

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh krytů hydraulických válců pro minirýpadlo Bobcat E20

**Construational Solution of Cylinder Covers for Bobcat Excavator
E20**

Bakalářská práce

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.

Jakub Hnátek

Praha 2016

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího prof. Ing. Vojtěcha Dynybyla, Ph.D.

Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

.....

podpis

Děkuji prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval firmě Doosan Bobcat CZ za umožnění zpracování této práce.

Anotační list

Jméno autora: **Jakub HNÁTEK**

Název BP: *Návrh krytů hydraulických válců pro minirýpadlo Bobcat E20*

Anglický název: Constructional solution of cylinder covers for Bobcat excavator E20

Rok: 2016

Studijní program: B2341 Strojírenství

Obor studia: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.

Konzultant: *Ing. Tomáš Kujan*

Bibliografické údaje:	počet stran	54
	počet obrázků	40
	počet tabulek	2
	počet příloh	6

Klíčová slova: hydraulický válec, kryt hydraulického válce, minirýpadlo, svěrný spoj, akcelerovaný laboratorní test

Keywords: hydraulic cylinder, cylinder cover, compact excavator, clamp connection, accelerated laboratory test

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením krytů hydraulických válců, výpočtem svěrných spojů a laboratorním testem životnosti.

Abstract:

This Bachelor's thesis is focused on design of cylinder covers, design of clamp connections and accelerated laboratory test of endurance.

Obsah

1 Úvod	1
1.1 Definice a rozdělení stavebních strojů	1
1.2 Definice minirýpadla	1
1.3 Definice a popis pracovního ramene	2
2 Cíl práce	3
3 Konstrukční řešení krytů	4
3.1 Jednotlivá konstrukční řešení vyhovující zadaným parametrům 4	
3.1.1 1. řešení	4
3.1.2 2. řešení	5
3.1.3 3. řešení	7
3.1.4 4. řešení	8
3.1.5 5. řešení	10
3.2 Diskuze a výběr konkrétního řešení, které bude nejvhodnější pro výrobu prototypu	12
3.2.1 1. řešení	13
3.2.2 2. řešení	13
3.2.3 3. řešení	13
3.2.4 4. řešení	13
3.2.5 5. řešení	13
3.3 Detailnější zpracování návrhu pro výrobu prototypu	13
3.3.1 Návrh prototypu	14
3.4 Výpočet únosnosti svěrných spojů	18
3.4.1 Svěrný spoj krytu 3	20
3.4.1.1 Výpočet celkové svěrné síly	20
3.4.1.2 Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro zvolený počet šroubů	20
3.4.1.3 Stanovení průměrů šroubů	21
3.4.1.4 Kontrola redukovaného napětí ve šroubech	21
3.4.1.5 Kontrola tlaku mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky	22
3.4.1.6 Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu ...	22
3.4.1.7 Výpočet tlaku v závitech (šroub matice)	23
3.4.1.8 Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub	23
3.4.2 Svěrný spoj krytu 2	24
3.4.2.1 Výpočet celkové svěrné síly	24
3.4.2.2 Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro zvolený počet šroubů	25
3.4.2.3 Stanovení průměrů šroubů	25
3.4.2.4 Kontrola redukovaného napětí ve šroubech	25

3.4.2.5	Kontrola tlaku mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky	26
3.4.2.6	Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu	...27
3.4.2.7	Výpočet tlaku v závitech (šroub matice)27
3.4.2.8	Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub	28
3.4.3	Svěrný spoj krytu 128
3.4.3.1	Výpočet celkové svěrné síly29
3.4.3.2	Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro zvolený počet šroubů29
3.4.3.3	Stanovení průměrů šroubů29
3.4.3.4	Kontrola redukovaného napětí ve šroubech29
3.4.3.5	Kontrola tlaku mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky	30
3.4.3.6	Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu	...31
3.4.3.7	Výpočet tlaku v závitech (šroub matice)31
3.4.3.8	Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub	32
3.5	Výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene 32
3.6	Akcelerovaný laboratorní test životnosti 33
3.6.1	Výpočet zatížení pro akcelerovaný laboratorní test35
3.6.2	Vyhodnocení laboratorního testu38
3.7	Zátěžový test v provozu 42
3.8	Výsledný konstrukční návrh 44
3.8.1	Kryt hydraulického válce 346
3.8.2	Kryt hydraulického válce 246
3.8.3	Kryt hydraulického válce 147
4	Závěr49
5	Literatura50
	Seznam obrázků51
	Seznam tabulek53
	Seznam příloh54

Seznam použitých symbolů

a	[m·s ⁻²]	zrychlení
A_{\max}	[mm]	maximální rozměr rozteče svařence třmenu
A_{\min}	[mm]	minimální rozměr rozteče svařence třmenu
B_{\max}	[mm]	maximální rozměr objímky od osy šroubu
B_{\min}	[mm]	minimální rozměr objímky od osy šroubu
C_{\max}	[mm]	maximální rozměr objímky od osy šroubu
C_{\min}	[mm]	minimální rozměr objímky od osy šroubu
d_1	[mm]	vnější průměr šroubu
d_2	[mm]	střední průměr šroubu
d_3	[mm]	průměr jádra šroubu
d_h	[mm]	průměr hydraulického válce
$d_{hš}$	[mm]	průměr límce hlavy šroubu v dosedací ploše
d_m	[mm]	průměr límce matice v dosedací ploše
D_0	[mm]	průměr díry pro šroub
D_1	[mm]	Vnější průměr závitu matice
E_{pk}	[J]	potenciální energie kladiva
E_{pz}	[J]	potenciální energie zatížení
F	[N]	zatěžující síla
f	[-]	součinitel tření (hřídel-náboj)
f_M	[-]	součinitel tření (matice-náboj)
f_z	[-]	součinitel tření v závitu
f'	[-]	součinitel tření v klínové drážce
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
H_1	[mm]	nosná hloubka závitu
h	[m]	výška spouštění kladiva
i	[-]	počet šroubů na jedné straně
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_{\min}	[-]	minimální hodnota součinitele bezpečnosti
k_{σ}	[-]	výsledná bezpečnost
l	[m]	délka ramene
l_s	[mm]	celková délka svěrných spojů
m	[kg]	hmotnost

m_k	[kg]	hmotnost kladiva
m_m	[mm]	výška matice
m_z	[kg]	hmotnost zatížení
M_k	[Nm]	točivý moment
M_{kk}	[Nmm]	utahovací moment na klíči
$M_{kš}$	[Nmm]	moment ve šroubu
M_{TM}	[Nmm]	třecí moment mezi maticí a objímkou
P	[mm]	rozteč
p_0	[MPa]	tlak mezi hydraulickým válcem a objímkou
p_{DM}	[MPa]	dovolený tlak pod maticí
$p_{DM(H)}$	[MPa]	dovolený tlak pod hlavou šroubu
p_{Dz}	[MPa]	dovolený tlak v závitě
$p_{hš}$	[MPa]	tlak pod hlavou šroubu
p_m	[MPa]	tlak pod maticí
Q	[kN]	celková svěrná síla
Q_{01}	[kN]	montážní předpětí pro zvolený počet šroubů
r	[mm]	rameno otáčení
R_{1H}	[mm]	poloměr díry pro šroub objímky
R_{1M}	[mm]	poloměr díry pro šroub
R_{2H}	[mm]	poloměr dosedací plochy šroubu na objímku
R_{2M}	[mm]	poloměr dosedací plochy matice na objímku
S_3	[mm ²]	plocha jádra šroubu
t	[mm]	tloušťka
v_O	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost
W_{k3}	[mm ³]	průřezový model v krutu
X_{max}	[mm]	maximální rozměr hledané tolerance třmenu
X_{min}	[mm]	minimální rozměr hledané tolerance třmenu
Z_T	[-]	počet činných závitů
α	[°]	úhel odklonu kladiva od svislé osy rámu
β	[°]	vrcholový úhel závitě šroubu
β_N	[°]	úhel boku profilu
γ	[°]	úhel stoupání
Δt	[s]	čas do zastavení

σ_{kt}	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	mez kluzu v tahu
σ_{red}	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	reduované napětí
$\sigma_{tš}$	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	tahové napětí šroubu
φ'	$[\text{°}]$	třecí úhel
ω	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost



1 Úvod

1.1 Definice a rozdělení stavebních strojů

Stroje a mechanismy, používané ve stavebnictví, můžeme rozdělit s ohledem na druh práce, povahy pracovního procesu, pracovní podmínky, typ pohonu, druh pojezdového ústrojí, univerzálnost a druh ovládání. [1]

Stavební stroje mohou být rozděleny do následujících kategorií:

- Lopatová rýpadla
- Rýpadla korečková pro plošnou těžbu
- Rýpadla příkopová – rýhovače
- Rýpadla pro hloubkové těžení z vody
- Traktorové stroje
- Grejdry
- Skrejpry
- Zhutňovací stroje
- Vrtací soupravy lomové

[7]

V této práci bude dále pojednáváno pouze o hydraulických, lopatových rýpadlech typu minirýpadlo.

