv. Pro správnost simulace je potřeba nastavit hmotnosti jednotlivých konstrukčních částí a náhrad tak, aby se shodovaly se skutečností.



Dalším krokem při nastavení simulace je nadefinování jednotlivých pohybů, které má tento mechanismus během simulace vykonat. Jedná se o vzájemnou kooperaci několika dílčích pohybů rypadla a harvestorové hlavice, přičemž výsledkem těchto pohybů je simulace procesu těžby. Tento proces zahrnuje držení stromu harvestorovou hlavicí, následné podržení stromu a jeho pád, během kterého dochází současně ke sklápění harvestorové hlavice ze svislé do horizontální polohy. Celá simulace je ukončena dopadem stromu na terén.



Obr. 29 Použité pohyby na modelu aplikované v MSC Adams View

1 – otáčení kabiny rypadla kolem své svislé osy, 2 – výsuv přímočarého hydromotoru výložníku, 3 – výsuv přímočarého hydromotoru násady, 4 – výsuv přímočarého hydromotoru uchopovacího zařízení, 5 – výsuv přímočarého hydromotoru harvestorové hlavice

Rozpohybování celého modelu je provedeno pomocí funkce motion. Aplikace této funkce se provádí přiřazením k již zhotovené vazbě modelu. Přiřazením funkce motion dané vazbě dojde k možnosti předepsat této vazbě pohyb. Definice pohybu je provedena s využitím funkce STEP, ve které se předepisuje poloha a čas na počátku pohybu a poloha a čas na konci pohybu. Na obrázku 29 jsou znázorněny aplikované funkce motion na vazbách modelu, které jsou použité k pohybům modelu pro tuto simulaci.

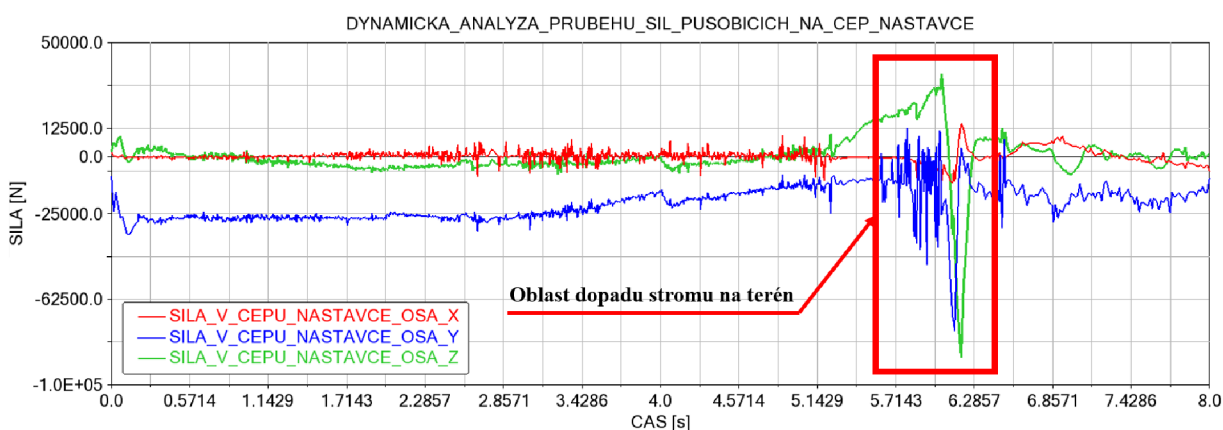
Pohyb umožňující otáčení kabiny kolem své osy je aplikován na otočnou vazbu mezi kabinou rypadla a groundem. Pohyb umožňující výsuv přímočarého hydromotoru, který zvedá výložník rypadla, je aplikován na posuvnou vazbu mezi pouzdro a pístní tyč přímočarého hydromotoru. Pohyb umožňující výsuv přímočarého hydromotoru, který zvedá násadu rypadla, je aplikován na posuvnou vazbu mezi pouzdro a pístní tyč přímočarého hydromotoru. Pohyb umožňující výsuv přímočarého hydromotoru, který naklápí nástavec, je aplikován na posuvnou vazbu mezi pouzdro a pístní tyč přímočarého hydromotoru. Pohyb umožňující výsuv přímočarého hydromotoru, který naklápí samotnou harvestorovou hlavici vůči jejímu rámu závěsu, je aplikován na posuvnou vazbu mezi pouzdro a pístní tyč přímočarého hydromotoru.



Celková délka doby trvání této simulace byla stanovena na 8 vteřin při počtu nastavených jednotlivých kroků 500. Na začátku simulace je náhrada stromu držena harvesterovou hlavici, přičemž celá simulace je zahájena v okamžiku odříznutí kmene stromu od pařezu. Následně během prvních dvou vteřin simulace se kabina rypadla otočí o 10 stupňů a současně s otáčením kabiny se v prvních pěti vteřinách simulace zvedá výložník rypadla. Otočení kabiny během prvních dvou vteřin simulace představuje podtržení těžného stromu a současné zvedání výložníku rypadla za účelem, aby nedošlo k přitlačení řetězové pily mezi odříznutý kmen stromu a pařez. Zároveň je toto přizvednutí použito pro vytvoření dostatečné vzdálenosti kmene stromu od pařezu během jeho pádu. Po ukončení otáčení kabiny rypadla již dochází k pádu stromu, proto v čase od dvou do čtyř vteřin dochází k překlápění harvesterové hlavy z vertikální do horizontální polohy. Tímto překlápění dochází k napomáhání a koordinaci pádu stromu. Ve stejném čase kdy započalo překlápění harvesterové hlavy také začalo přibližování násady rypadla ke kabině se současným naklápěním nástavce tak, aby deska nástavce byla stále rovnoběžná s terénem. Oba tyto pohyby trvají až do ukončení simulace. Přibližováním násady rypadla ke kabině je simulováno postupné přibližování padajícího stromu. Po dopadu stromu představuje přitažení těžného stromu blíže k těžebnímu stroji. Toto přitažení je provedeno za účelem následné sortimentace těžného stromu. Naklápění nástavce, které probíhá současně s přibližováním těžného stromu k těžebnímu stroji, zaručuje zachování desky nástavce v přibližně rovnoběžné poloze vzhledem k terénu.

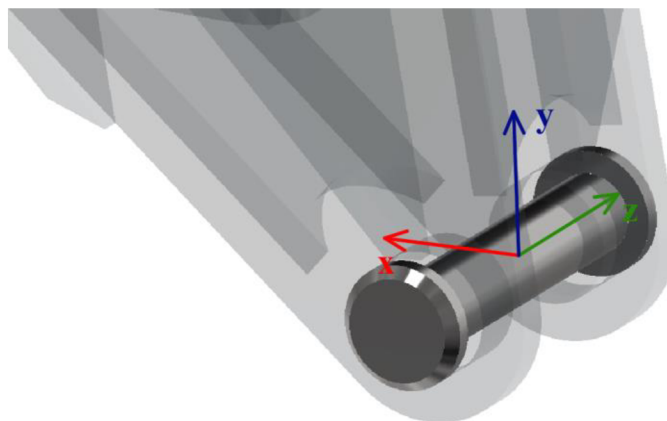
### 4.3 VÝSLEDKY DYNAMICKÉ SIMULACE

Průběhy jednotlivých složek sil působících na čep nástavce během procesu kácení stromu jsou zjištěny z výsledků dynamické simulace. Při tomto procesu dochází ke vzniku největších možných sil na čep nástavce během celé těžby v lese. Z těchto průběhů jsou vybrány určité maximální hodnoty pro stanovení zatěžovacích stavů, které budou použity pro následující pevnostní analýzu nástavců.



Obr. 30 Graf složek sil působících na čep nástavce

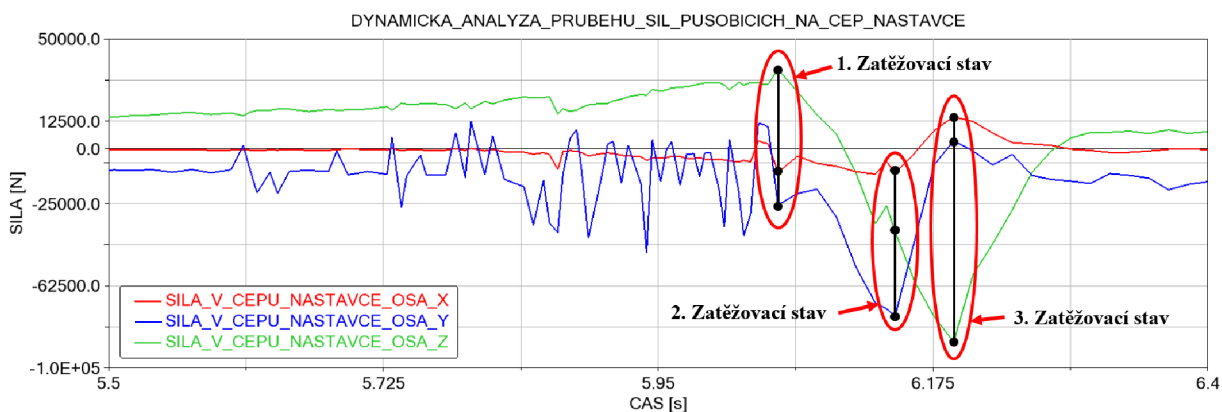
Pro lepší orientaci v grafu je na obrázku 31 zobrazena orientace jednotlivých os použitého souřadného systému. Zároveň pro lepší přehlednost odpovídá barevné značení působících sil v dané ose interpretované v grafu výše s barevným značením os zakreslených na čepu nástavce níže.



Obr. 31 Orientace os souřadného systému na čepu nástavce

Na obrázku 30 je uveden graf, ve kterém jsou znázorněny průběhy jednotlivých složek sil, které působí na čep nástavce během procesu kácení stromu. V grafu je průběh působící síly v ose x znázorněn červenou barvou, průběh síly v ose y modrou barvou a průběh síly v ose z barvou zelenou. V časovém rozmezí od 0 vteřin do 6 vteřin probíhá pád stromu při jeho držení harvesterovou hlavicí. V tomto časovém rozmezí není u průběhů jednotlivých složek sil zaznamenána žádná náhlá změna. V čase 6 vteřin nastává prvotní dopad koncového elementu kmene stromu, proto je také v tomto čase zaznamenán náhlý nárůst z-ové složky síly do kladného směru. V tomto čase také zbývající dvě složky sil zaznamenávají svůj nárůst. Poté v čase 6,15 vteřiny nastává další nárůst (pokles) tentokrát y-ové složky síly do záporného směru doprovázený nárůstem zbývajících dvou složek sil. Tento nárůst je zapříčiněn postupným dopadem jednotlivých elementů kmene stromu. Ze stejného důvodu je v čase 6,2 vteřiny zaznamenán poslední nárůst (pokles) a to z-ové složky síly do záporného směru doprovázený nárůstem zbývajících složek sil. Z toho vyplývá, že v čase od 6 vteřin do 6,2 vteřin probíhá postupný dopad jednotlivých elementů kmene stromu na terén. V poslední části simulace v čase od 6,2 vteřin do 8 vteřin nastává uklidnění jednotlivých složek sil po dopadu stromu a zároveň lehký nárůst x-ové složky představuje přitahování pokáceného stromu blíže k těžebnímu stroji.

Pro následné stanovení zatěžovacích stavů je příhodné vybrat největší možné síly, které při procesu kácení stromu vzniknou. Největší možné síly působící na čep nástavce vzniknou v oblasti dopadu stromu na terén. Na obrázku 32 je z tohoto důvodu vyobrazeno přiblížení na tuto oblast, ze které se stanoví hodnoty maximálních složek sil pro zatěžovací stavy.