1.2 Definice minirýpadla

Minirýpadla jsou stavební stroje používané při malých stavebních pracích, většinou v městské zástavbě při hloubení rýh, výkopů a malých zemních pracích. Výhodou jsou malé rozměry, slušný výkon a množství přídatných zařízení. Při pracovním nasazení dokáže minirýpadlo nahradit výkon několika pracovníků. Většina strojů této kategorie je konstruována na pásovém podvozku a pro lepší stabilitu stroje jsou vybaveny přední radlicí. U některých typů je možné hydraulicky měnit šířku rozchodu podvozku. [2]

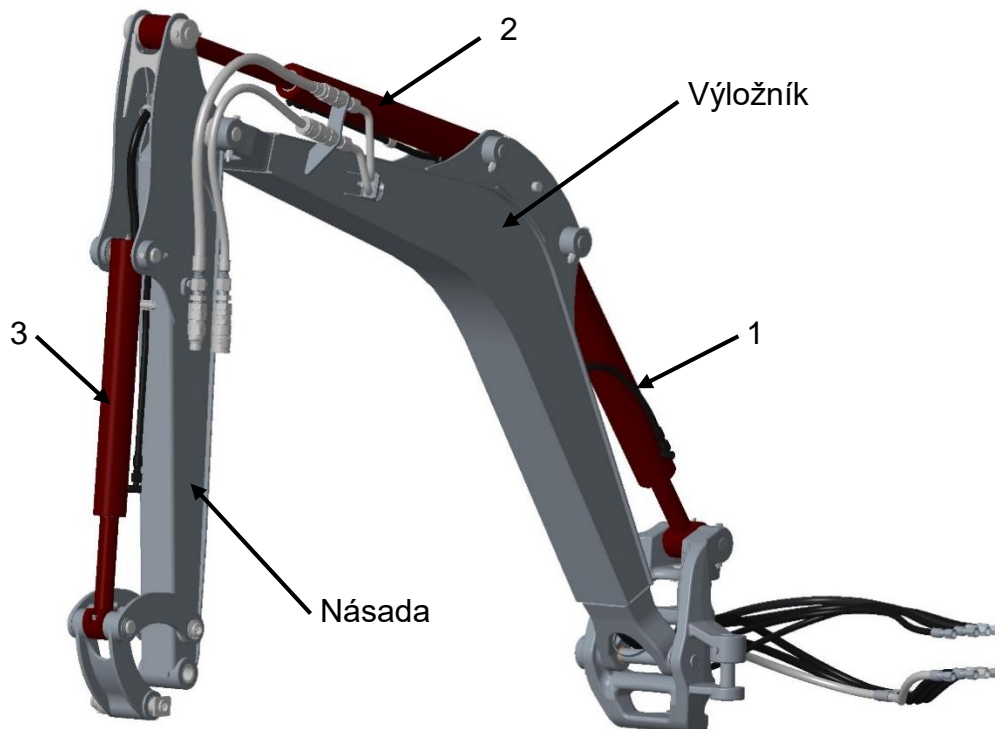
Minirýpadla se standartně rozdělují dle nosnosti a to od 900 až 5000 kg.

1.3 Definice a popis pracovního ramene

Pracovní rameno neboli podkop (obr. 1), je základní pracovní součást všech rýpadel. Podkop je upevněn na rámu stroje, skládá se ze dvou částí spojených čepy a pohyb je realizován pomocí přímočarých hydromotorů (hydraulických válců). Část podkopu spojená se základním rámem stroje se nazývá výložník, který může být jednodílný nebo dvoudílný.

Druhá část podkopu se nazývá násada. Na konci násady je umístěna lopata pracovního stroje. Násada se dá rozdělit na standratní a na násadu s velkým dosahem.

Výložník je osazen dvěma hydraulickým válci, které realizují pohyb výložníku nahoru a dolů (v této práci budou označovány kryty i válce jako „1“) a pohyb násady (v této práci budou označovány kryty i válce jako „2“). Násada samotná je osazena jedním hydraulickým válcem, který realizuje pohyb lopaty (v této práci budou označovány kryty i válce jako „3“).



Obr. 1: Pracovní rameno



2 Cíl práce

Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení krytů hydraulických válců pracovního ramene pro minirýpadlo Bobcat E20 s ohledem na co nejmenší zásah do stroje a s ohledem na technologické možnosti podniku.

Základním požadavkem bylo nezasahovat do hydraulických válců (svařování, obrábění).

Po výběru konstrukčního řešení navrhnout a zhotovit prototyp, spočítat únosnost svěrných spojů, otestovat životnost krytů v akcelerovaném laboratorním testu, zátěžovém testu v provozu a aplikovat případné poznatky do výsledného konstrukčního řešení.

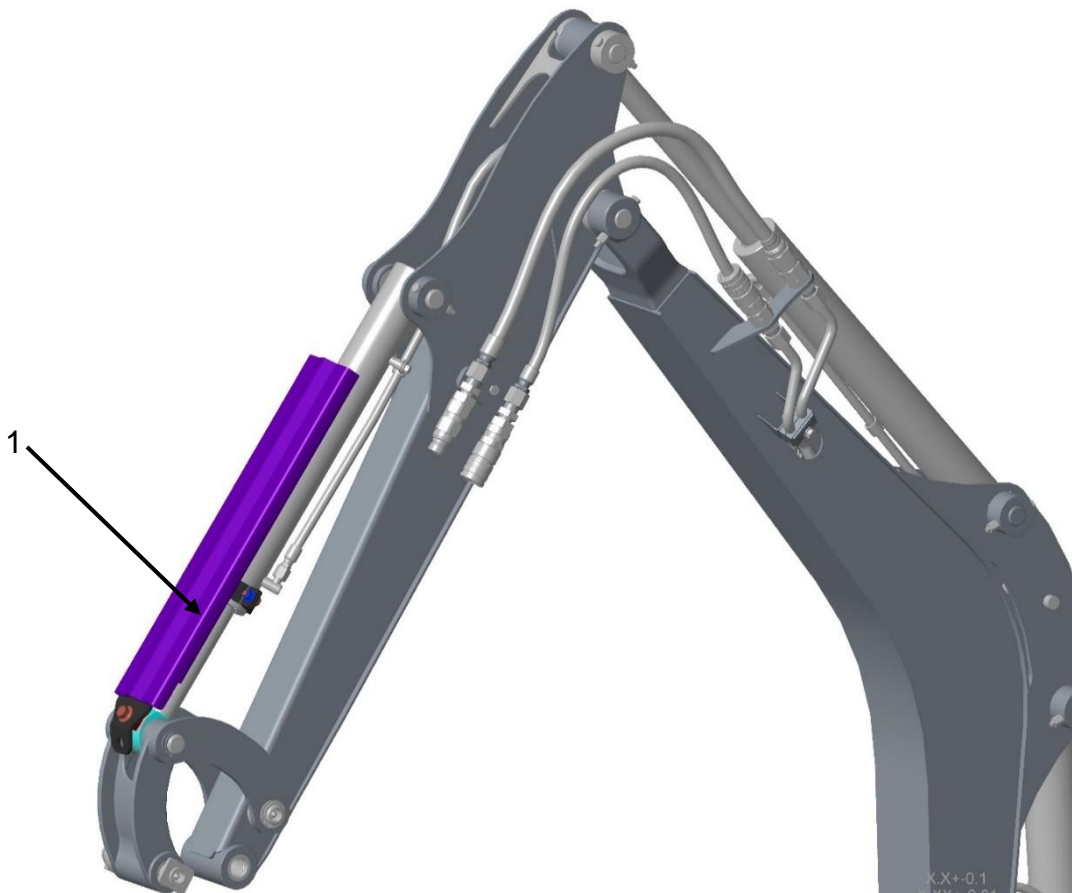
Zakrytování je požadováno z důvodů ochrany hydraulických válců proti poškození při demoličních pracích.

3 Konstrukční řešení krytů

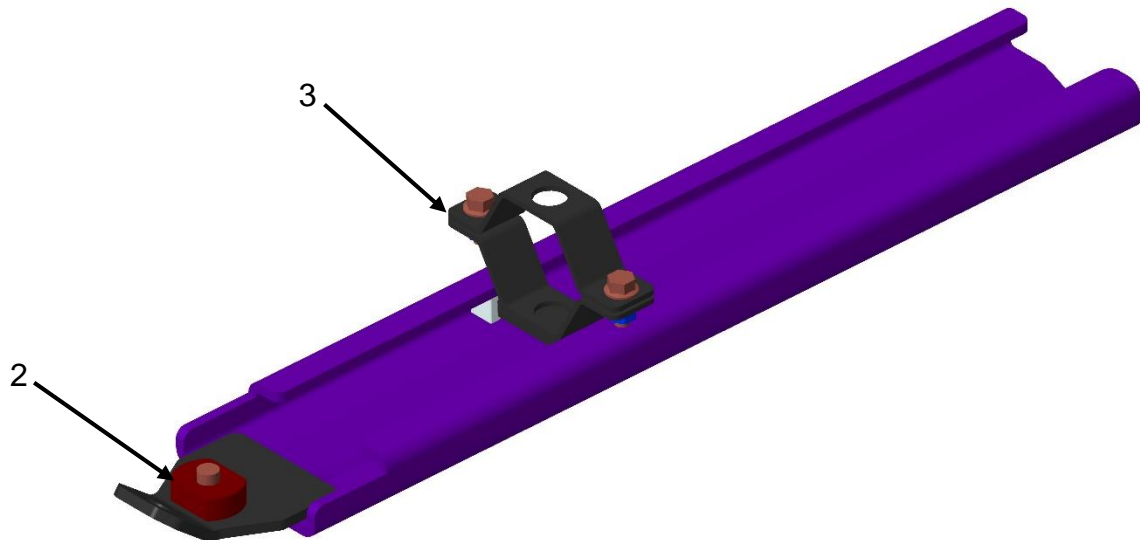
3.1 Jednotlivá konstrukční řešení vyhovující zadaným parametrům

3.1.1 1. řešení

Toto řešení je modifikací krytu hydraulického válce 1 pro stroj E26 (obr. 2 a obr. 3). Jedná se o ohýbaný plech tloušťky $t=4\text{mm}$ (1) s navařeným plechem (2), který slouží ke spojení s hlavou hydraulického válce. Spojení s válcem je realizováno pomocí svěrného spoje (3) z ohýbaných plechů tloušťky $t=4\text{mm}$, na kterém je navařena tyč obdélníkového průřezu s kluznými elementy z plastu. Svěrný spoj je dále na válci zajištěn šroubem.



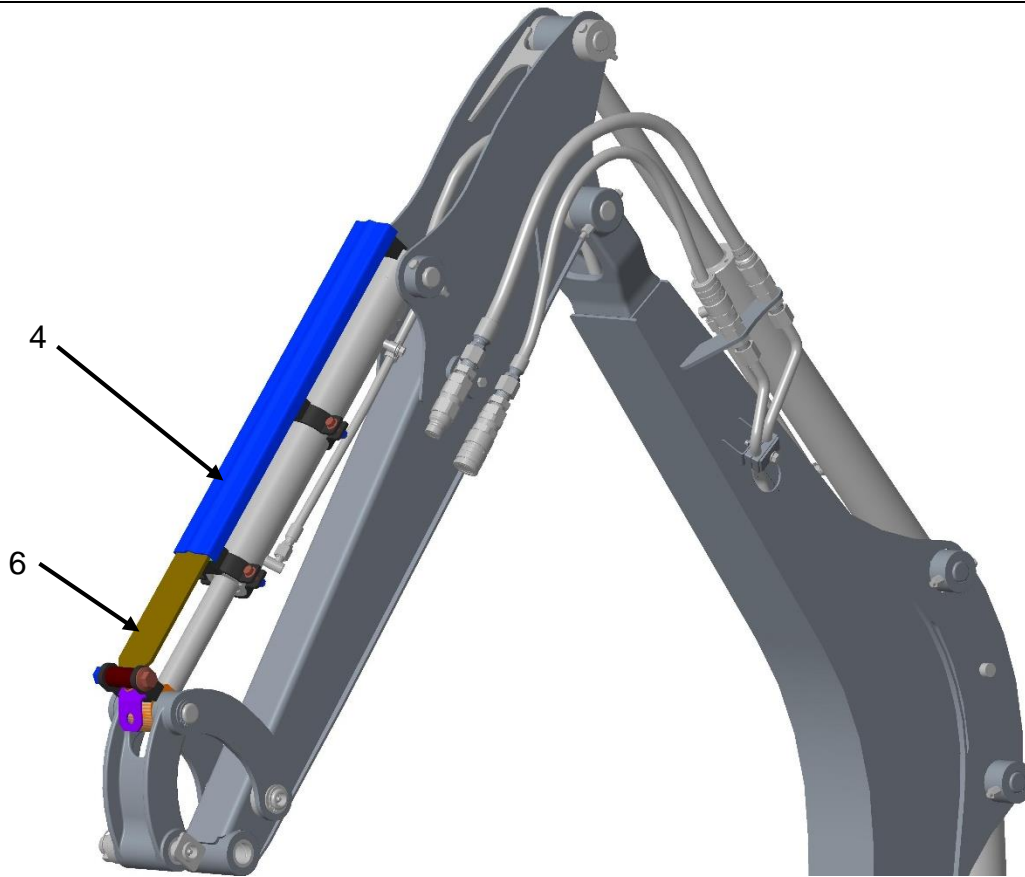
Obr. 2: Řešení 1



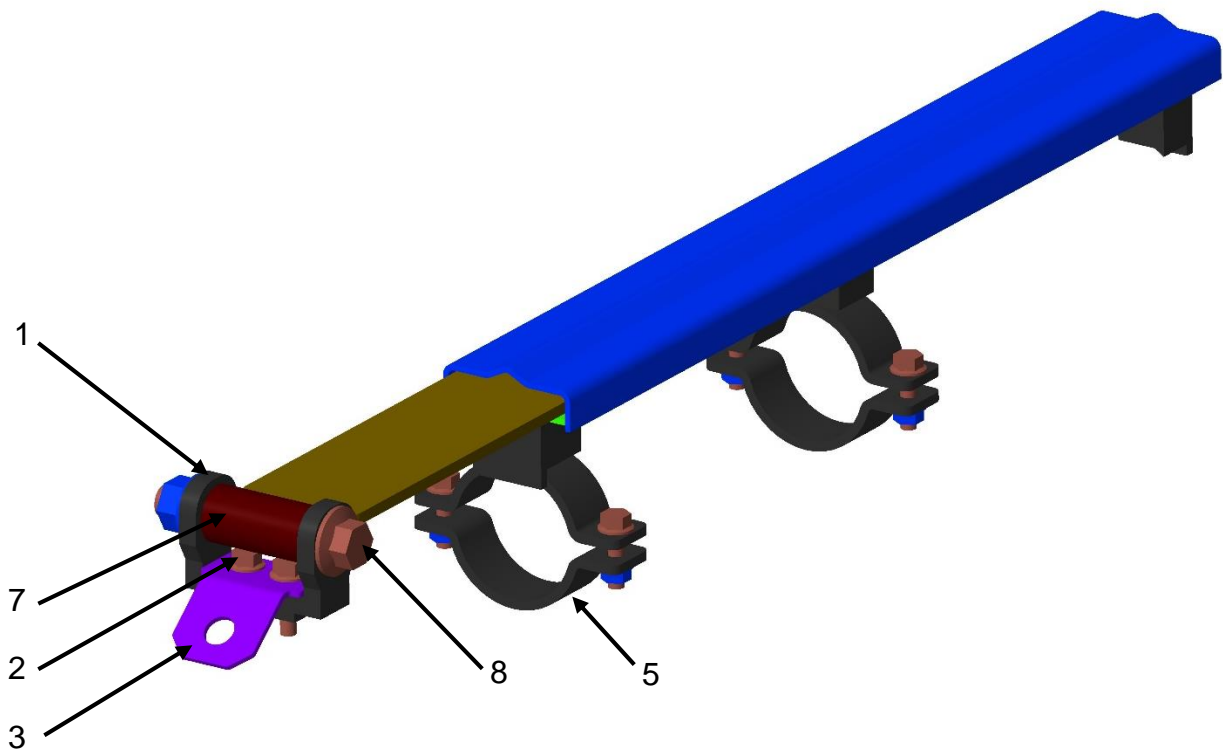
Obr. 3: Řešení 1 - detail

3.1.2 2. řešení

Druhé řešení (obr. 4 a obr. 5) se skládá z obráběného třmene (1), který je spojen s hlavou pístnice dvěma šrouby (2). Šrouby drží v třmenu ohýbaný plech (3) na ochranu maznice s výřezem na její možnou výměnu. Samotný kryt válce je tvořen ohýbaným plechem tloušťky $t=4\text{mm}$ (4), ke kterému jsou přivařeny svěrné spoje (5) z ohýbaných plechů tloušťky $t=4\text{mm}$. Ochrana pístnice je realizována pomocí plechu z pružinové oceli tloušťky $t=6\text{mm}$ (6). Ten má na konci spojeném s třmenem navařenou tyč (7) s otvorem pro šroub (8), jež realizuje spojení pružinového plechu (6) s třmenem (1).