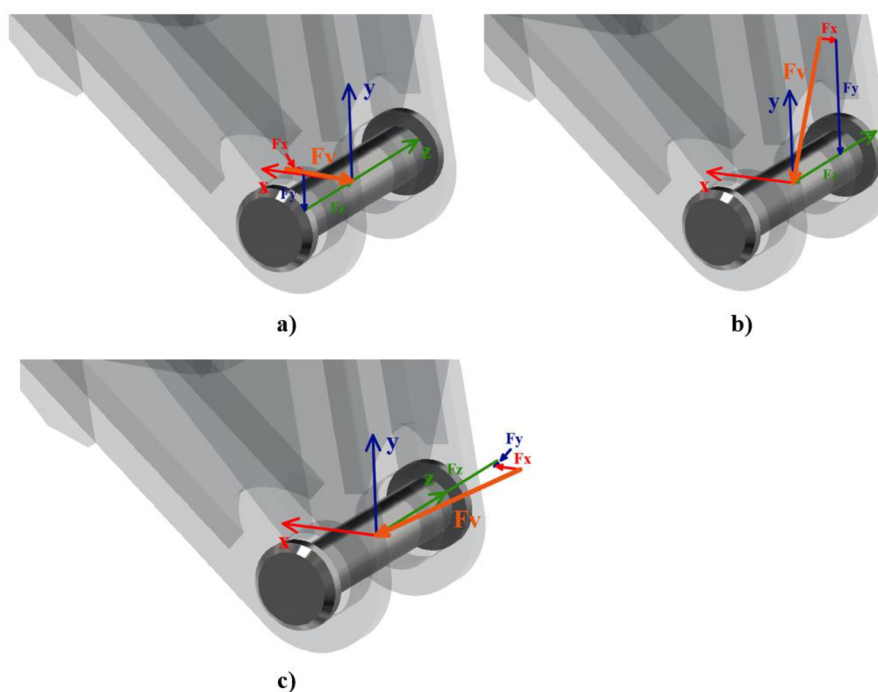
Obr. 32 Graf složek sil působících na čep nástavce přiblížený na oblast dopadu stromu

Na obrázku 32 je zobrazeno přiblížení grafu do oblasti dopadu stromu na terén, přičemž dochází ke vzniku největších sil působících na čep nástavce. První zatěžovací stav je zvolen pro maximální kladnou hodnotu složky síly v ose z. Pro čas, ve kterém se tato hodnota síly vyskytuje, jsou z grafu odečteny zbývající dvě složky sil. Konkrétní hodnoty jednotlivých složek sil pro zatěžovací stavy jsou vyčteny z grafu uvedeném na obrázku 32 a přehledně jsou uvedeny v tabulce níže. Druhý zatěžovací stav je zvolen pro maximální hodnotu složky síly v ose y, která se vyskytuje v oblasti dopadu stromu. Pro čas, ve kterém se tato hodnota vyskytuje, jsou z grafu odečteny zbývající dvě složky sil. Třetí zatěžovací stav je zvolen pro maximální zápornou hodnotu složky síly v ose z. Pro čas, ve kterém se tato hodnota vyskytuje, jsou z grafu odečteny zbývající dvě složky sil. Při této maximální složce síly v ose z dochází po odečtení zbývajících dvou složek ke zjištění, že v tomto čase je také maximální hodnota pro složku síly v ose x.

Tabulka 3 Jednotlivé složky sil použité pro zatěžovací stavy

Zatěžovací stav	Složka síly v ose x [N]	Složka síly v ose y [N]	Složka síly v ose z [N]
1. Zatěžovací stav	-10 937	-25 712	36 297
2. Zatěžovací stav	-11 011	-76 394	-37 714
3. Zatěžovací stav	14 541	3 582	-88 054

Pro lepší představu působících složek sil na čep nástavce jsou na obrázku 33 znázorněny jednotlivé zatěžovací stavy. V každém zatěžovacím stavu jsou zakresleny jednotlivé složky sil včetně jejich výslednice v souřadném systému použitém na čepu nástavce. Působíště všech zakreslených výslednic je umístěno vždy do středu osy čepu. Hodnoty jednotlivých složek sil pro jednotlivé zatěžovací stavy jsou brány z tabulky 3.



Obr. 33 Znázornění jednotlivých složek sil s jejich výslednicí pro zatěžovací stavy  
a – první zatěžovací stav, b – druhý zatěžovací stav, c – třetí zatěžovací stav

## 5 MODELY PRO PEVNOSTNÍ ANALÝZU

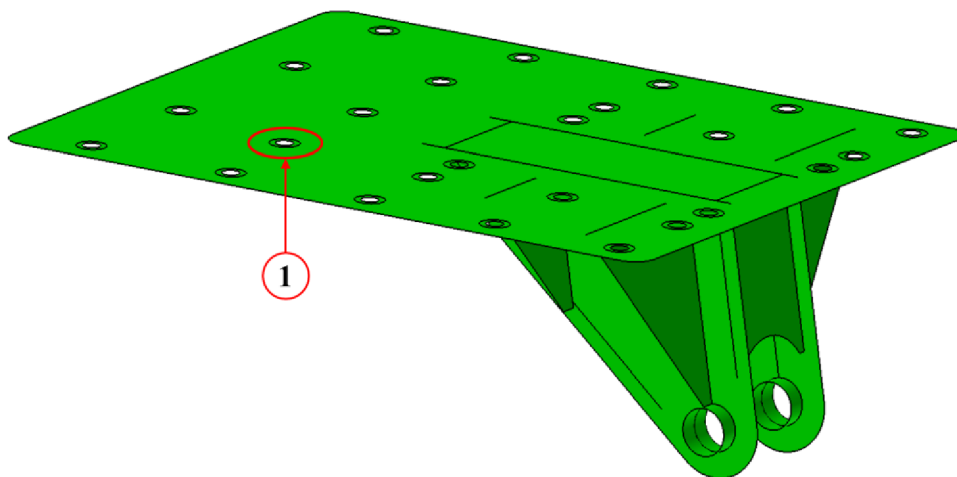
Pro pevnostní analýzu byla použita metoda konečných prvků (MKP) vytvořená v programu MSC APEX. Vytvoření modelu pro tuto metodu pevnostní analýzy zahrnuje vytvoření geometrie modelu, na které se vytvoří konečno-prvková síť. Následuje provedení náhrad jednotlivých prvků, kterými byly v tomto případě náhrada šroubových spojů, pomocí kterých je nástavec uchycen k základní desce. Další náhrada je provedena pro čep, na který působí zatěžující síly. Tyto síly vznikají od harvestorové hlavičky, rotátoru, propojovacího členu a padajícího stromu. Toto zatížení bylo již detailně popsáno v předchozích kapitolách. Následně jsou definovány okrajové podmínky a materiály pro vytvořený model. Tyto jednotlivé kroky pro tvorbu modelu jednotlivých konstrukčních variant nástavců jsou detailněji popsány v následujících kapitolách. Jednotlivé kroky vedoucí k vytvoření těchto modelů je součástí tzv. pre-processingu.

### 5.1 TVORBA GEOMETRIE MODELU PRO MKP

Postup tvorby geometrie modelů jednotlivých konstrukčních variant nástavců je pro všechny konstrukční varianty stejný, proto se tato kapitola věnuje popisu tvorby geometrie jen na jednom modelu. Popsaná tvorba geometrie modelu je platná pro všechny představené vlastní konstrukční varianty nástavců. Pro úplnost je popis rozšířen obrázky vytvořených geometrií modelu všech konstrukčních variant nástavců. Geometrie modelu použitá pro tuto analýzu je zvolena jako skořepina.

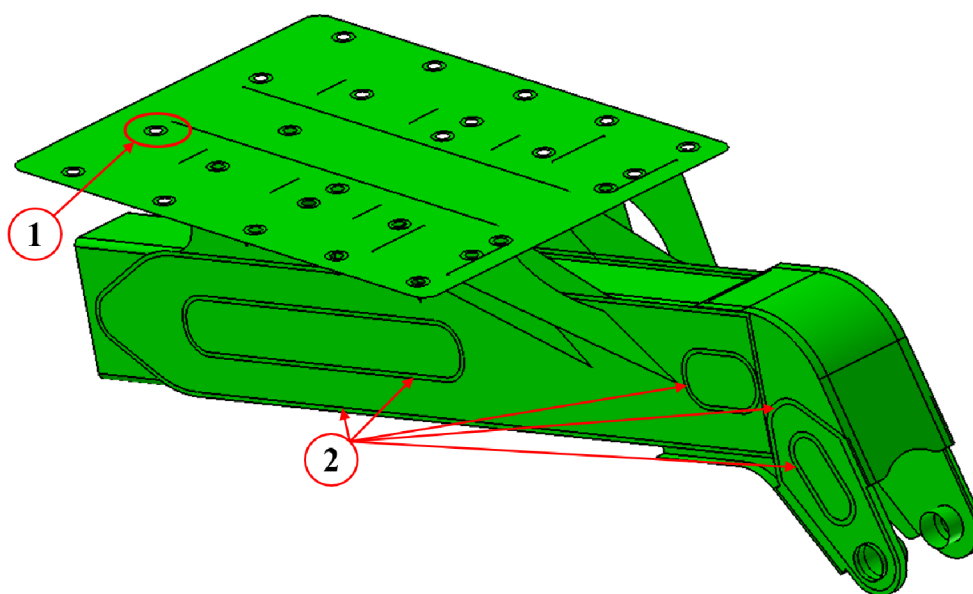
Po naimportování modelu do programu MSC APEX je následně proveden převod celého modelu pomocí funkce MidSurface na střednicové plochy. Převodem celého modelu na střednicové plochy dojde k vytvoření tzv. skořepinového modelu, kde jednotlivé střednicové plochy reprezentují střednici plochy jednotlivých plechů. V dalším kroku je využita funkce Extend Surfaces, díky které jsou jednotlivé střednicové plochy k sobě dotaženy. Tento krok je proveden z důvodu zachování spojitosti celé konstrukce svařence. Pro oblasti, kde by využitím této funkce došlo k dotažení střednicové plochy, které by nekorespondovalo s realitou, je provedeno protažení střednicových ploch nakreslením plochy, která již odpovídá požadovanému protažení. Poté jsou tyto vytvořené plochy spojeny s protahovanou plochou pomocí funkce Boolean.

Pro vytvoření náhrady svaru je zapotřebí rozřezat ucelené střednicové plochy tak, aby na dané střednicové ploše vznikla plocha reprezentující plochu svaru. Rozřezání je provedeno pomocí funkce Split Surfaces, kde je definována střednicová plocha, která se rozřezává, a následně jsou definovány křivky, dle kterých bude rozřezání provedeno. Křivky, dle kterých je rozřezání provedeno, se zakreslí na jejich řezanou střednicovou plochu. Dále je zapotřebí vyřezat do střednicové plochy základní desky kružnice o průměru podložek, které jsou pod šrouby. Tyto kružnice jsou vytvořeny kolem děr pro šrouby. Tímto rozřezáním je geometrie modelu připravena pro budoucí náhradu šroubového spoje. Na obrázcích uvedených níže jsou zobrazeny vytvořené skořepinové modely pro jednotlivé varianty nástavců.



*Obr. 34 Skořepinový model 1. varianty svařence nástavce*

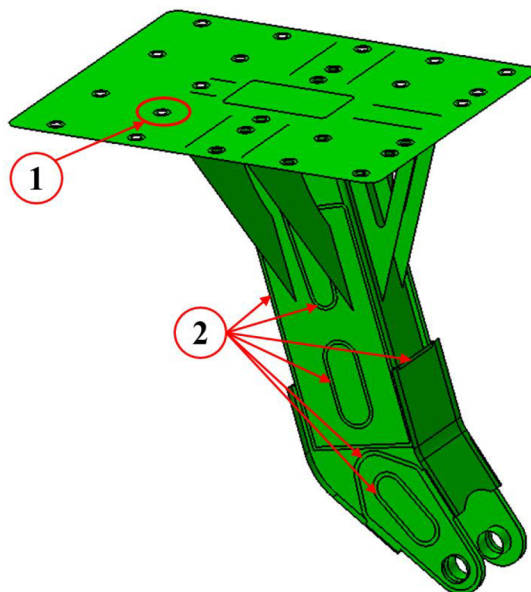
1 – rozřezání střednicové plochy v oblasti děr pro šrouby



*Obr. 35 Skořepinový model 2. varianty svařence nástavce*

1 – rozřezání střednicové plochy v oblasti děr pro šrouby, 2 – rozřezání střednicových ploch pro oblasti svařů





Obr. 36 Skořepinový model 3. varianty svařence nástavce

1 – rozřezání střednicové plochy v oblasti děr pro šrouby, 2 – rozřezání střednicových ploch pro oblasti svarů

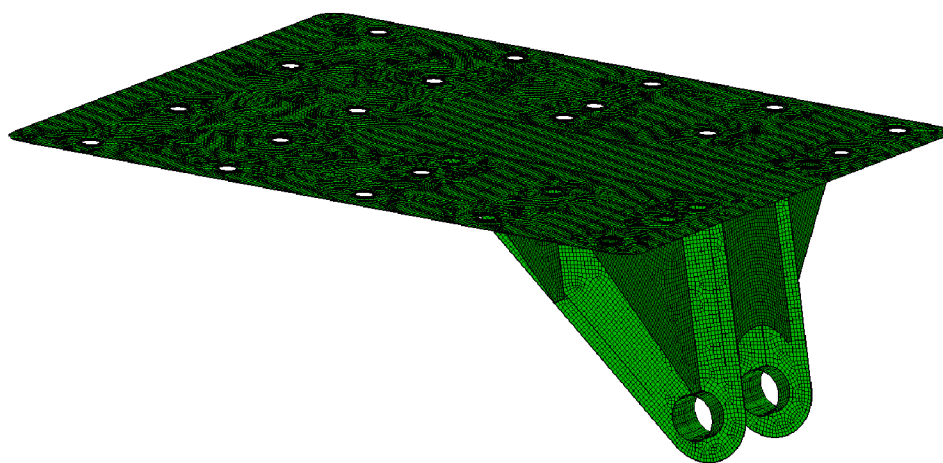
## 5.2 TVORBA KONEČNO-PRVKOVÉ SÍTĚ NA MODELU PRO MKP

Na geometrii modelu, která je tvořena střednicovými plochami, je postupně vytvořena 2D výpočetní síť. Postupnou tvorbou výpočetní sítě je myšleno postupný výběr jednotlivých střednicových ploch, na které má být výpočetní síť aplikována. Pro vytvoření výpočetní sítě je využita funkce Surface Mesh, kde je zvolen tvar prvků výpočetní sítě jako quadrilateral a jejich velikost byla zvolena na 5 mm. Z důvodu přesnějších výsledků je tato vytvořená výpočetní síť v oblasti děr pro šroubové spojení zjemněna pomocí funkce seeding.