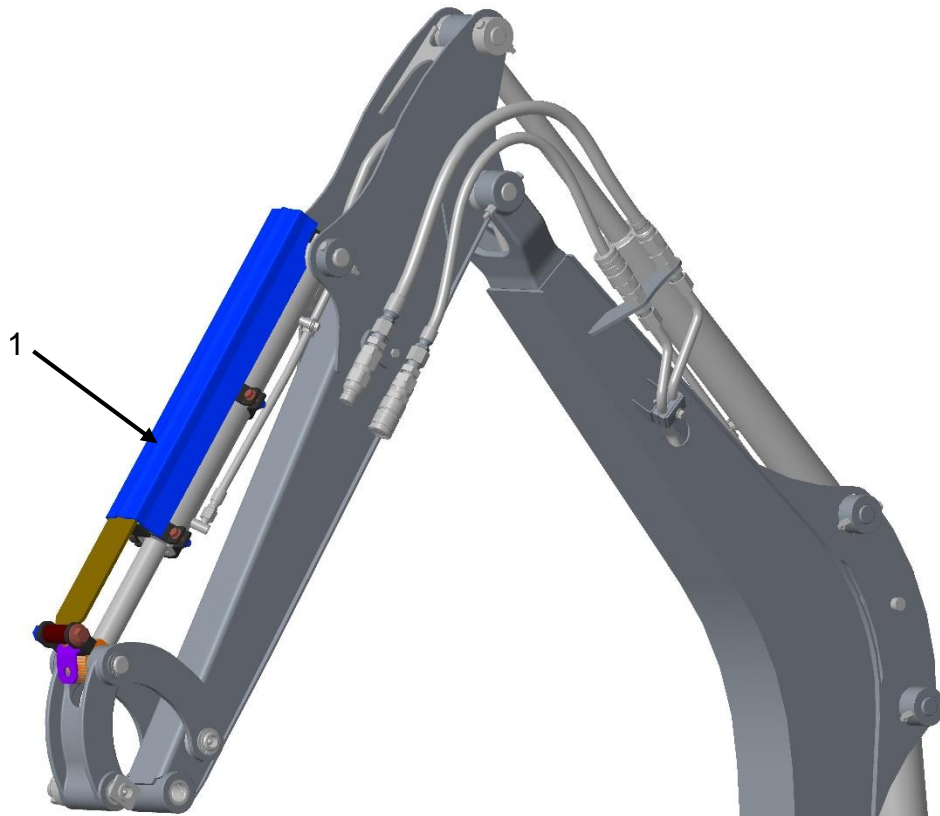
Obr. 4: Řešení 2



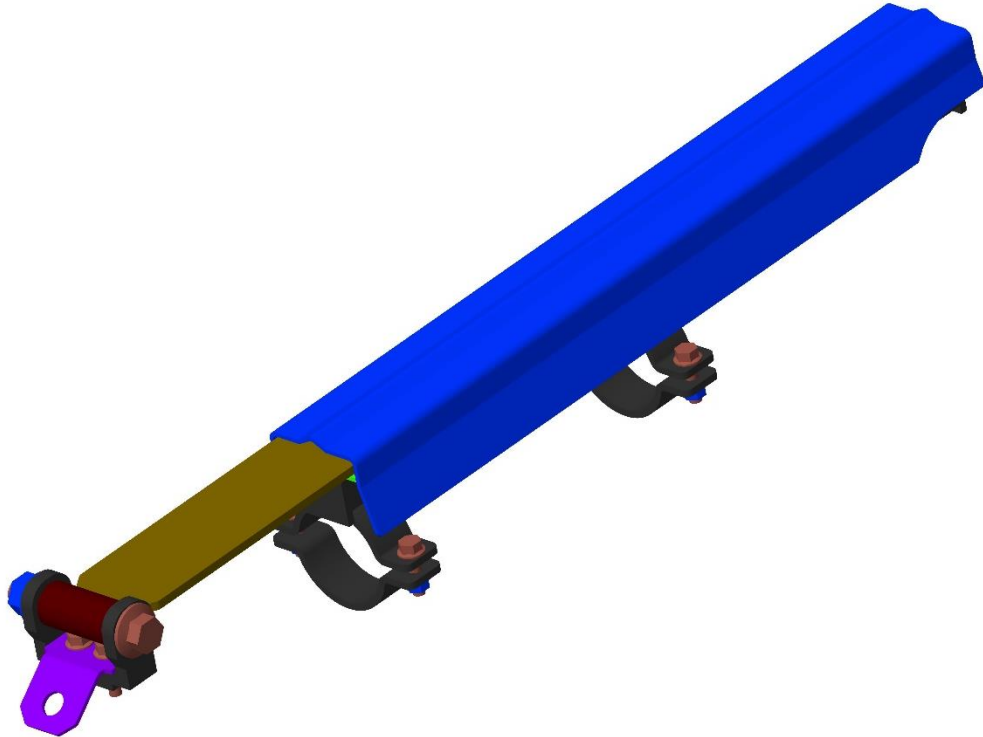
Obr. 5: Řešení 2 - detail

3.1.3 3. řešení

Třetí konstrukční řešení (obr. 6 a obr. 7) je z velké části modifikací předchozího návrhu. S předchozím návrhem má totožné uchycení na hlavu hydraulického pístu, svěrné spoje, a plech z pružinové oceli sloužící jako ochrana pístnice. Novým prvkem je kryt válce (1), který přesahuje strany krytu z důvodu ochrany pístu proti bočním kolizím a částečné ochraně svěrných spojů.



Obr. 6: Řešení 3

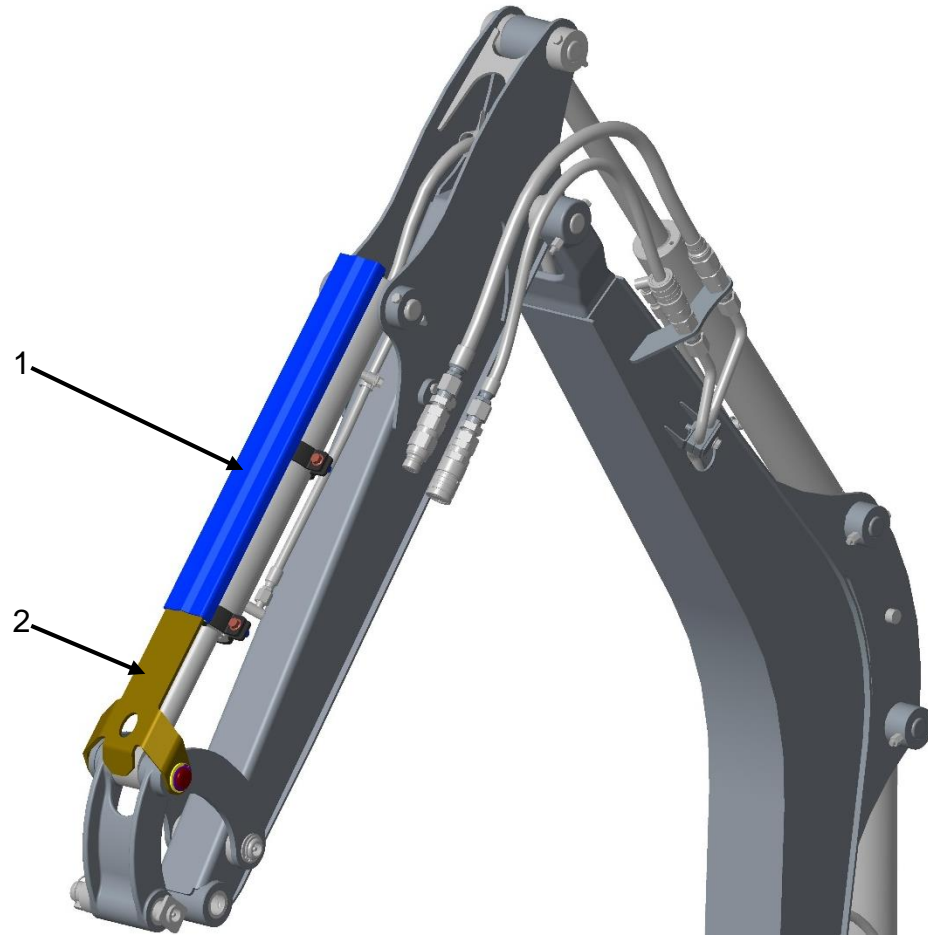


Obr. 7: Řešení 3 - detail

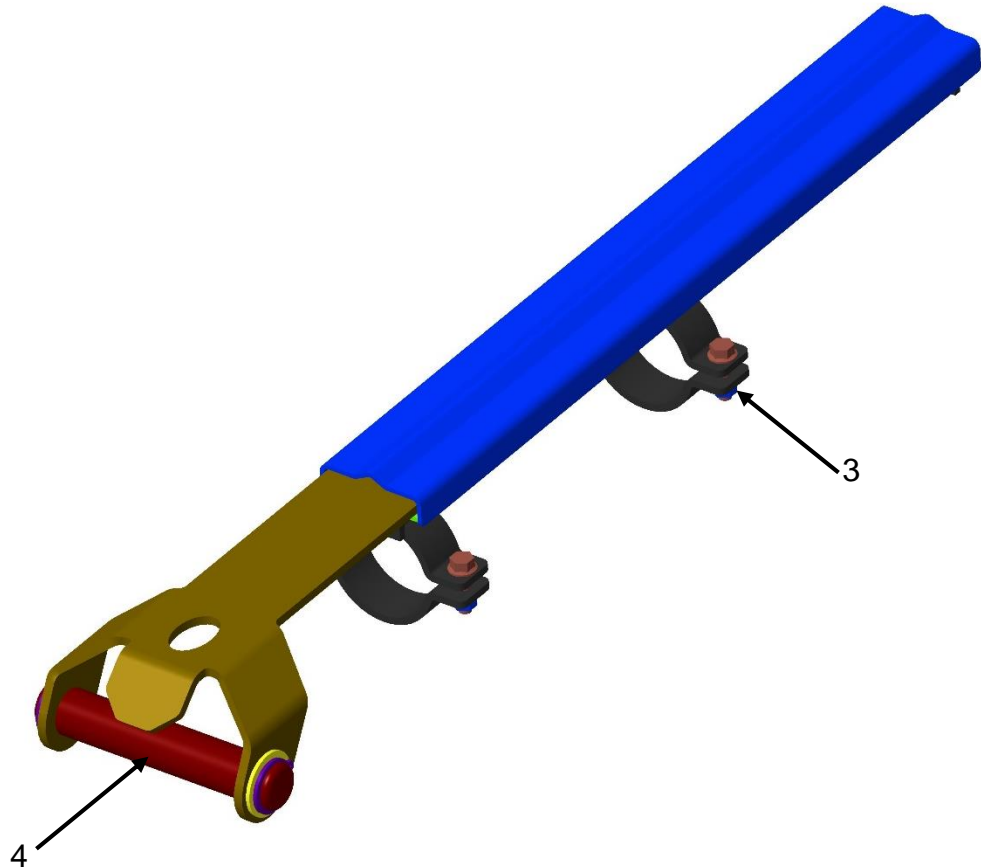
3.1.4 4. řešení

Následující řešení (obr. 8 a obr. 9) se skládá z ohýbaného plechu tloušťky $t=4\text{mm}$ (1), jež funguje jako ochrana válce a plechu z pružinové oceli tloušťky $t=6\text{mm}$ (2), který zajišťuje ochranu pístnice a hlavy pístu. Kryt válce je připevněn pomocí svěrných spojů (3) z ohýbaného plechu tloušťky $t=4\text{mm}$ přivařených ke spodní části krytu válce.

Ochranný kryt pístnice je vypálen z plechu pružinové oceli a následně ohnut do požadovaného tvaru. Spojení krytu je realizováno pomocí prodlouženého čepu (4) hlavy válce hydraulického pístu. Kryt je na čepu pojištěn podložkou s pojistným kroužkem pro hřídele.