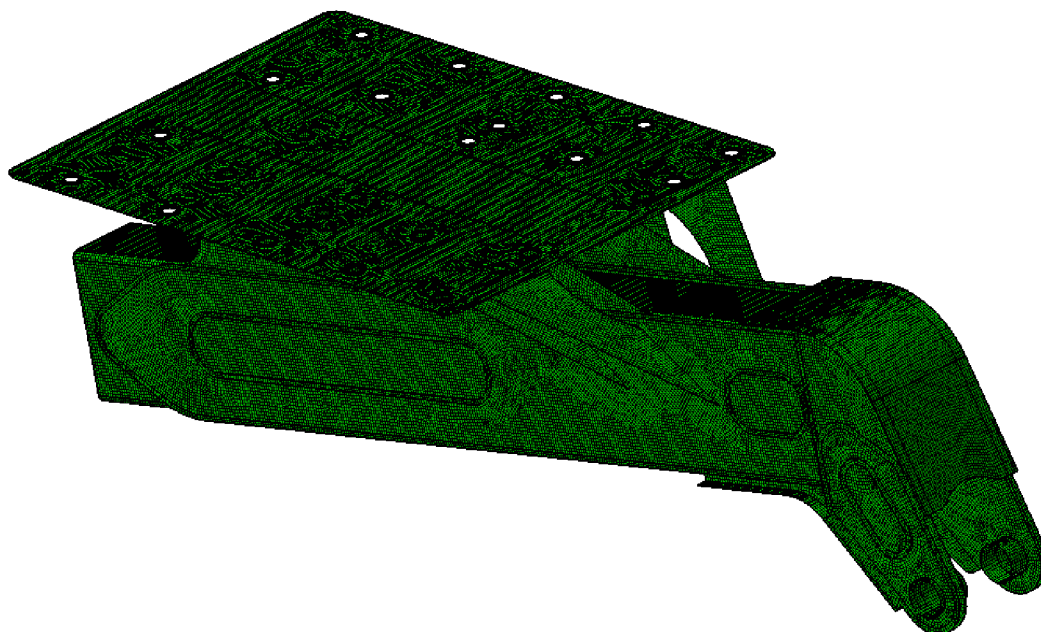
Po vytvoření výpočetní sítě jsou jednotlivým střednicovým plochám přiděleny odpovídající tloušťky plechů. Pomocí funkce 2D element properties jsou vytvořeny jednotlivé tloušťky, které se v dané variantě nástavce vyskytují. Při vytváření jednotlivých tlouštěk je zapotřebí nadefinovat materiál a tloušťku plechu. Samotné přidělení vytvořených tlouštěk se provede pomocí příkazu assign 2D element property.

V oblastech jednotlivých kontaktů střednicových ploch jsou vytvořeny 2 typy provázání výpočetní sítě. Pro kolmé kontakty střednicových ploch je využita funkce Mesh Dependent Tie. Tato funkce provede provázání výpočetní sítě mezi kolmými kontakty střednicových ploch. Pro kontakty mezi plechy, které jsou k sobě přiloženy, se využila funkce Interaction, kde se zvolí glued contact. Glued contact se aplikuje na připravené plochy pro svary, kde jejich příprava byla popsána v předchozí kapitole. Aplikací této funkce dojde k provázání výpočetní sítě mezi vzájemně přiloženými plechy vždy pro oblast svaru. Zároveň se toto provázání výpočetní sítě dá označit jako náhrada svaru.

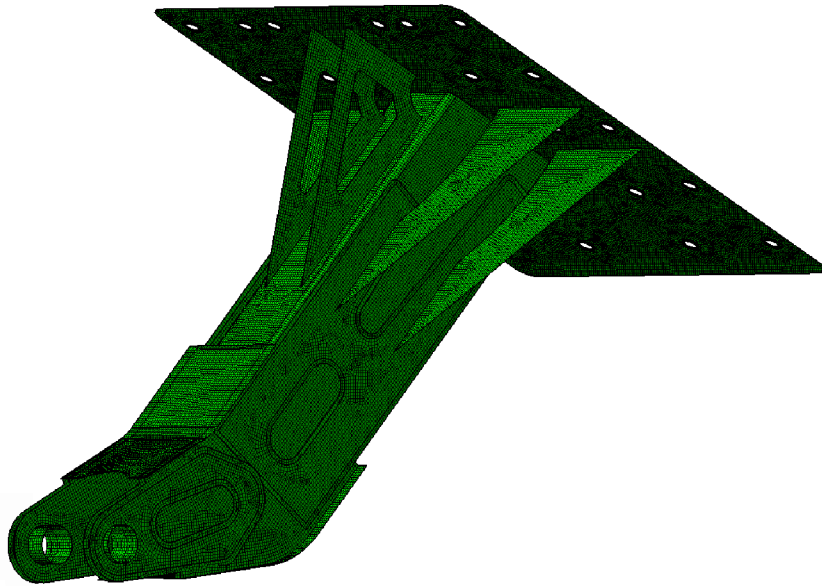
Možnost spuštění výpočetní simulace v programu MSC APEX je hlídána pomocí programu s ohledem na kvalitu výpočetní sítě. Program MSC APEX hlídá kvalitu výpočetní, přičemž jednotlivé prvky výpočetní sítě rozděljuje do čtyř stupňů dle jejich kvality. Jednotlivé stupně kvality výpočetní sítě jsou označovány od nejlepší po nejhorší jako good, poor, bad, invalid. V případě výskytu prvku, který by spadal do stupně kvality výpočetní sítě invalid program MSC APEX, neumožní spuštění výpočtu simulace. U žádného z modelů nástavců se nevyskytuje žádný prvek, který by spadal do stupně kvality výpočetní sítě invalid. S ohledem na tuto skutečnost lze výpočetní sítě u všech modelů nástavců považovat za kvalitní. První konstrukční varianta má 2D výpočetní síť, která obsahuje celkem 45 484 prvků. Druhá konstrukční varianta má 2D výpočetní síť, která obsahuje celkem 135 563 prvků. Třetí konstrukční varianta má 2D výpočetní síť, která obsahuje celkem 93 772 prvků. Na obrázcích uvedených níže jsou zobrazeny vytvořené výpočetní sítě pro jednotlivé varianty nástavců.



*Obr. 37 Konečno-prvková síť pro 1. variantu nástavce*



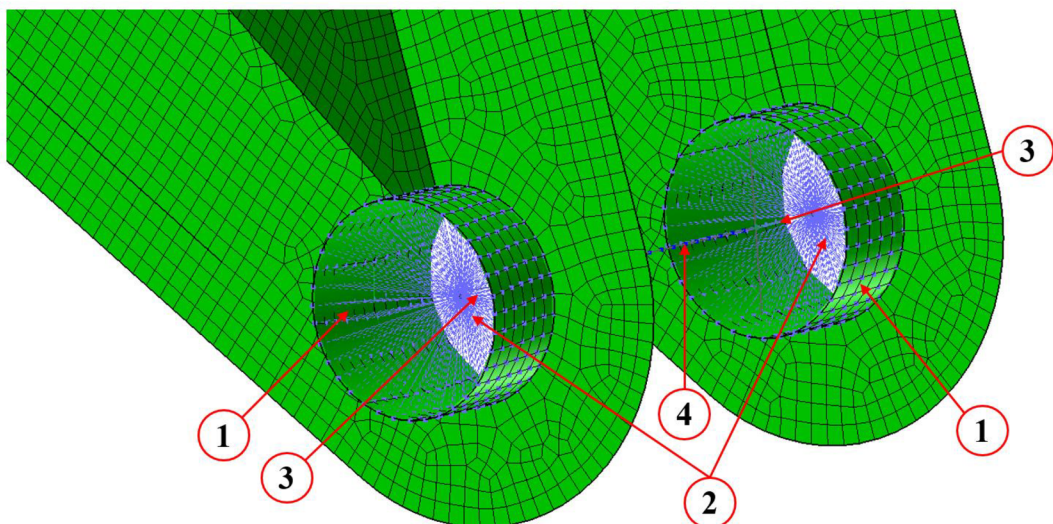
*Obr. 38 Konečno-prvková síť pro 2. variantu nástavce*



Obr. 39 Konečno-prvková síť pro 3. variantu nástavce

### 5.3 PROVEDENÍ NÁHRADY ČEPU

Všechny varianty navržených nástavců obsahují jeden čep, který u všech variant plní stejnou funkci. Na tomto čepu je zavěšen propojovací člen, na kterém je dále zavěšen rotátor s harvestorovou hlavicí. Tento čep přenáší do konstrukce svařence veškeré silové účinky, které jsou popsány v předchozích kapitolách. Provedení náhrady čepu je totožné u všech variant nástavců. Z tohoto důvodu je v této kapitole uvedeno provedení náhrady čepu pouze pro jednu variantu nástavce.



Obr. 40 Provedení náhrady čepu

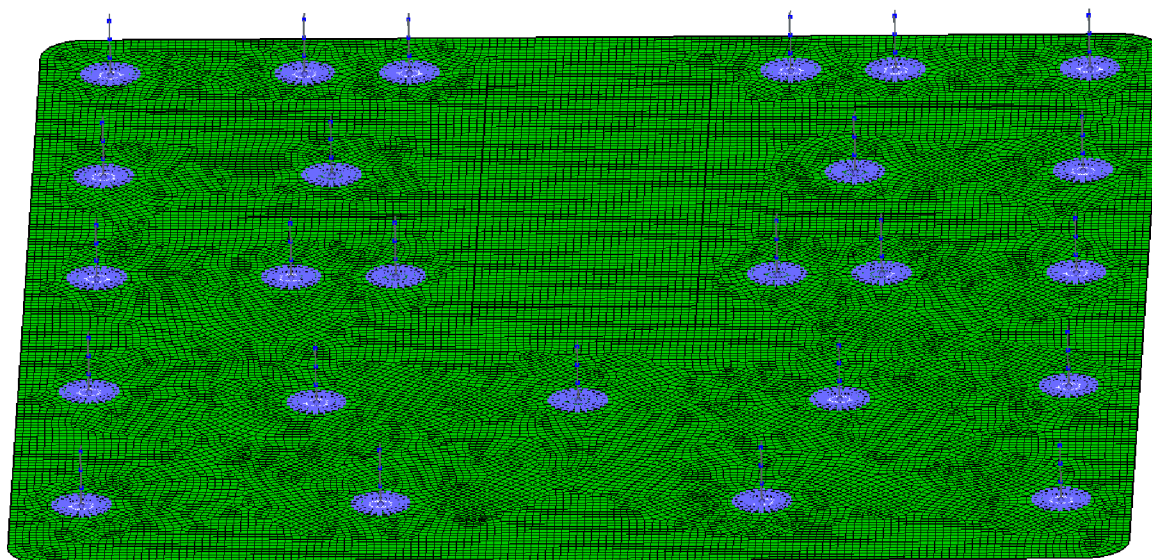
1 – oko pro uložení čepu, 2 – vazba compliant pomocí funkce discrete tie, 3 – vazba rigid vytvořená funkcí discrete tie, 4 – 1D síť pro náhradu čepu



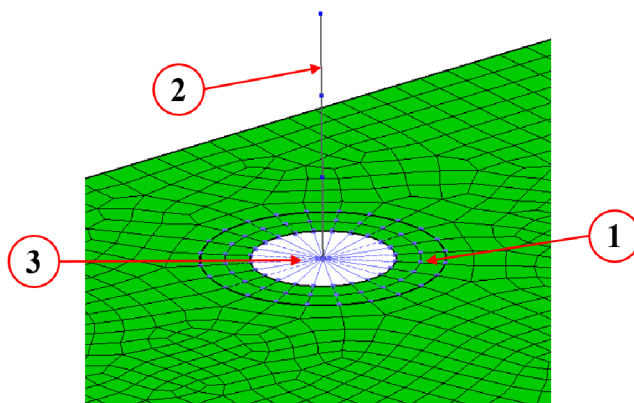
Na obrázku 40 je zobrazeno provedení náhrady čepu, kde celá náhrada čepu se skládá z několika kroků. Prvním krokem je vytvoření 1D sítě pro náhradu čepu. Následně je k této síti přiřazen nosník pomocí funkce beam span. Tento nosník je vytvořen s průřezovými charakteristikami, které odpovídají zvolenému čepu. Ve druhém kroku jsou provedeny vazby compliant pomocí funkce discrete tie. Tento typ vazby je aplikován jednotlivě na výpočetní síť obou ok, ve kterých je čep uložen. Použitím této vazby dojde k rozložení zatížení od čepu do ok, ve kterých je uložen. Zároveň pomocí této vazby je zaručeno, že chování spoje mezi čepem a oky bude odpovídat skutečnosti. V posledním kroku je provedeno provázání vytvořené vazby compliant s vytvořenou 1D sítí čepu. Toto provázání je provedeno vazbou rigid pomocí funkce discrete tie.

#### 5.4 PROVEDENÍ NÁHRADY ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Všechny varianty nástavců obsahují stejně rozložených 25 šroubových spojů, pomocí kterých jsou spojeny s deskou uloženou na uchopovacím zařízení rypadla. Pevnostní analýza se týká pouze samotného nástavce bez desky, ke které je uchycen. Z tohoto důvodu je nutné provést náhradu šroubových spojů. Tato náhrada zaručuje správné chování šroubových spojů odpovídající skutečnosti. Na tyto náhrady šroubových spojů jsou aplikovány geometrické okrajové podmínky, které jsou popsány v následující kapitole. Provedení náhrad šroubových spojů je totožné u všech variant nástavců. Z tohoto důvodu bude v této kapitole uvedeno provedení náhrad šroubových spojů pouze pro jednu variantu nástavce. Z obrázku 41 je patrné provedení náhrad všech šroubových spojů, které jsou na modelu vytvořené. Celkově se jedná o 25 náhrad šroubových spojů.



Obr. 41 Provedení náhrad šroubových spojů



Obr. 42 Detail náhrady šroubového spoje

1 – plocha mezikruží odpovídající rozměrům podložky, 2 – 1D síť pro náhradu šroubu, 3 – vazba compliant pomocí funkce discrete tie

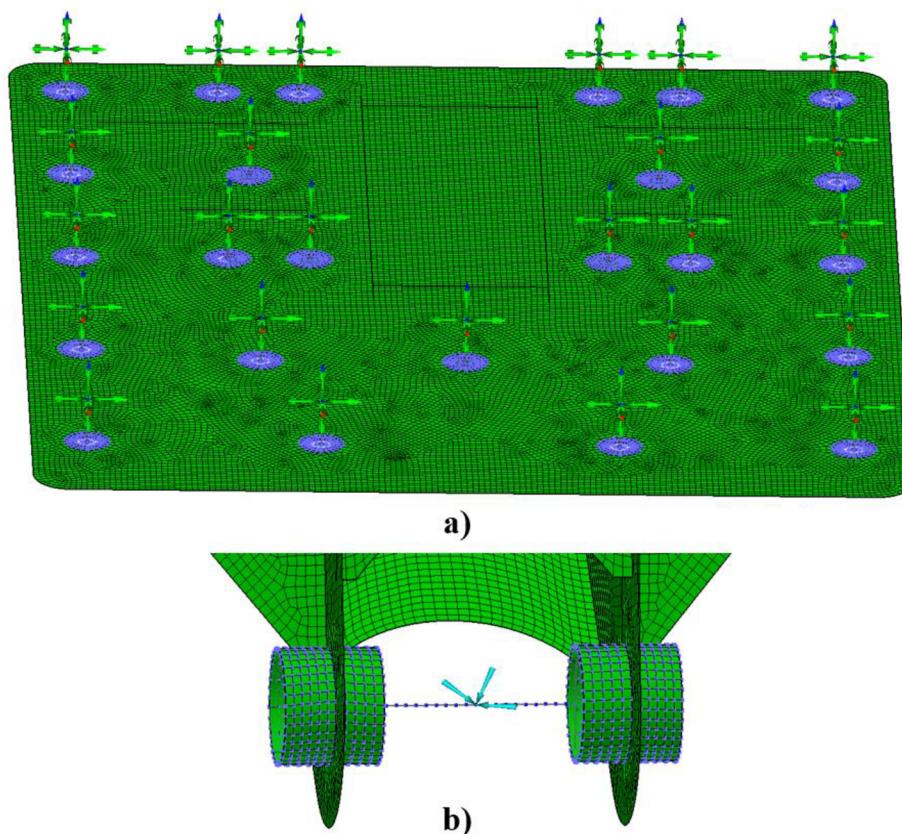
Na obrázku 42 je zobrazeno provedení náhrady šroubového spoje. Tato náhrada byla provedena ve dvou krocích. Prvním krokem bylo vytvoření 1D sítě, která vychází ze středu otvoru pro šroub a reprezentuje osu šroubu. Následně byl této síti přiřazen nosník pomocí funkce beam span. Tento přiřazený nosník byl vytvořen s průřezovými charakteristikami, které odpovídají zvolenému šroubu. Druhým krokem bylo provázání výpočetní sítě reprezentující plochu podložky s 1D sítí náhrady šroubu. Výpočetní síť byla v ploše odpovídající podložce zjemněna pomocí funkce seeding. Toto zjemnění bylo provedeno z důvodu zpřesnění výsledků. Samotné provázání bylo provedeno vazbou compliant pomocí funkce discrete tie. Použitím této vazby došlo k provázání 1D sítě náhrady šroubu se skořepinovým modelem, a zároveň ke správnému roznesení zatížení do plochy podložky, které odpovídá skutečnosti.

## 5.5 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky jsou velmi důležité parametry, které se definují na výpočetním modelu. Tyto okrajové podmínky můžeme rozdělit do dvou skupin na geometrické a silové. Geometrické okrajové podmínky definují zamezení pohybu modelu v určitém směru nebo rotaci kolem požadované osy v prostoru. Silové okrajové podmínky definují síly, které působí na model. Tyto okrajové podmínky lze umisťovat do uzlů vytvořené výpočetní sítě nebo na předem vytvořenou geometrii modelu. Pro docílení správného a přesného výsledku analýzy pomocí MKP je důležité definovat tyto okrajové podmínky tak, aby co nejvíce odpovídaly realitě. Při chybném či nepřesném zadání okrajových podmínek vzhledem ke skutečnosti by výsledky analýzy byly nepřesné, či dokonce chybné.

Silové okrajové podmínky jsou pro všechny varianty nástavců voleny stejně. Z tohoto důvodu je na obrázku 43 uvedena aplikace silových okrajových podmínek pouze pro jednu variantu nástavce. Na všechny modely nástavců jsou aplikovány silové účinky, které byly stanoveny v předchozí kapitole. Tyto silové účinky se umístí na 1D síť náhrady čepu. Dále se definuje gravitační zrychlení, díky kterému dojde k zahrnutí vlastních hmotností nástavců do analýzy.

Geometrické okrajové podmínky jsou také pro všechny varianty nástavců stejné. Z tohoto důvodu je na obrázku 43 uvedena aplikace geometrických okrajových podmínek pouze pro jednu variantu nástavce. Na modely jsou aplikovány geometrické okrajové podmínky pomocí funkce constrain s příkazem general constrain. Pomocí tohoto příkazu je možné definovat počet stupňů volnosti, které má vazba odebrat. Pro zamezení pohybu náhrad šroubů v prostoru je touto vazbou provedeno zamezení vůči posuvům ve všech třech osách a zároveň rotacím kolem všech tří os. Tyto vazby jsou aplikovány do koncového uzlu 1D výpočetní sítě náhrady šroubu.



Obr. 43 Aplikace okrajových podmínek

a – geometrické okrajové podmínky, b – silové okrajové podmínky

## 5.6 MATERIÁL MODELU

Materiál modelu musí být přidělen každému plechu, který zahrnuje svařenec nástavce. Všechny varianty nástavců jsou provedeny z jednotlivých plechů a obdélníkového profilu. Veškeré plechy a obdélníkový profil jsou z konstrukční oceli S 355 JR. Tato konstrukční ocel má mez kluzu 355 MPa do tloušťky plechu (stěny profilu) 16 mm. Ve všech konstrukčních variantách nástavců se vyskytují plechy s tloušťkou větší než 16 mm. Zároveň 26 mm je největší tloušťka, která se vyskytuje ve všech variantách nástavců. S ohledem na tuto skutečnost musí být stanovena mez kluzu pro konstrukční ocel S 355 JR pro tloušťky plechů větší než 16 mm. Pro konstrukční ocel S 355 JR v rozsahu tloušťky plechu 16 mm – 40 mm je mez kluzu 345 MPa. Obdélníkový profil a všechny plechy, které byly použity u všech variant nástavců, mají stejné materiálové vlastnosti oceli [44].

**MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI OCELI APLIKOVANÉ NA MODELY PRO MKP**

- Objemová hmotnost:  $\rho_o = 7850 \text{ kg/m}^3$
- Modul pružnosti v tahu:  $E_o = 210 \text{ GPa}$
- Modul pružnosti ve smyku:  $G_o = 81 \text{ GPa}$
- Poissonova konstanta:  $\mu_o = 0,3$

Důležité je stanovit hodnoty dovoleného napětí. Dovolené napětí je vypočteno na základě jednoduchých vztahů uvedených níže. Tyto vztahy snižují mez kluzu použitého materiálu, který je uveden v textu výše. Snížením meze kluzu dojde ke zvýšení bezpečnosti konstrukce. Pro všechny varianty nástavců je uvažován koeficient bezpečnosti 1,5.

**VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ PRO PLECHY TLOUŠŤEK DO 16 MM**

$$\sigma_{D16} = \frac{R_{e16}}{k}, \quad (6)$$

$$\sigma_{D16} = \frac{355}{1,5},$$

$$\sigma_{D16} = 237 \text{ MPa},$$

kde:  $\sigma_{D16}$  [MPa]      dovolené napětí pro tloušťky plechů do 16 mm,  
 $R_{e16}$  [MPa]      mez kluzu S 355 JR pro tloušťky do 16 mm,  $R_{e16} = 355 \text{ MPa}$ ,  
 $k$  [-]      bezpečnostní koeficient,  $k = 1,5$ .

**VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ PRO PLECHY TLOUŠŤEK 16 MM – 40 MM**

$$\sigma_{D40} = \frac{R_{e40}}{k}, \quad (7)$$

$$\sigma_{D40} = \frac{345}{1,5},$$

$$\sigma_{D40} = 230 \text{ MPa},$$

kde:  $\sigma_{D40}$  [MPa]      dovolené napětí pro tloušťky plechů 16 – 40 mm,  
 $R_{e40}$  [MPa]      mez kluzu S 355 JR pro tloušťky 16 – 40 mm,  $R_{e40} = 345 \text{ MPa}$ .

**VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ PRO SVAŘOVACÍ DRÁT**

$$\sigma_{DS} = \frac{R_{eS}}{k}, \quad (8)$$

$$\sigma_{DS} = \frac{370}{1,5},$$

$$\sigma_{DS} = 247 \text{ MPa},$$

kde:  $\sigma_{DS}$  [MPa]      dovolené napětí pro svařovací drát (svary),

$R_{eS}$  [MPa]      mez kluzu svařovacího drátu,  $R_{eS} = 370 \text{ MPa}$  [45].