Obr. 8: Řešení 4

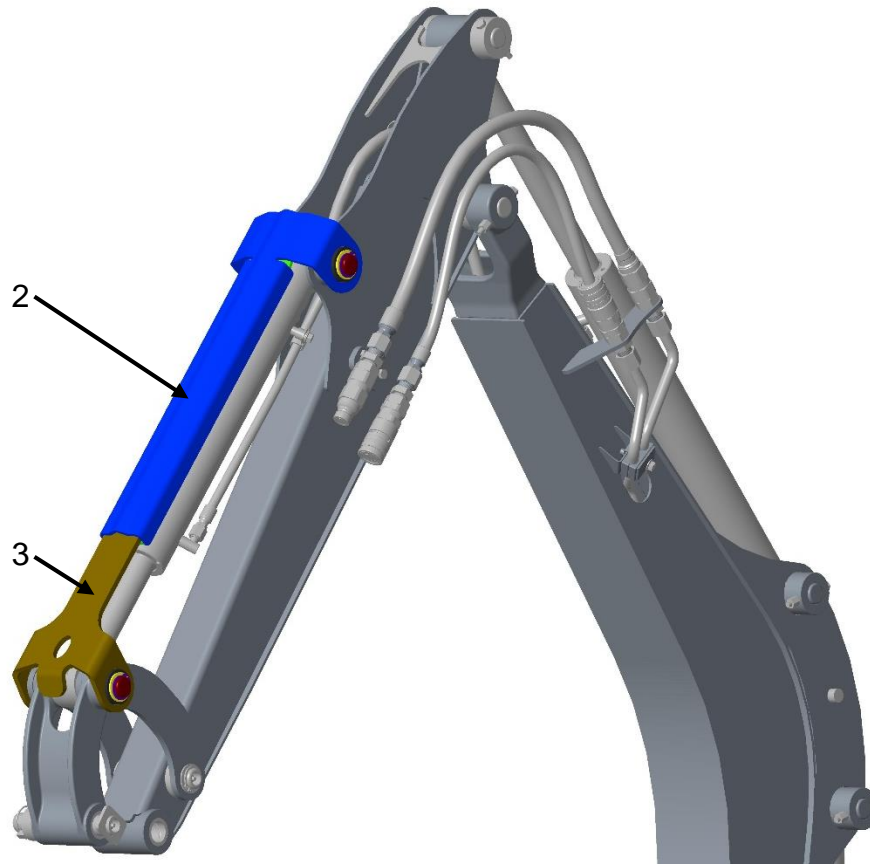


Obr. 9: Řešení 4 - detail

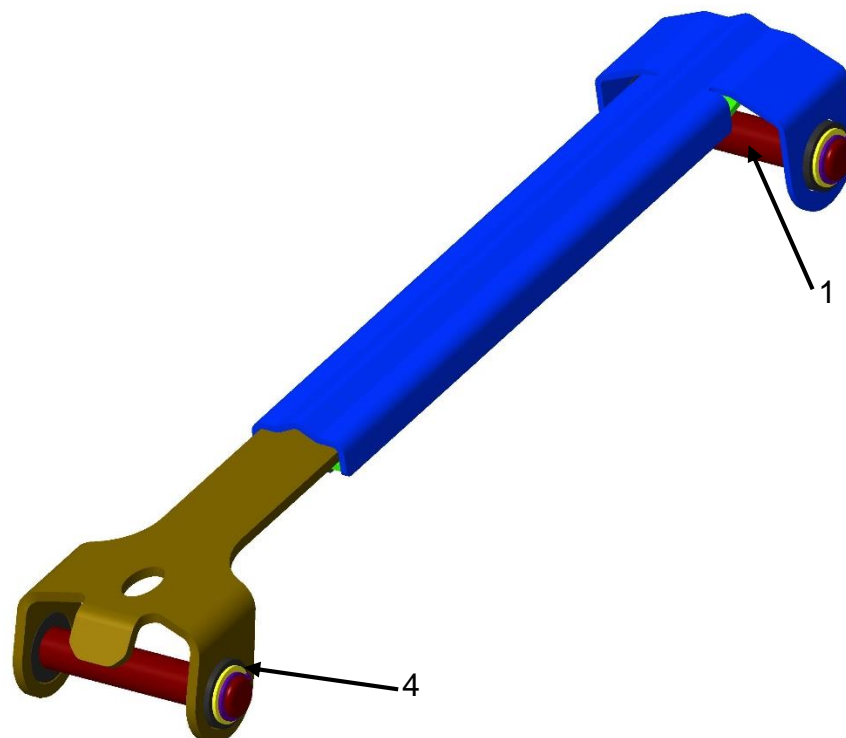
3.1.5 5. řešení

Toto řešení (obr. 10 a obr. 11) je z velké části modifikací předchozího návrhu, kde kryt válce je namísto svěrných spojů připevněn pomocí čepu (1) v základně hydraulického válce. Kryt válce je tvořen z plechu tloušťky $t=4\text{mm}$ (2), vypáleného pomocí laseru a následně ohnut do požadovaného tvaru. Kryt je pouze podpírán pomocí dvou podpěr vypálených z plechu a svařených se spodním dílem krytu válce. Kryt pístnice a hlavy pístu z pružinové oceli (3) má oproti předchozímu řešení pouze upravenou geometrii a tloušťku zvýšenou na $t=8\text{mm}$.

Další změnou oproti předchozímu řešení je také použití navařených objímek (4) pro spojení krytu s čepem, což při použití svařovacího přípravku, zajistí souosost otvorů pro čep.



Obr. 10: Řešení 5



Obr. 11: Řešení 5 -detail

3.2 Diskuze a výběr konkrétního řešení, které bude nejvhodnější pro výrobu prototypu

Pro určení nejvhodnějšího konstrukčního řešení je použita tabulka, v níž se hodnotí základní požadavky na kryty pro všechna řešení. Použitý bodovací systém je založen na principu nejnižší hodnoty, kde nižší hodnota má větší váhu než vyšší.

Kritéria byla volena dle standardních požadavků podniku. Kompatibilita je kritérium, které nám udává smontovatelnost a kompatibilitu s již zavedenými produkty. Náklady na výrobu hodnotí pracnost a počet operací během výroby. Výroba hodnotí samotný počet a náročnost úkonů výroby. Očekávané plnění funkce výrobku je zohledněno v kritériu funkčnost. Neméně důležité kritérium je i vzhled, kdy nemá nový výrobek narušit celkový vzhled stroje.

		Řešení				
		Ř1	Ř2	Ř3	Ř4	Ř5
Kritérium	Kompatibilita	4	3	3	1	1
	Náklady na výrobu	2	5	5	2	3
	Výroba	1	4	4	2	3
	Funkčnost	5	4	4	2	3
	Vzhled	2	4	5	1	2
Σ		14	20	21	8	12
Pořadí		3.	4.	5.	1.	2.

Tab. 1: Výběr varianty



3.2.1 1. řešení

Toto řešení bylo vyhodnoceno jako nevyhovující a to zejména z důvodu potřeby obrábění hlavy pístu i nevhodného uchycení na hydraulický válec pomocí jednoho svěrného spoje.

3.2.2 2. řešení

Druhé řešení bylo stejně jako v prvním případě vyhodnoceno jako nevyhovující z důvodu potřeby obrábění hlavy hydraulického pístu a nákladné výroby obráběného třmenu.

3.2.3 3. řešení

Vyhodnoceno jako nevhodné ze stejného důvodu jako 2. řešení.

3.2.4 4. řešení

Toto řešení bylo vyhodnoceno jako vyhovující s určením pro další zpracování. Ze všech uvedených řešení představuje nejmenší zásah do stroje. Pro montáž tohoto krytu je potřeba pouze větší délky spojovacího čepu.

3.2.5 5. řešení

Poslední řešení bylo vyhodnoceno jako vyhovující, ale nebylo určeno pro další zpracování z důvodu lepšího umístění předchozího návrhu a celkové větší náročnosti na výrobu.

3.3 Detailnější zpracování návrhu pro výrobu prototypu

Již v průběhu modelování jednotlivých konstrukčních řešení bylo patrné, že svěrné spoje z ohýbaného plechu nebudou schopny plnit svou funkci, a bude nutné je nahradit obráběnými svěrnými spoji, aby dokázaly plnit funkci pevného uchycení na hydraulický válec i při pracovním zatížení.



Dále se v průběhu modelování prototypu vyskytly problémy s geometrií třmene krytu pístnice z pružinové oceli. Byl vyhodnocen jako příliš nákladný a obtížný na výrobu a byla požadována jeho úprava.

3.3.1 Návrh prototypu

Výsledné řešení prototypu (obr. 12, obr. 13 a obr. 14) se skládá z třmene (1) pro upevnění v místě hlavy hydraulického válce. Ten je vyroben z plechu tloušťky $t=8\text{mm}$ a dvěma navařenými objímkami (2) pro spojení se spojovacím čepem (3) pracovního ramene minirýpadla o průměru 30mm. Čep je zajištěn pomocí dvojice šroubů M8x75 – 8.8 (ISO 4014) které prochází otvory v navařené objímce a jsou zajištěny šestihrannou maticí M8 (ISO 4032).

Ochrana pístnice je realizována pomocí plechu z pružinové oceli tloušťky $t=6\text{mm}$ (4). Se třmenem je spojen čtveřicí šroubů M10x25 – 8.8 (ISO 8677) s plochou kulovou hlavou a čtyřhranem a šestihrannými maticemi s límcem M10 (ISO 4161).

Kryt válce je tvořen svařencem z ohýbaných plechů tloušťky $t=4\text{mm}$ (5). Spodní část krytu je vypálena v takovém tvaru, který přímo určuje pozici a délku svarů a také pozice osazení svěrných spojů. V zadní části krytu je navařen plech (6), sloužící jako doraz v základně hydraulického válce a vymezuje tak usazení krytu na válci.