## 6 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

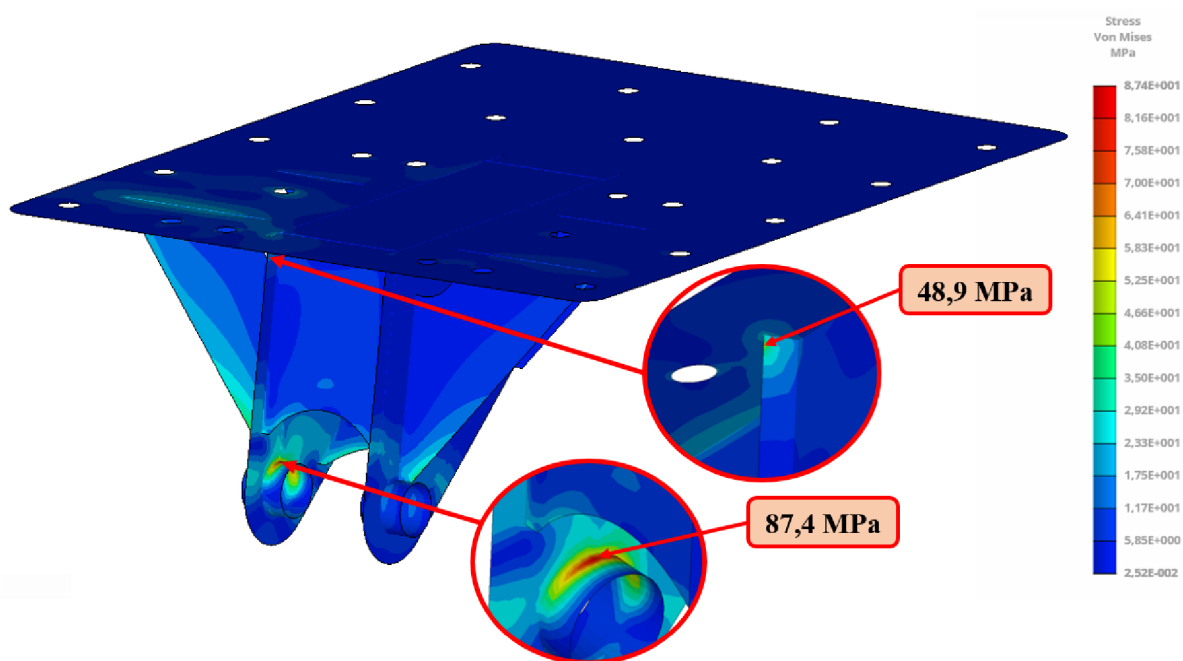
K vyhodnocení výsledků pevnostní analýzy se využilo programu MSC APEX. Tento program počítá pevnostní analýzu staticky, tudíž působící silové účinky se v čase nemění. Hodnoty maximálních napětí, které byly z pevnostní analýzy zjištěny, budou posuzovány vzhledem k dovolenému napětí pro jednotlivé tloušťky plechů a svařovacího drátu. Tyto hodnoty dovolených napětí byly uvedeny v předchozí kapitole. Získané napětí z pevnostní analýzy je hodnota maximálního redukovaného napětí odpovídající podmínce HMM.

### 6.1 I. KONSTRUKČNÍ VARIANTA NÁSTAVCE

Vyhodnocení pevnostní analýzy pro první variantu konstrukčního řešení je provedeno pro tři zatěžovací stavy. Tyto zatěžovací stavy byly stanoveny a popsány v předchozích kapitolách. K největšímu vzniku napjatosti na této konstrukční variantě dojde při prvním zatěžovacím stavu. Pevnostní analýzou bylo zjištěno, že maximální hodnota napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM bude v oblasti svaru mezi okem závěsu a plechem závěsu. Toto napětí dosahuje hodnoty 169 MPa, a zároveň je největší hodnotou napětí, která se v této konstrukční variantě vyskytuje. Tato hodnota maximální napjatosti ve svařenci nástavce splňuje podmínku, že je menší než stanovené hodnoty dovoleného napětí.

#### 1. ZATĚŽOVACÍ STAV

Pro první zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMM, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 87,4 MPa a vyskytuje se v oblasti svaru mezi okem závěsu a plechem závěsu. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 48,9 MPa a vyskytuje se na plechu závěsu v oblasti blízké základnímu plechu.

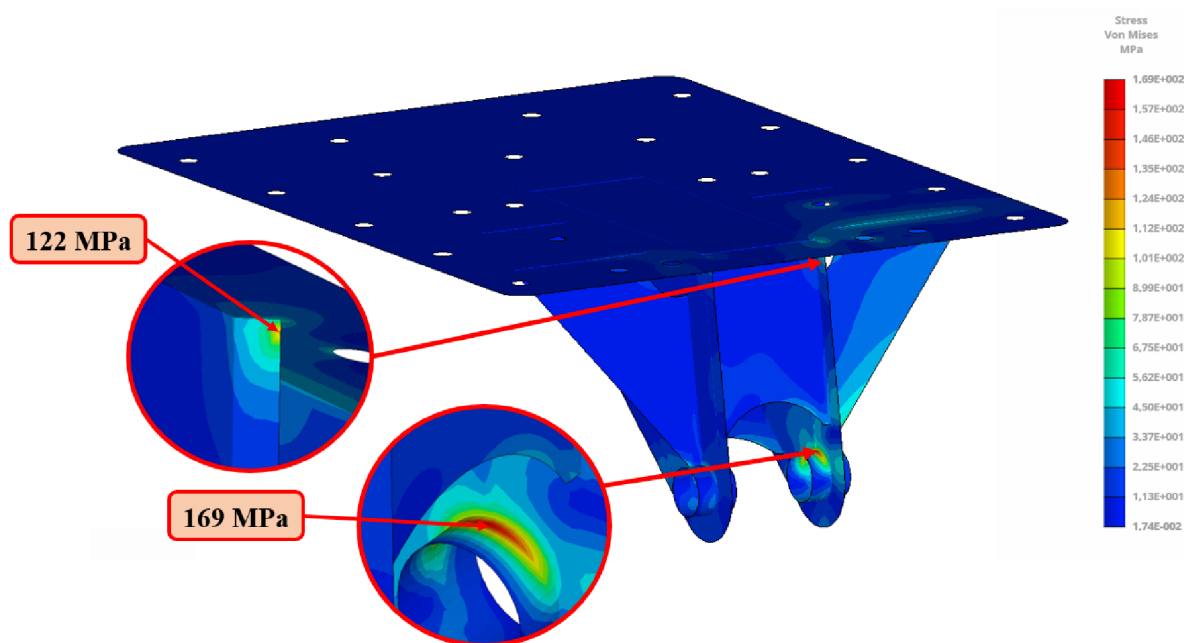


Obr. 44 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM – I. varianta nástavce pro 1. zatěžovací stav



## 2. ZATĚŽOVACÍ STAV

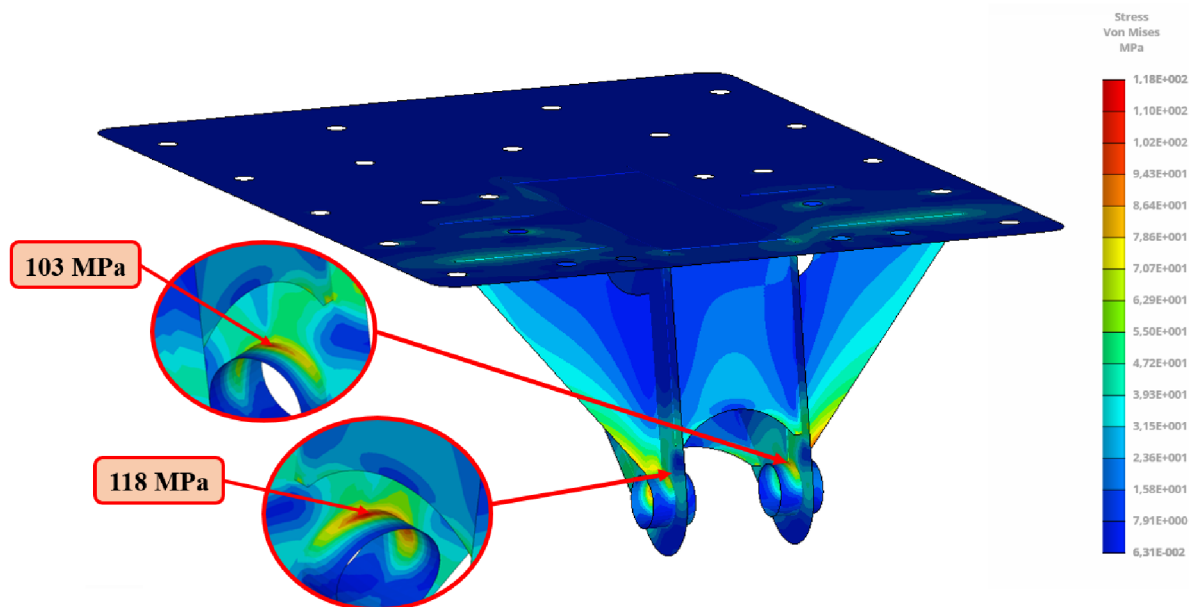
Pro druhý zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMH, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 169 MPa a vyskytuje se v oblasti svaru mezi okem závěsu a plechem závěsu. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 122 MPa a vyskytuje se na plechu závěsu v oblasti blízké základnímu plechu.



Obr. 45 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMH – I. varianta nástavce pro 2. zatěžovací stav

## 3. ZATĚŽOVACÍ STAV

Pro třetí zatěžovací stav jsou z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMH, které vzniknou ve svařenci nástavce. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 118 MPa a vyskytuje se v oblasti svaru mezi okem závěsu a plechem závěsu. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 103 MPa a vyskytuje se v oblasti svaru mezi okem závěsu a plechem závěsu.



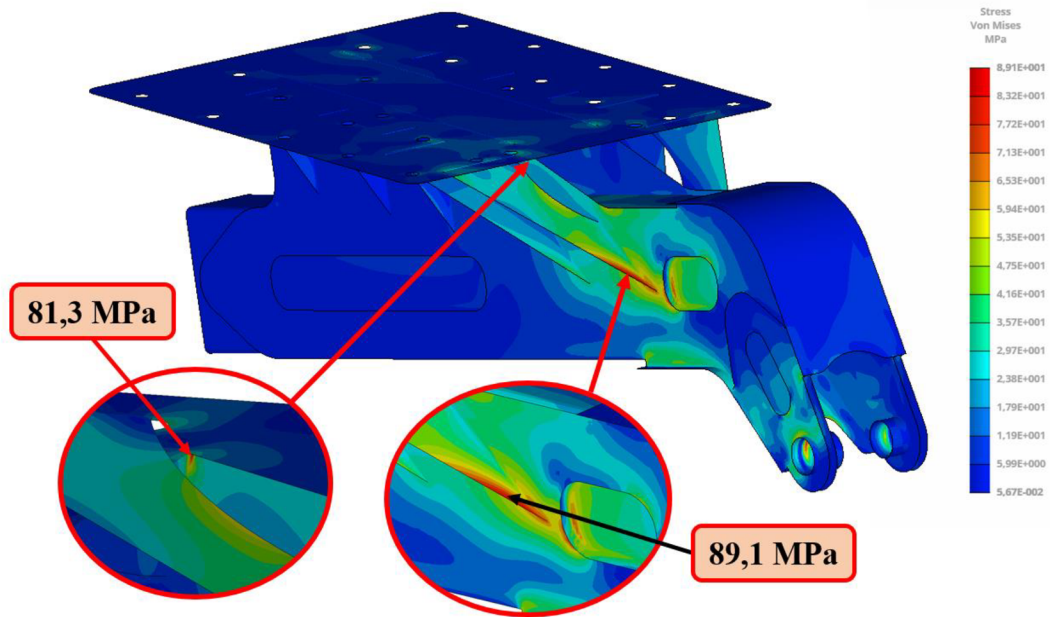
Obr. 46 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM – I. varianta nástavce pro 3. zatěžovací stav

## 6.2 II. KONSTRUKČNÍ VARIANTA NÁSTAVCE

Vyhodnocení pevnostní analýzy pro druhou variantu konstrukčního řešení je provedeno pro tři zatěžovací stavy. Tyto zatěžovací stavy byly stanoveny a popsány v předchozích kapitolách. K největšímu vzniku napjatosti na této konstrukční variantě dojde při prvním zatěžovacím stavu. Pevnostní analýzou bylo zjištěno, že maximální hodnota napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM vznikne na bočním plechu v oblasti blízké napojení k základnímu plechu. Toto napětí dosahuje hodnoty 193 MPa, a zároveň je největší hodnotou napětí, která se v této konstrukční variantě vyskytuje. Tato hodnota maximální napjatosti ve svařenci nástavce splňuje podmínku, že je menší než stanovené hodnoty dovoleného napětí.

### 1. ZATĚŽOVACÍ STAV

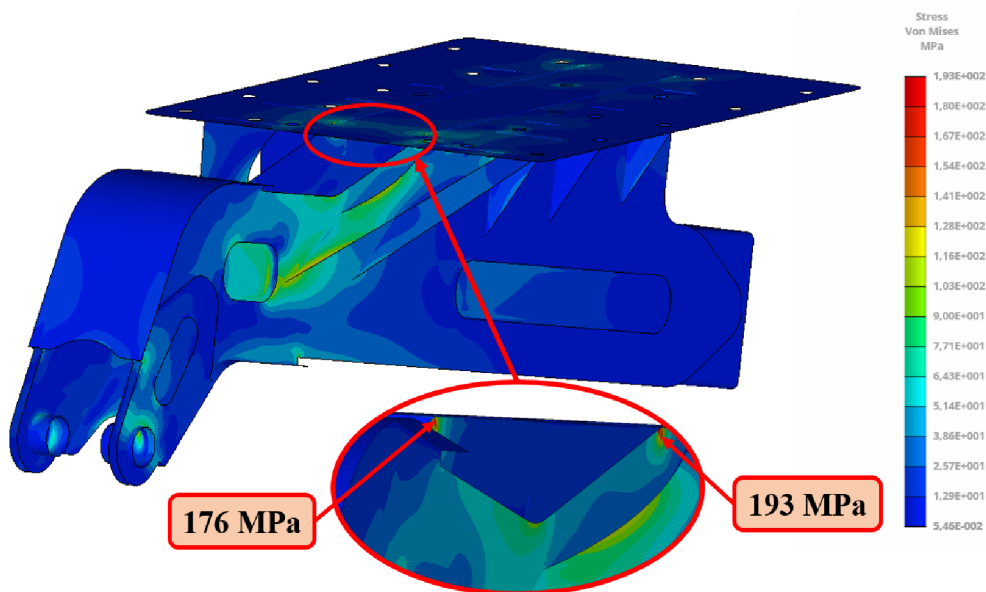
Pro první zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMM, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 89,1 MPa a vyskytuje se na bočním výztužném žebře v oblasti blízké jeho napojení na boční plech. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 81,3 MPa a vyskytuje se na bočním plechu v oblasti blízké napojení k základnímu plechu.



Obr. 47 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM – II. varianta nástavce pro 1. zatěžovací stav

## 2. ZATĚŽOVACÍ STAV

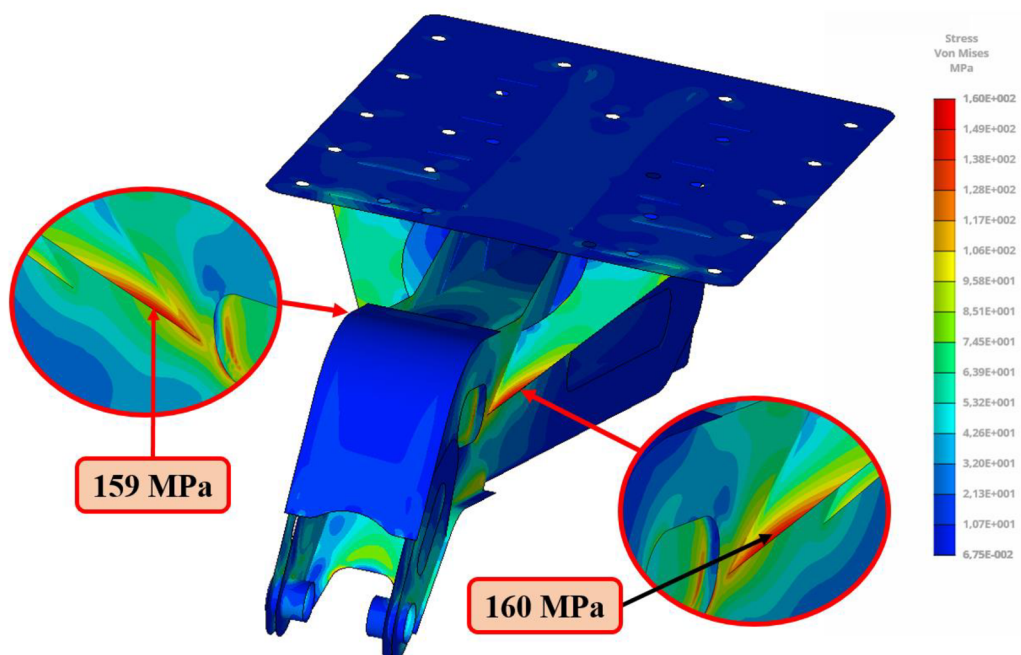
Pro druhý zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMM, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 193 MPa a vyskytuje se na bočním plechu v oblasti blízké napojení k základnímu plechu. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 176 MPa a vyskytuje se na druhém bočním plechu v oblasti blízké napojení k základnímu plechu.



Obr. 48 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM – II. varianta nástavce pro 2. zatěžovací stav

### 3. ZATĚŽOVACÍ STAV

Pro třetí zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMH, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 160 MPa a vyskytuje se na bočním výztužném žebru v oblasti blízké jeho napojení na boční plech. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 159 MPa a vyskytuje se na druhém bočním výztužném žebru v oblasti blízké jeho napojení na boční plech.



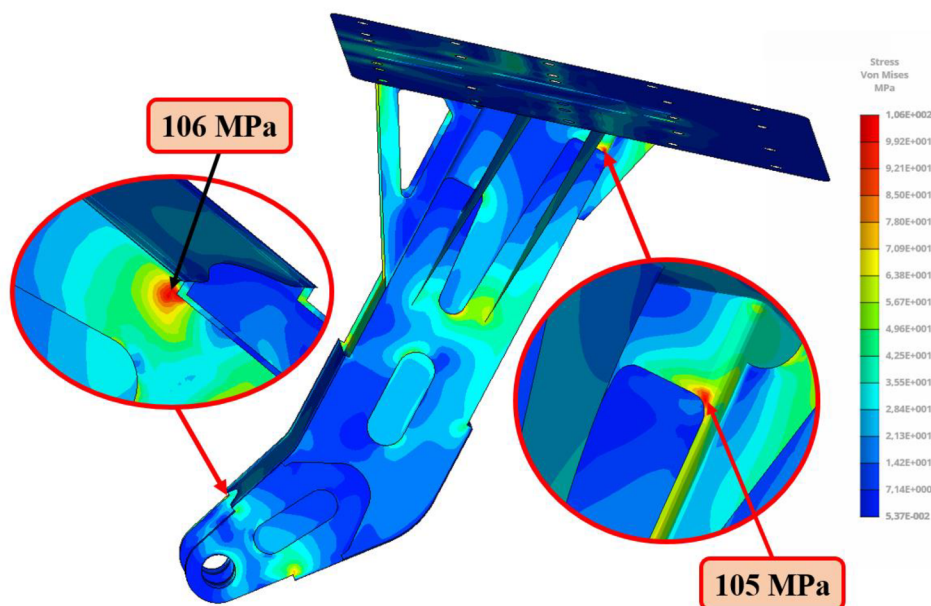
Obr. 49 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMH – II. varianta nástavce pro 3. zatěžovací stav

### 6.3 III. KONSTRUKČNÍ VARIANTA NÁSTAVCE

Vyhodnocení pevnostní analýzy pro třetí variantu konstrukčního řešení bylo provedeno pro tři zatěžovací stavy. Tyto zatěžovací stavy byly stanoveny a popsány v předchozích kapitolách. K největšímu vzniku napjatosti na této konstrukční variantě dojde při druhém zatěžovacím stavu. Pevnostní analýzou bylo zjištěno, že maximální hodnota napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMH vznikne v zaoblení bočního plechu kde je přivařen k obdélníkovému profilu. Toto napětí dosahuje hodnoty 211 MPa, a zároveň je největší hodnotou napětí, která se v této konstrukční variantě vyskytuje. Tato hodnota maximální napjatosti ve svařenci nástavce splňuje podmínku, že je menší než stanovené hodnoty dovoleného napětí.

## 1. ZATĚŽOVACÍ STAV

Pro první zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMH, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 106 MPa a vyskytuje se na bočním výztužném plechu v oblasti přechodu, který vznikl dotažením střednicové plochy za účelem zachování spojitosti konstrukce. Tato hodnota napětí může být způsobena vlivem ostrého přechodu. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 105 MPa a vyskytuje se v oblasti svaru, kterým je přivařen boční plech k obdélníkovému profilu.

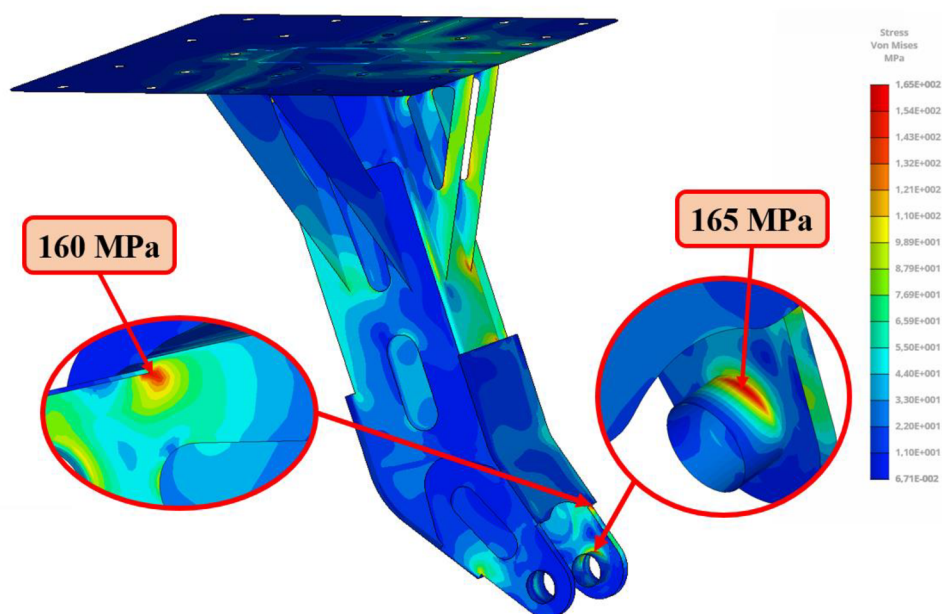


Obr. 50 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMH – III. varianta nástavce pro 1. zatěžovací stav

## 2. ZATĚŽOVACÍ STAV

Pro druhý zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMH, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 165 MPa a vyskytuje se v oblasti svaru mezi okem závěsu a bočním plechem. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMH dosahuje 160 MPa a vyskytuje se na bočním výztužném plechu v oblasti přechodu, který vznikl dotažením střednicové plochy za účelem zachování spojitosti konstrukce. Tato hodnota napětí může být způsobena vlivem ostrého přechodu.

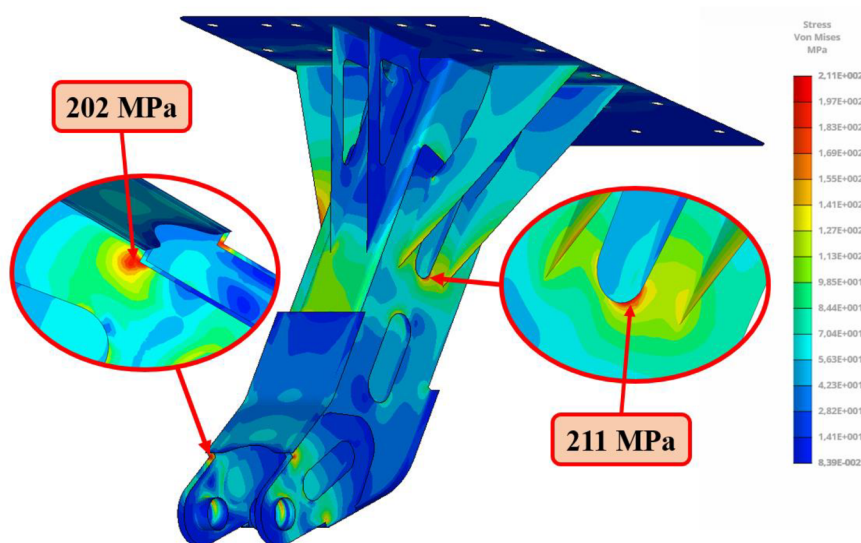




Obr. 51 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM – III. varianta nástavce pro 2. zatěžovací stav

### 3. ZATĚŽOVACÍ STAV

Pro třetí zatěžovací stav byly z výsledků pevnostní analýzy zjištěny dvě hodnoty maximální napjatosti podle podmínky HMM, které ve svařenci nástavce vzniknou. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 211 MPa a vyskytuje se v zaoblení bočního plechu, kde je přivařen k obdélníkovému profilu. Druhá vysoká hodnota redukovaného napětí dle podmínky HMM dosahuje 202 MPa a vyskytuje se na bočním výztužném plechu v oblasti přechodu, který vznikl dotažením střednicové plochy za účelem zachování spojitosti konstrukce. Tato hodnota napětí může být způsobena vlivem ostrého přechodu.



Obr. 52 Průběh napjatosti redukovaného napětí dle podmínky HMM – III. varianta nástavce pro 3. zatěžovací stav

## 7 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT NÁSTAVCŮ

Jednotlivé konstrukční varianty jsou vzájemně porovnány podle pěti kritérií. Stanovená kritéria pro porovnání jednotlivých konstrukčních variant jsou hmotnost, ekonomické zhodnocení výroby, složitost konstrukce, maximální hodnota napětí a vzdálenost závěsného oka čepu od středu základní desky. Hodnocení jednotlivých variant je provedeno pomocí vícekritériální metody. Zároveň je touto metodou vyhodnocena nejlepší a nejhorší konstrukční varianta navržených nástavců.