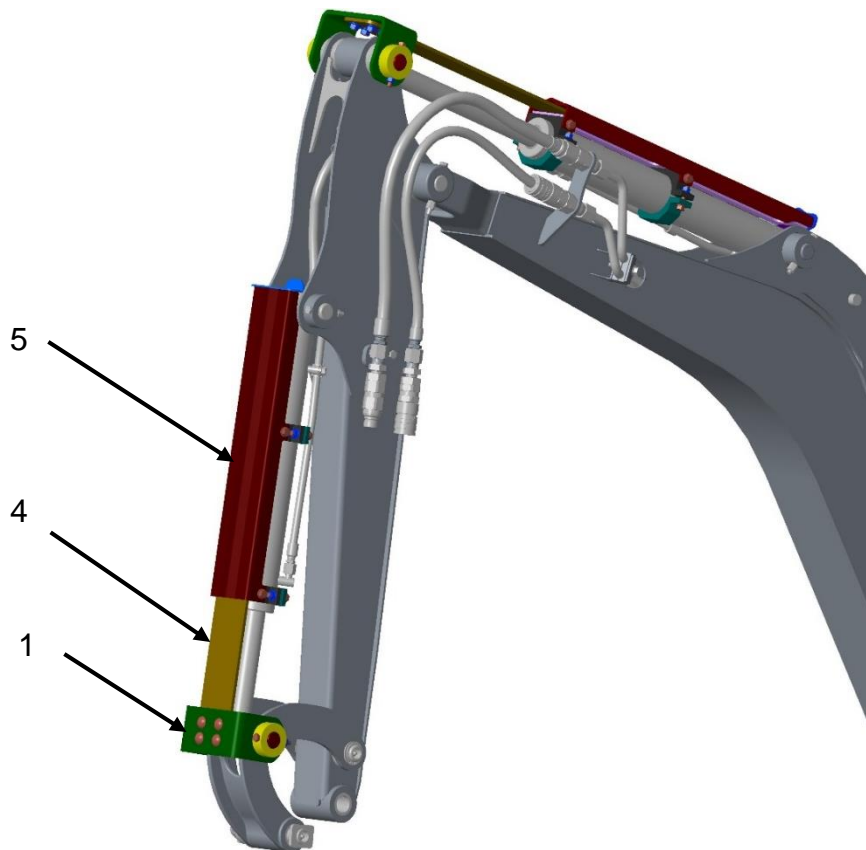
Kryt je na válci připevněn dvojicí obráběných svěrných spojů z oceli (7). Svěrné spoje jsou ke krytu připojeny pomocí dvojice šroubů M8x35 – 8.8 (ISO 4162) se šestihrannou hlavou a límcem a zajištěny šestihrannými maticemi s límcem M8 (ISO 4161).

Celý kryt válce je z důvodu ochrany proti korozi a venkovním vlivům elektrolyticky pozinkován. Tato povrchová úprava poskytuje rovnoměrnou a přesnou vrstvu zinku na povrchu s ohledem na tolerování rozměrů. Vrstva zinku na povrchu způsobí, že díky elektropotenciálu bude zachována odolnost proti korozi i při narušení zinkové vrstvy na povrchu.

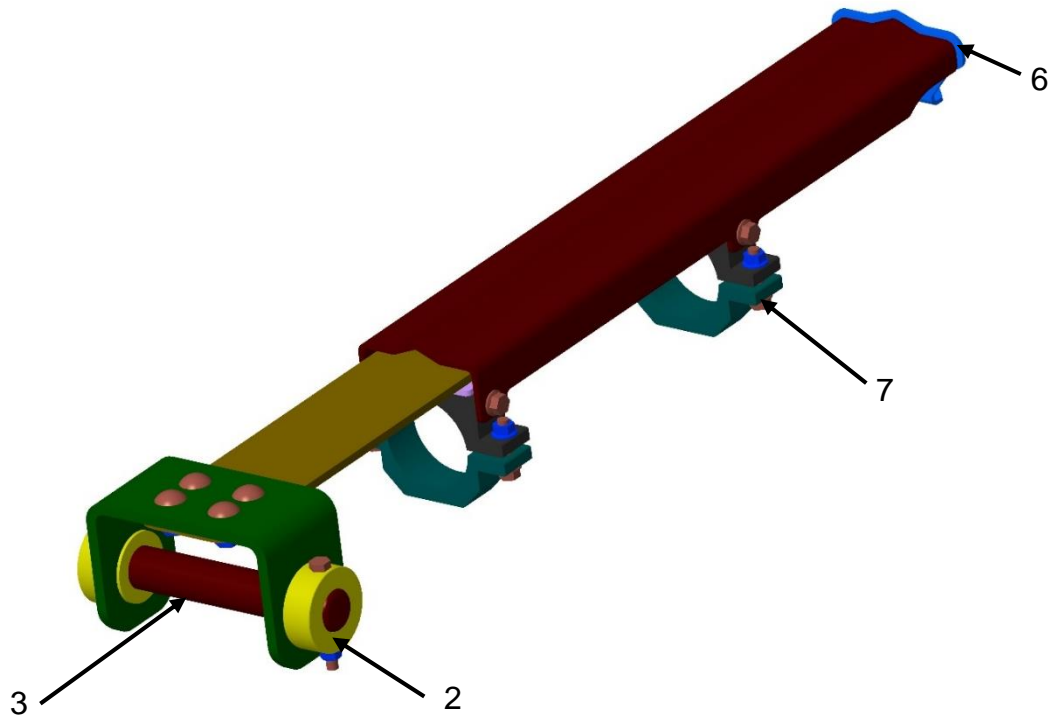
Kryt pro hydraulický válec 2 je identický s krytem 3, až na větší rozměry, odpovídající většímu hydraulickému válci 2.

Kryt pro hydraulický válec 1 (obr. 15 a obr. 16) je z větší části identický s výjimkou osově nesymetrického třmenu z důvodu uchycení třmenu krytu na odlitek. Ten slouží pro spojení pracovního ramene s rámem stroje.

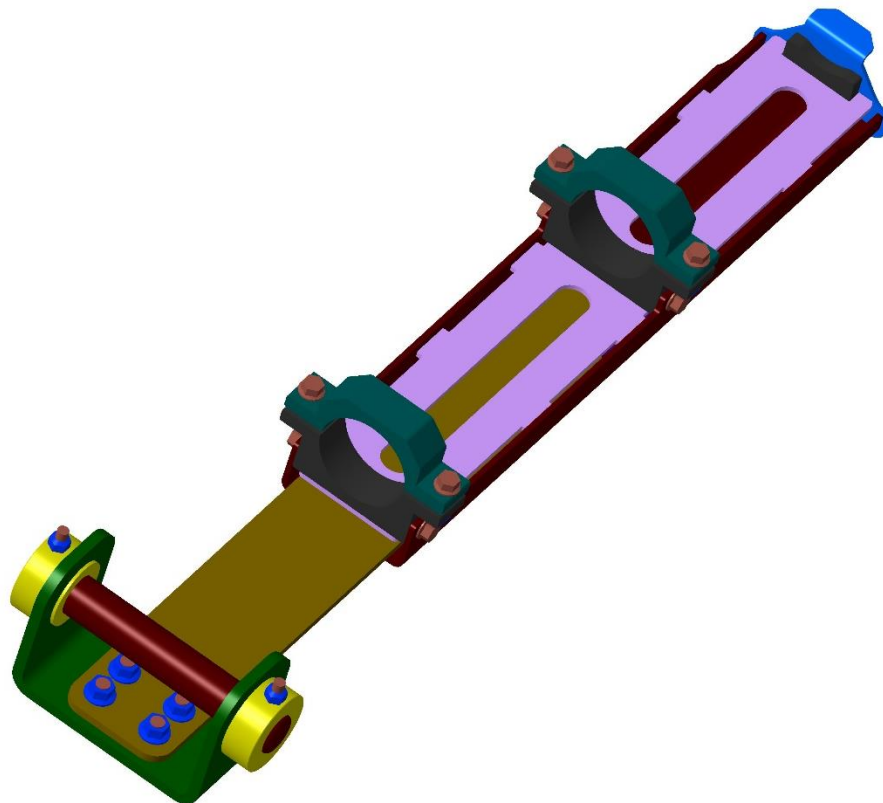
Další změnou je otvor ve vrchní části třmenu a krytu pístnice, který slouží pro kontrolu a výměnu maznice v hlavě hydraulického pístu. U krytů 3 a 2 není otvor nutný, neboť maznice je umístěna ve spodní části hydraulického pístu.



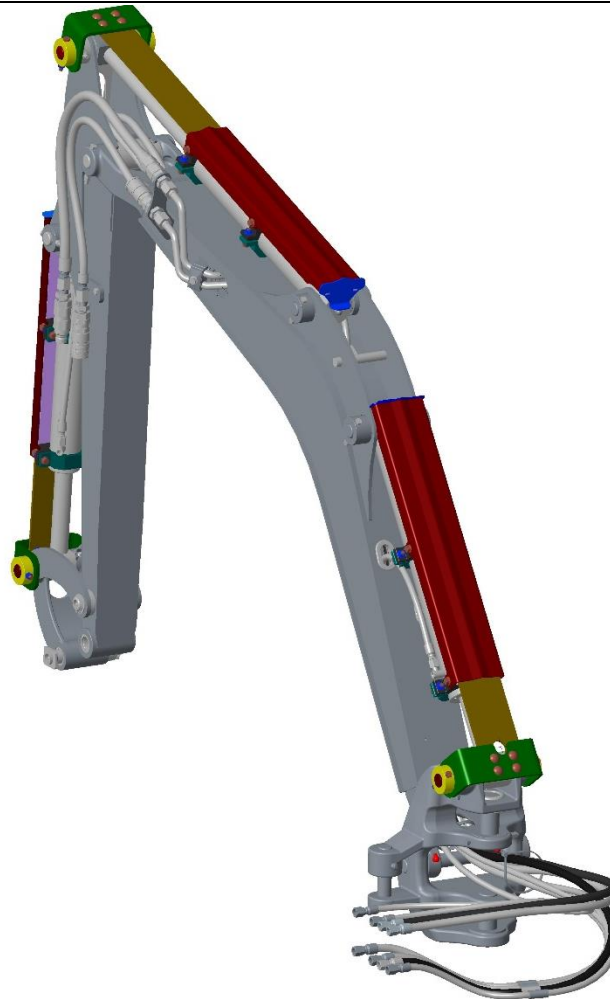
Obr. 12: Prototyp



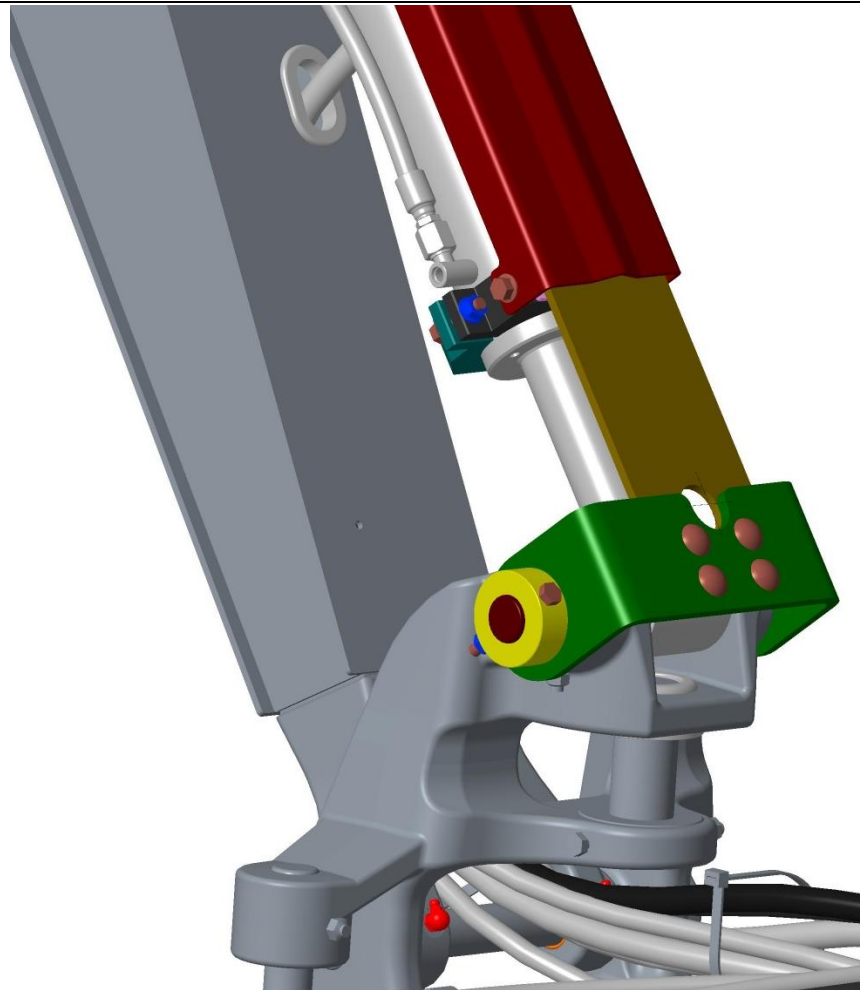
Obr. 13: Prototyp – detail 1



Obr. 14: Prototyp – detail 2



Obr. 15: Kryt pro hydraulický válec 1



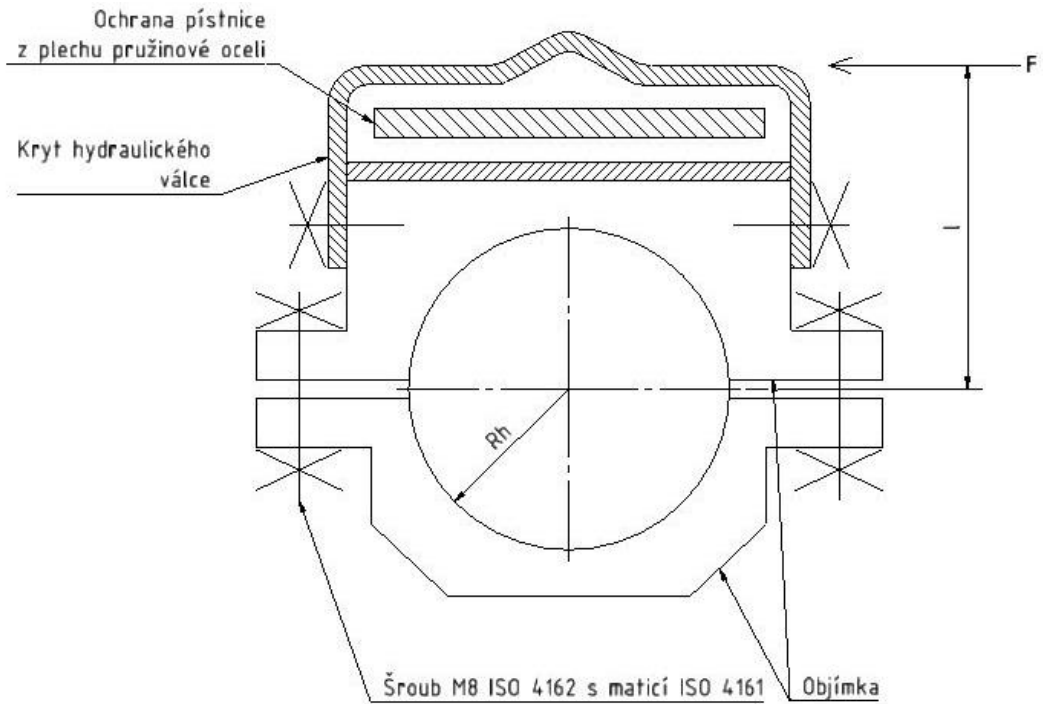
Obr. 16: Detail uchycení třmene krytu 1 na odlitek podvozku

3.4 Výpočet únosnosti svěrných spojů

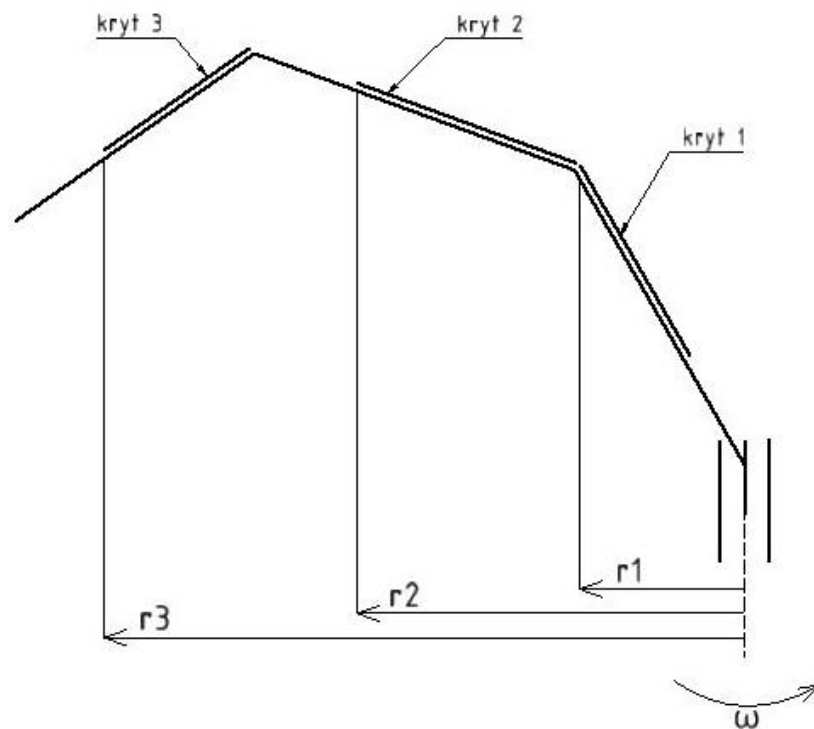
Svěrné spoje těchto krytů nepřenášejí točivý moment, ale nastává zde možnost vnesení momentu při otáčení kabiny a podkopy bočním nárazem podkopy do překážky (obr. 17). Tato síla se vypočítá z druhého Newtonova zákona ze vztahu:

$$F = m \cdot a.$$

Kde $m=268,85$ kg představuje hmotnost podkopy a zrychlení $a=\frac{v_0}{\Delta t}$ je bráno jako okamžitá změna obvodové rychlosti v_0 , a to z okamžité rychlosti do zastavení, v krátkém čase, a to $\Delta t=0,35$ s.



Obr. 17: Schéma výpočtu vnesení točivého momentu do soustavy



Obr. 18: Schéma výpočtu obvodové rychlosti



3.4.1 Svěrný spoj krytu 3

Obvodová rychlost se získá jako součin úhlové rychlosti a nejdelší možné vzdálenosti krytu od osy otáčení (obr. 18). Úhlová rychlost je dle specifikace stroje $\omega=0,88 \text{ rad/s}$. Nejdelší možná vzdálenost krytu od osy otáčení je $r=2,89\text{m}$.

$$v_o = \omega \cdot r = 0,88 \cdot 2,89 = 2,543 \text{ m/s}$$

Zrychlení získáme ze vztahu:

$$a = \frac{dv}{dt}$$

Kde dv je změna rychlosti (rozdíl maximální možné obvodové rychlosti a nulové rychlosti – zastavení) a dt je inkrement času (čas do zastavení ramene):

$$dv = v_o - 0 = v_o$$

$$dt = 0,35 \text{ s}$$

Zrychlení je pak:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{2,543}{0,35} = 7,266 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Velikost síly je pak dle vztahu výše:

$$F = 268,85 \cdot 7,266 = 1\,953,464 \text{ N.}$$

Silovou dvojici získáme pro nejhorší možný případ (obr. 17), kdy síla působí kolmo na vrchní část krytu ve vzdálenosti $l = 0,067 \text{ m}$:

$$M_k = F \cdot l = 1953,464 \cdot 0,067 = 130,882 \text{ Nm}$$

3.4.1.1 Výpočet celkové svěrné síly

Průměr hydraulického válce 3 je $d_H=66,6 \text{ mm}$, celková svěrná síla je pak:

$$Q \geq \frac{\pi \cdot k \cdot M_k}{4 \cdot f \cdot d_H} = \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 130,882}{4 \cdot 0,15 \cdot 66,6} = 15,435 \text{ kN.}$$

3.4.1.2 Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro zvolený počet šroubů

Počet šroubů na jedné straně je $i=2$, montážní předpětí pro zvolený počet šroubů je:

$$Q_{oi} = \frac{Q}{i} = \frac{15,435}{2} = 7,718 \text{ kN}$$

3.4.1.3 Stanovení průměrů šroubů

Šrouby byly stanoveny dle požadavků zadavatele a dle Bobcat standardu jako $d_1 = 8$ mm a z tohoto důvodu byly zvoleny šrouby se šestihrannou hlavou a límcem ISO 4162 – M8x35 – 8.8, zajištěny jsou maticemi s límcem ISO 4161 – M8.