Hmotnostní kritérium hodnotí hmotnosti jednotlivých konstrukčních variant nástavců. Pro nástavce je žádoucí, aby jejich hmotnost byla co možná nejmenší. Tento požadavek by se dal vyjádřit tak, že čím je větší hmotnost nástavce, tím více energie musí rypadlo vynaložit k jeho manipulaci. Další žádoucí hledisko nízké hmotnosti vyplývá z požadavku na rychlou a snadnou výměnu nástavce přímo v terénu. Například nízká hmotnost nástavce umožní jeho jednoduchou přepravu přímo do terénu na místo výměny pomocí přívěsného vozíku za osobním automobilem.

Ekonomické kritérium představuje předpokládané náklady na výrobu a materiál nástavce. Zjednodušeně řečeno pořizovací cena nástavce. U tohoto kritéria je požadována co možná nejnížší cena nástavce. Předpoklad cenového zhodnocení jednotlivých variant nástavců je proveden s ohledem na jejich hmotnost a složitost konstrukce. Vychází se z předpokladu, že čím těžší nástavec, tím více materiálu je potřeba pro jeho výrobu. S rostoucím množstvím materiálu roste také cena. Další faktor ovlivňující cenu nástavce je složitost samotné konstrukce nástavce, kde platí čím složitější konstrukce, tím vyšší cena. Složitost konstrukce zahrnuje procesy, jako je vypalování různých tloušťek plechů do různých tvarů, množství provedených svarů, manuální a časovou náročnost na provedení svarů pro danou konstrukční variantu nástavce. S ohledem na tyto faktory lze předpokládat, že nejnížší pořizovací cena bude pro první konstrukční variantu nástavce. Naopak nejvyšší pořizovací cenu lze předpokládat u druhé konstrukční varianty nástavce.

Kritérium složitosti konstrukce specifikuje náročnost konstrukce nástavce pro výrobu. Složitost konstrukce lze hodnotit podle množství různých tloušťek plechů, použití profilů, množství svarů, množství výpalků z plechu, náročnosti provedených svarů a obtížnosti manipulace se svařencem nástavce během procesu svařování. Obtížností manipulace během procesu svařování se rozumí hmotnost a rozměry nástavce, se kterým je potřeba během tohoto procesu podle potřeby otáčet. Po přihlednutí k těmto několika faktorům, které ovlivňují složitost konstrukce nástavce, jsou jednotlivé konstrukční varianty nástavců rozděleny dle složitosti jejich konstrukce. Nejsložitější konstrukcí pro výrobu se vyznačuje druhá konstrukční varianta nástavce. Naopak nejjednodušší konstrukcí pro výrobu se vyznačuje první konstrukční varianta nástavce.

Napjatostní kritérium hodnotí jednotlivé konstrukční varianty nástavců s ohledem na jejich maximální hodnoty redukovaného napětí dle podmínky HMM. Maximální hodnoty tohoto napětí již byly popsány v předchozí kapitole. Požadavkem tohoto kritéria je, aby maximální hodnota zmíněného napětí byla co nejnížší. S ohledem na tyto hodnoty maximálních redukovaných napětí jednotlivých konstrukčních variant nástavců, které byly zjištěny v předchozí kapitole lze konstatovat, že nejlépe vychází první konstrukční varianta nástavce. Tato konstrukční varianta dosahuje ze všech nástavců nejnížší hodnoty napjatosti. Naopak třetí konstrukční varianta dosahuje ze všech nástavců nejvyšší hodnoty napjatosti, a proto je dle tohoto kritéria vyhodnocena jako nejhorší konstrukční varianta nástavce.

Vzdálenostní kritérium představuje vzdálenost od středu základního plechu po střed oka závěsu, ve kterém je uložen čep spojovacího členu. Žádoucí je větší vzdálenost ve směru rovnoběžném se základním plechem (vodorovná vzdálenost). Čím větší tato vzdálenost bude, tím větší je dosah rypadla během procesu těžby v lese. Při větší vzdálenosti dochází také ke zvýšení bezpečnosti obsluhy stroje, protože břemeno (kácený strom) se nachází ve větší vzdálenosti od těžebního stroje. Pro první konstrukční variantu je vodorovná vzdálenost od středu základního plechu po střed oka závěsu 380 mm. U druhé konstrukční varianty je vodorovná vzdálenost od středu základního plechu po střed oka závěsu 1141 mm. Poslední, třetí konstrukční varianta, má vodorovnou vzdálenost od středu základního plechu po střed oka závěsu 461 mm. Pomocí těchto zjištěných vzdáleností jednotlivých konstrukčních variant nástavců lze provést jejich vzájemné porovnání. Nejlépe je na tom druhá konstrukční varianta, která má největší dosah. Naopak nejhůře je na tom první konstrukční varianta, jež má dosah nejmenší.

## 7.1 VÍCEKRITERIÁLNÍ METODA HODNOCENÍ

Vyhodnocení nejlepší konstrukční varianty nástavce bylo provedeno pomocí vícekritériální metody. Tato metoda spočívá ve stanovení hodnotících kritérií, přičemž je jednotlivým hodnotícím kritériím přiřazena jejich váha. Váha kritéria udává míru důležitosti daného kritéria a platí, že čím je dané kritérium pro vyhodnocení významnější, tím je váha tohoto kritéria větší. Pro vyhodnocení jednotlivých konstrukčních variant nástavců jsou hodnotící kritéria hmotnostní, ekonomická, vzdálenostní, napjatostní a složitostní, přičemž jejich význam je popsán výše. Těmto kritériím jsou přiděleny jejich váhy, které odpovídají jejich důležitosti při rozhodování, která konstrukční varianta je nejvhodnější. Jednotlivým kritériím jsou přiděleny váhy 1 až 5 a jejich rozdělení je uvedeno v tabulce 4.

Dalším krokem je stanovení bodování jednotlivých konstrukčních variant nástavců. Bodování je provedeno vždy pro jedno kritérium, kde nejlepší varianta je hodnocena třemi body, nejhorší varianta je hodnocena jedním bodem. Varianta spadající mezi nejhorší a nejlepší variantu je hodnocena dvěma body. Toto třibodové hodnocení je provedeno na základě počtu konstrukčních variant, které jsou tři. Vyhodnocení pomocí vícekritériální metody je provedeno nejdříve součinem váhy daného kritéria s bodovým ohodnocením dané varianty. Po získání těchto jednotlivých součinů pro všechna kritéria a varianty se provede součet bodů všech kritérií připadajících jedné variantě. Tento součet představuje celkové bodové ohodnocení dané varianty. Na základě tohoto bodového ohodnocení je stanoveno pořadí jednotlivých variant. Varianta s nejvyšším bodovým ohodnocením je nejlepší variantou, naopak varianta s nejnižším bodovým ohodnocením je nejhorší varianta. V tabulce 4 je uvedeno vyhodnocení jednotlivých konstrukčních variant nástavců pomocí vícekritériální metody, kde při vyhodnocování bylo postupováno dle popisu této metody uvedeném výše.

Tabulka 4 Vyhodnocení konstrukčních variant nástavců vícekritériální metodou

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocené konstrukční varianty nástavců		
		I. varianta	II. varianta	III. varianta
Ekonomické	5	15	5	10
Hmotnostní	4	12	4	8
Vzdálenostní	3	3	9	6
Napjatostní	2	6	4	2
Složitostní	1	3	1	2
Bodový součet		39	23	28
Pořadí		1.	3.	2.

Z vyhodnocení jednotlivých konstrukčních variant, které je uvedeno v tabulce 4, vyplývá, že první konstrukční varianta nástavce je nejlepší, naopak druhá konstrukční varianta je nejhorší. Z výsledků hodnocení také vyplývá, že první konstrukční varianta vychází nejlépe ve všech kritériích kromě vzdálenostního kritéria. Pro vzdálenostní kritérium vychází nejlépe druhá konstrukční varianta, která vzešla jako nejhorší možná varianta nástavce. Pro ekonomické kritérium vzešla nejlépe s bodovým ohodnocením 15 bodů první konstrukční varianta. Tohoto ohodnocení je dosaženo na základě nejnižší předpokládané pořizovací ceny tohoto nástavce v porovnání se zbývajícími dvěma variantami. Hmotnostním kritériem jsou hodnoceny a porovnávány hmotnosti jednotlivých nástavců, přičemž hmotnost první konstrukční varianty vychází nejmenší. Konkrétně tato konstrukční varianta má hmotnost 183 kg a z tohoto důvodu je ohodnocena 12 body pro toto kritérium. Pro vzdálenostní kritérium vzešla nejlépe druhá konstrukční varianta, která má vodorovnou vzdálenost od středu základního plechu po střed oka závěsu 1141 mm. Pro napjatostní a složitostní kritérium získala nejvíce bodů opět první konstrukční varianta. Tato varianta dosahuje v napjatostním kritériu nejnižší hodnoty maximálního redukovaného napětí dle podmínky HMM 169 MPa. Zároveň ve složitostním kritériu je vyhodnocena jako nejméně komplikovaná konstrukce v porovnání se zbývajícími dvěma konstrukcemi nástavců.

## ZÁVĚR

Hlavním cílem práce bylo vytvořit nové konstrukční návrhy nástavců pro uložení harvestorové hlavice na rypadlo a jejich následná analýza. Celkově byly provedeny dvě analýzy a to dynamická a pevnostní analýza. Stěžejní byla především dynamická analýza, která byla vytvořena za účelem zjištění průběhu silových účinků působících na čep nástavce. Prvním krokem bylo nasimulování pohybu vykonávaného při procesu kácení stromu harvestorovou hlavici při lesní těžbě. Následovalo nasimulování pádu kmene stromu na terén, přičemž harvestorová hlavice drží kmen stromu po celou dobu jeho pádu včetně dopadu na terén. Z této dynamické simulace byl zjištěn průběh sil v jednotlivých osách působících na čep nástavce. Z průběhu bylo zjištěno, že maximální síly působící na čep nástavce se vyskytují při dopadu kmene stromu na terén. Při dopadu stromu na terén byly zjištěny tři maximální hodnoty složek sil, které stanovily zatěžovací stavy pro pevnostní analýzu.

Vytvoření nových konstrukčních variant nástavců obnášelo návrh vlastních tvarů těchto nástavců, které se vzájemně odlišují. Celkem byly vytvořeny tři konstrukční varianty nástavců. Jednotlivé konstrukce se od sebe odlišují svým tvarem, konstrukčním provedením a svým dosahem při lesní těžbě. Všechny vytvořené varianty nástavců jsou konstruovány s ohledem na jejich snadnou a rychlou výměnu na rypadle. Z tohoto důvodu mají všechny tři varianty stejný způsob uchycení na rypadlo. Uchycení je provedeno pomocí dvou ocelových desek, kde jedna je připevněna na uchopovací zařízení rypadla a druhá je součástí ocelového svařence nástavce. Obě tyto desky jsou opatřeny dvaceti otvory, které slouží pro šroubové spojení desek k sobě. Díky tomu je usnadněna záměna rypadla při ponechání nástavce.

Provedení pevnostní analýzy bylo důležité pro zjištění maximálních hodnot napjatosti, které musely být menší než dovolená hodnota. Z výsledků pevnostní analýzy byla zjištěna hodnota maximálního napětí dle podmínky HMMH u všech konstrukčních variant pro všechny jejich zatěžovací stavy. První konstrukční varianta dosáhla v prvním zatěžovacím stavu 169 MPa, v druhém zatěžovacím stavu 118 MPa a třetím zatěžovacím stavu 87,4 MPa. Druhá konstrukční varianta dosáhla v prvním zatěžovacím stavu 193 MPa, v druhém zatěžovacím stavu 160 MPa a třetím zatěžovacím stavu 89,1 MPa. Třetí konstrukční varianta dosáhla v prvním zatěžovacím stavu 165 MPa, v druhém zatěžovacím stavu 211 MPa a třetím zatěžovacím stavu 106 MPa.

Dále bylo provedeno vyhodnocení jednotlivých konstrukčních variant nástavců pomocí vícekritériální metody. Touto metodou byla se ziskem 39 bodů vyhodnocena první konstrukční varianta nástavce jako nejlepší. Naopak druhá konstrukční varianta získala pouze 23 bodů a byla vyhodnocena jako nejhorší. Třetí konstrukční varianta získala 28 bodů a řadí se mezi tyto dvě varianty. Analýzou nástavců je třeba se dále zabývat za účelem optimalizace konstrukčního provedení k dosažení lepších vlastností v rámci provádění lesní těžby.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Zpráva o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky. Report on the state of forests and forestry in the Czech Republic.* Ministerstvo zemědělství v nakladatelství Lesnická práce. Praha, 2023. ISBN 978-80-7434-703-0.
- [2] *Zpráva o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky. Report on the state of forests and forestry in the Czech Republic.* Ministerstvo zemědělství. Nakladatelství Agrospoj, s.r.o., Praha, 2001. ISBN 80-7084-196-6.
- [3] *Zpráva o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky. Report on the state of forests and forestry in the Czech Republic.* Ministerstvo zemědělství v nakladatelství Lesnická práce. Praha, 2011. ISBN 978-80-7084-995-8.
- [4] MALÍK, Václav a DVOŘÁK, Jiří. *Zhutnění pudy harvesterovými technologiemi.* Online . Lesnická práce. 2007, roč. 86, č. 04/07. Dostupné z: <https://www.lesprace.cz/casopis-lesnicka-prace-archiv/rocnik-86-2007/lesnicka-prace-c-04-07/zhutneni-pudy-harvesterovymi-technologiemi>. [cit. 2024-05-07].
- [5] JPJFOREST. *Realizované projekty a dodávky.* Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/reference/strana/3/>. [cit. 2024-04-21].
- [6] MALÍK, Václav a DVOŘÁK, Jiří. *Harvesterové technologie a vliv na lesní porosty: Harvester technologies and impact on forest stands.* Folia forestalia Bohemica. Praha [i.e. Kostelec nad Černými lesy]: Lesnická práce, 2007. ISBN 978-80-86386-92-8.
- [7] NERUDA, Jindřich; Ulrich, Radomír; Kupčák, Václav; Slodičák, Marián; Zemánek, Tomáš. *Harvesterové technologie lesní těžby.* V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 978-80-7375-842-4.
- [8] MERGL, Václav. *Hlavice harvesterů.* Presentace – Lesní těžební dopravní stroje (QF0). Ústav automobilního a dopravního inženýrství Fakulta strojního inženýrství. VUT Brno, 2023.
- [9] AGAMA. *20 RHS.* Online. AGAMA. Harvesterové kácecí hlavice. 2024. Dostupné z: <https://www.agama-as.cz/20-rhs>. [cit. 2023-11-11].
- [10] KESLA. *25RH-II.* Online. KESLA. Roller feed harvester heads. 2024. Dostupné z: <https://kesla.com/en/products/category/product/roller-feed-harvester-heads/25rh-ii>. [cit. 2023-11-06].
- [11] GUMMIVERKSTAD, NOBA GUMMITEKNIK. *Tireco feed rollers.* Online. 2024. Dostupné z: <https://www.njurundagummi.se/en/matarhjul/>. [cit. 2024-05-05].
- [12] BALMEC. *Feed roller 6000/S132 20 mm RH (BM000485).* Online. 2024. Dostupné z: <https://balmec.com/es/products/BM000485/>. [cit. 2024-05-05].
- [13] KETO HARVESTER. *KETO- FORST ECO.* Online. KETO HARVESTER. Keto-Forst. 2024. Dostupné z: <https://kone-ketonen.fi/product/keto-forst-eco/>. [cit. 2023-11-11].

- [14] JPJFOREST. *Kácecí hlavice Tapio*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kaceci-hlavice-tapio/>. [cit. 2023-11-11].
- [15] ČERVINKA STROJÍRNY. *Válce posuvu*. Online. KESLA. Červinka strojírna. 2024. Dostupné z: <https://www.harvestrparts.cz/internetovy-obchod/>. [cit. 2023-11-11].
- [16] MERGL, Václav. *Měřicí zařízení a faktory ovlivňující přesnost měření*. Prezentace – Lesní těžební dopravní stroje (QF0). Ústav automobilního a dopravního inženýrství Fakulta strojního inženýrství. VUT Brno, 2023.
- [17] JPJFOREST. *Harvestorová hlavice Naarva S23C*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/produkty/harvestorova-hlavice-naarva-s23c-2/>. [cit. 2023-11-11].
- [18] MOIPU. *M240 EFI. MOIPU*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.moipu.com/240-efi-knives-cut.html>. [cit. 2024-05-05].
- [19] BRACKE FOREST. *Bracke C16.c*. Online. BRACKE FOREST. FELLING HEADS. 2024. Dostupné z: <https://www.brackeforest.com/products/felling-heads>. [cit. 2023-11-11].
- [20] ROTATORY. *Harvestorový rotátor HR12-01*. Online. ROTATORY. Rotatory.cz. 2024. Dostupné z: <https://www.rotatory.cz/produkty/harvestorovy-rotator-hr12-01/>. [cit. 2023-11-8].
- [21] JPJFOREST. *Hydraulické rotátory*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kategorie/hydraulicke-rotatory/>. [cit. 2023-11-05].
- [22] JPJFOREST. *Harvestorový rotátor HR6*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/produkty/hr6-2/>. [cit. 2023-11-05].
- [23] JPJFOREST. *Harvestorové rotátory*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kategorie/harvestorove-rotatory>. [cit. 2023-11-05].
- [24] JPJFOREST. *Propojovací části*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kategorie/propojovaci-casti/>. [cit. 2024-01-24].
- [25] BALROTORS. *Propojovací části*. Online. BALROTORS. Hydraulické rotátory. 2024. Dostupné z: <https://www.balrotors.cz/kategorie/propojovaci-casti/>. [cit. 2024-01-24].
- [26] HYDRAULICKARUKA.CZ. *Propojovací části Black Bruin*. Online. HYDRAULICKARUKA.CZ. Propojovací části Black Bruin. 2024. Dostupné z: <https://www.balrotors.cz/kategorie/propojovaci-casti/>. [cit. 2024-01-24].
- [27] JPJFOREST. *Bez brzdy*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kategorie/bez-brzdy/>. [cit. 2024-01-28].

- [28] JPJFOREST. *S jednou brzdou*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kategorie/s-jednou-brzdou/>. [cit. 2024-01-28].
- [29] JPJFOREST. *S dvojitou brzdou*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/kategorie/s-dvojitou-brzdou/>. [cit. 2024-01-28].
- [30] JPJFOREST. *Štípací a kácecí hlavice*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/reference-kategorie/prislusenstvi/stipaci-a-kaceci-hlavice/strana/2/>. [cit. 2023-11-06].
- [31] JPJFOREST. *Naarva S23 a S23C – stínací harvesterové hlavice*. Online. Lesní, zemědělská a komunální technika. 2024. Dostupné z: <https://www.jpjforest.cz/naarva-s23-a-s23c-stinaci-harvesterove-hlavice/>. [cit. 2023-11-06].
- [32] DIRECT INDUSTRY BY VIRTUALEXPO GROUP. *Roller feed harvester head 25RH, ,25RHS*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/kesla-ojy/product-57551-2250300.html>. [cit. 2024-05-05].
- [33] BOBCAT. *E85*. Online. BOBCAT. Kompaktní rypadla. 2024. Dostupné z: <https://www.bobcat.cz/kompaktni-rypadla/e85>. [cit. 2023-11-08].
- [34] RENOMAG. *RYCHLOUPÍNAČE RENOMAG RL*. Online. RENOMAG. RYCHLOUPÍNAČE RENOMAG RL. 2024. Dostupné z: <https://www.baltrotors.cz/kategorie/propojovaci-casti/>. [cit. 2023-11-07].
- [35] OILQUICK. *OQ – Automatic quick coupler system for excavators*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.oilquick.com/us/our-products/oq/>. [cit. 2024-05-05].
- [36] INDEXATOR ROTATOR SYSTEMS AB. *Rotator AV 12S*. Indexator. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.indexator.se/en-GB/rotatorer/av-rotatorer/av-12/av-12s/>. [cit. 2024-01-28].
- [37] INDEXATOR ROTATOR SYSTEMS AB. *Dual swing damper S-100/45 HD*. Online. Indexator. 2024. Dostupné z: <https://www.indexator.se/en-GB/lankar--svangdampare/dubbel-svangdampare/dubbel-svangdampare/svangdampare-dubbel-s-10045-hd-kpl/>. [cit. 2024-01-28].
- [38] Mendelova univerzita v Brně. Server pro provoz uživatelských webů. *Lesnické tabulky/Objemové tabulky*. Online. 2005. Dostupné z: [https://user.mendelu.cz/drapela/Dendrometrie/Lesnicke\\_tabulky/Objemove%20tabulky/?C=M;O=A](https://user.mendelu.cz/drapela/Dendrometrie/Lesnicke_tabulky/Objemove%20tabulky/?C=M;O=A). [cit. 2024-01-29].
- [39] V. Gryc; H. Vavřík; O. Kotalík. Vybrané vlastnosti dřeva smrku pichlavého (*Picea pungens* Engelm.) z nelesních půd. SBORNIK MENDELOVY ZEMĚDĚLSKE A LESNICKÉ UNIVERZITY V BRNĚ. LVII, No. 2, pp. 37-44. Brno, 2009.
- [40] Digitální knihovna SPŠ stavební Opava. MŠMT, Investice do rozvoje vzdělávání. *Dřevo*. Online. Esab. 2012. Dostupné z: [http://dk.spsopava.cz:8080/docs/pdf/stavebni\\_materialy/stavebni\\_materialy/12\\_drevo.pdf](http://dk.spsopava.cz:8080/docs/pdf/stavebni_materialy/stavebni_materialy/12_drevo.pdf). [cit. 2024-03-21].

- [41] ČVUT, Fakulta stavební, Katedra materiálového inženýrství a chemie. *Prezentace na téma: "123TVVM – Měření vlhkosti porézních stavebních materiálů"*. Online. Praha. 2024. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/5615525/>. [cit. 2024-03-21].
- [42] SVOBODA, Pavel a BRANDEJS, Jan. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Doplněné vydání*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2016. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [43] DALŠÍ VZDĚLÁVÁNÍ PEDAGOGŮ V OBLASTI NAVRHOVÁNÍ STAVEBNÍCH KONSTRUKCÍ PODLE EVROPSKÝCH NOREM. *Dřevěné konstrukce*. ČVUT, Fakulta stavební. Online. Dostupné z: [https://concrete.fsv.cvut.cz/esf/presentace/2225\\_DREVO.pdf](https://concrete.fsv.cvut.cz/esf/presentace/2225_DREVO.pdf). [cit. 2024-03-21].
- [44] B&B. *OCELÁŘŮV PRŮVODCE PO GALAXII*. Online. 2024. Dostupné z: [https://babca.cz/content/uploads/ocelaruv\\_pruvodce\\_2b.pdf](https://babca.cz/content/uploads/ocelaruv_pruvodce_2b.pdf). [cit. 2024-04-11].
- [45] ESAB. *OK Autrod 12.51*. Online. Esab. 2024. Dostupné z: [https://esab.com/cz/eur\\_cs/products-solutions/product/filler-metals/mild-steel/mig-wires-tig-rods-gmaw-gtaw/ok-autrod-12-51/](https://esab.com/cz/eur_cs/products-solutions/product/filler-metals/mild-steel/mig-wires-tig-rods-gmaw-gtaw/ok-autrod-12-51/). [cit. 2024-04-17].

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$1D$		Jednorozměrný
$2D$		Dvojměrný
$HMH$		Huber, von Mises, Hencky
$MKP$		Metoda konečných prvků
$d_{el}$	[m]	Průměr jednoho elementu kmene stromu
$E_o$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu pro ocel
$G_o$	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku pro ocel
$k$	[-]	Bezpečnostní koeficient
$k_v$	[-]	Koeficient zavětvení
$l_{el}$	[m]	Délka jednoho elementu kmene stromu
$m_{el}$	[kg]	Hmotnost jednoho elementu kmene stromu
$m_{strom}$	[kg]	Hmotnost těžného stromu (břemene)
$R_{e16}$	[MPa]	Mez kluzu oceli S 355 JR pro tloušťky do 16 mm
$R_{e40}$	[MPa]	Mez kluzu oceli S 355 JR pro tloušťky 16 – 40 mm
$R_{eS}$	[MPa]	Mez kluzu pro svařovací drát
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Objem těžného stromu
$V_0$	[m <sup>3</sup> ]	Objem kmene stromu bez větvi
$V_{el}$	[m <sup>3</sup> ]	Objem jednoho elementu kmene stromu
$W$	[%]	Vlhkost dřeva
$\mu_o$	[-]	Poissonova konstanta pro ocel
$\rho_0$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Objemová hmotnost dřeva s 0% vlhkostí
$\rho_{12}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Objemová hmotnost dřeva s 12% vlhkostí
$\rho_{92}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Objemová hmotnost dřeva s 92% vlhkostí
$\rho_{el}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Objemová hmotnost jednoho elementu kmene stromu
$\rho_o$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Objemová hmotnost oceli
$\rho_{strom}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Uvažovaná objemová hmotnost smrku s 92% vlhkostí
$\sigma_{D16}$	[MPa]	Dovolené napětí pro tloušťky plechů do 16 mm
$\sigma_{D40}$	[MPa]	Dovolené napětí pro tloušťky plechů 16 – 40 mm
$\sigma_{DS}$	[MPa]	Dovolené napětí pro svařovací drát



## SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

Výkres sestavy I. konstrukční varianty nástavce	DP-2024-UADI-01
Výkres sestavy II. konstrukční varianty nástavce	DP-2024-UADI-02
Výkres sestavy III. konstrukční varianty nástavce	DP-2024-UADI-03