3.4.1.4 Kontrola redukovaného napětí ve šroubech

Níže jsou uvedeny pomocné výpočty pro výpočet redukovaného napětí ve šroubech.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_2}$$

$$\rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{P}{\pi d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} \right) = 3,17^\circ$$

$$\operatorname{tg}(\beta_n) = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma$$

$$\rightarrow \beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 3,17^\circ) = 29,97^\circ$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = f' = \frac{f_z}{\cos \beta_n}$$

$$\rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_z}{\cos \beta_n} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,14}{\cos 29,97^\circ} \right) = 9,18^\circ$$

3.4.1.4.1. Tahové napětí

$$\sigma_{t\check{s}} = \frac{Q_{oi}}{S_3} = \frac{Q_{oi}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{7\,718}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 235,041 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.1.4.2. Smykové napětí

$$\tau_K = \frac{M_{K\check{s}}}{W_{K3}}$$

$$M_{K\check{s}} = Q_{oi} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$$

$$\tau_K = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{15\,435 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,17^\circ + 9,18^\circ)}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 228,819 \text{ Nmm}^{-2}$$



3.4.1.4.3. Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + \alpha^2 \tau_K^2} = \sqrt{\sigma_{dt}^2 + 4\tau_K^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{235,041^2 + 4 \cdot 228,819^2} = 514,468 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.1.4.4. Bezpečnost

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{min}$$

$$k = \frac{630}{514,468} = 1,22$$

$$k_{min} = 1,2$$

Vypočtená bezpečnost je na straně bezpečné, a proto je provedena volba typu šroubu správně.

3.4.1.5 Kontrola tlaku mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky

$$p_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_H \cdot l_s} = \frac{4 \cdot 15\,435}{\pi \cdot 66,6 \cdot 60} = 4,91 \text{ MPa}$$

$$p_D = 40 \text{ MPa}$$

Tlak mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky je menší než tlak dovolený.

3.4.1.6 Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot (R_{2H}^2 - R_{1H}^2)} \leq p_{DM(H)}$$

Tlak pod maticí:

$$p_m = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot (R_{2M}^2 - R_{1M}^2)} \leq p_{DM}$$

Kde:

$$R_{1H} = R_{1M} = \frac{D_0}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

$$R_{2H} = \frac{d_{hš}}{2} = \frac{18}{2} = 9 \text{ mm}$$

$$R_{2M} = \frac{d_m}{2} = \frac{17,9}{2} = 8,95 \text{ mm}$$



$$p_{hš} = \frac{7\,718}{\pi \cdot (9^2 - 4,5^2)} = 40,44 \text{ MPa}$$

$$p_m = \frac{7\,718}{\pi \cdot (8,95^2 - 4,5^2)} = 41,046 \text{ MPa}$$

$$p_{DM} = 300 \text{ MPa}$$

$$p_{hš} \text{ resp. } p_m \leq p_{DM(H)}$$

Tlak pod hlavou šroubu a tlak pod maticí jsou menší než dovolený tlak pod maticí.

3.4.1.7 Výpočet tlaku v závitech (šroub matice)

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{oi}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} \leq p_{Dz}$$

Kde počet činných závitů a nosná hloubka závitu jsou:

$$z_T = \frac{m_m}{P} = \frac{8}{1,25} = 6,4$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{8 - 6,647}{2} = 0,6765 \text{ mm}$$

$$p_{hš} = \frac{Q_{oi}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} = \frac{7\,718}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,6765 \cdot 5,44} = 92,871 \text{ MPa}$$

$$p_{Dz} = 200 \text{ MPa}$$

$$p_{hš} \leq p_{Dz}$$

Tlak pod hlavou šroubu je menší než dovolený tak v závitu.

3.4.1.8 Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub

Třecí moment mezi maticí a objímkou:

$$M_{TM} = \frac{Q_{oi} \cdot f_M \cdot \frac{(d_m + D_0)}{2}}{2} = \frac{7\,718 \cdot 0,147 \cdot \frac{(17,9 + 9)}{2}}{2} = 7\,629,822 \text{ Nmm}$$

Třecí moment mezi hlavou šroubu a objímkou:

$$M_{Kš} = Q_{oi} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = 7\,718 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \tan(3,17^\circ + 9,18^\circ) = 6\,073,331 \text{ Nmm}$$

Utahovací moment na klíči:

$$M_{KK} = M_{TM} + M_{Kš} = 7\,629,822 + 6\,073,331 = 13\,703,153 \text{ Nmm}$$



3.4.2 Svěrný spoj krytu 2

Obvodová rychlost se získá jako součin úhlové rychlosti a nejdelší možné vzdálenosti krytu od osy otáčení (obr. 18). Úhlová rychlost je dle specifikace stroje $\omega=0,88 \text{ rad/s}$. Nejdelší možná vzdálenost krytu od osy otáčení je $r=2,015\text{m}$.

$$v_o = \omega \cdot r = 0,88 \cdot 2,015 = 1,773 \text{ m/s}$$

Zrychlení získáme ze vztahu:

$$a = \frac{dv}{dt}$$

Kde dv je změna rychlosti (rozdíl maximální možné obvodové rychlosti a nulové rychlosti – zastavení) a dt je inkrement času (čas do zastavení ramene):

$$dv = v_o - 0 = v_o$$

$$dt = 0,35 \text{ s}$$

Zrychlení je pak:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{1,773}{0,35} = 5,066 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Velikost síly je pak dle vztahu výše:

$$F = 268,85 \cdot 5,066 = 1\,361,994 \text{ N.}$$

Silovou dvojici získáme pro nejhorší možný případ (obr. 17), kdy síla působí kolmo na vrchní část krytu ve vzdálenosti $l = 0,07 \text{ m}$:

$$M_k = F \cdot l = 1\,361,994 \cdot 0,07 = 95,34 \text{ Nm}$$

3.4.2.1 Výpočet celkové svěrné síly

Průměr hydraulického válce 2 je $d_H=73,025 \text{ mm}$, celková svěrná síla je pak:

$$Q \geq \frac{\pi \cdot k \cdot M_k}{4 \cdot f \cdot d_H} = \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 95,34}{4 \cdot 0,15 \cdot 73,025} = 10,254 \text{ kN}$$

3.4.2.2 Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro zvolený počet šroubů

Počet šroubů na jedné straně je $i=2$, montážní předpětí pro zvolený počet šroubů je:

$$Q_{oi} = \frac{Q}{i} = \frac{10,254}{2} = 5,127 \text{ kN}$$

3.4.2.3 Stanovení průměrů šroubů

Šrouby byly stanoveny dle požadavků zadavatele a dle Bobcat standardu jako $d_1 = 8 \text{ mm}$ a z tohoto důvodu byly zvoleny šrouby se šestihrannou hlavou a límcem ISO 4162 – M8x35 – 8.8, zajištěny jsou maticemi s límcem ISO 4161 – M8.

3.4.2.4 Kontrola redukovaného napětí ve šroubech

Níže jsou uvedeny pomocné výpočty pro výpočet redukovaného napětí ve šroubech.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_2}$$

$$\rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{P}{\pi d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} \right) = 3,17^\circ$$

$$\operatorname{tg}(\beta_n) = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma$$

$$\rightarrow \beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 3,17^\circ) = 29,97^\circ$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = f' = \frac{f_z}{\cos \beta_n}$$

$$\rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_z}{\cos \beta_n} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,14}{\cos 29,97^\circ} \right) = 9,18^\circ$$

3.4.2.4.1 Tahové napětí

$$\sigma_{t\bar{s}} = \frac{Q_{oi}}{S_3} = \frac{Q_{oi}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{5\,127}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 156,136 \text{ Nmm}^{-2}$$



3.4.2.4.2. Smykové napětí

$$\tau_K = \frac{M_{Kš}}{W_{K3}}$$

$$M_{Kš} = Q_{oi} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$$

$$\tau_K = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{5\,127 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,17^\circ + 9,18^\circ)}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 76,006 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.2.4.3. Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + \alpha^2 \tau_K^2} = \sqrt{\sigma_{dt}^2 + 4\tau_K^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{156,136^2 + 4 \cdot 76,006^2} = 217,913 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.2.4.4. Bezpečnost

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{min}$$

$$k = \frac{630}{217,913} = 2,891$$

$$k_{min} = 1,2$$

Vypočtená bezpečnost je na straně bezpečné, a proto je provedena volba typu šroubu správně.

3.4.2.5 Kontrola tlaku mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky

$$p_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_H \cdot l_s} = \frac{4 \cdot 10\,254}{\pi \cdot 73,025 \cdot 60} = 2,98 \text{ MPa}$$

$$p_D = 40 \text{ MPa}$$

Tlak mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky je menší než tlak dovolený.



3.4.2.6 Kontrola tlaku v došedací ploše matice a hlavy šroubu

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot (R_{2H}^2 - R_{1H}^2)} \leq p_{DM(H)}$$

Tlak pod maticí:

$$p_m = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot (R_{2M}^2 - R_{1M}^2)} \leq p_{DM}$$

Kde:

$$R_{1H} = R_{1M} = \frac{D_0}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

$$R_{2H} = \frac{d_{hš}}{2} = \frac{18}{2} = 9 \text{ mm}$$

$$R_{2M} = \frac{d_m}{2} = \frac{17,9}{2} = 8,95 \text{ mm}$$

$$p_{hš} = \frac{5\,127}{\pi \cdot (9^2 - 4,5^2)} = 26,864 \text{ MPa}$$

$$p_m = \frac{5\,127}{\pi \cdot (8,95^2 - 4,5^2)} = 27,267 \text{ MPa}$$

$$p_{DM} = 300 \text{ MPa}$$

$$p_{hš} \text{ resp. } p_m \leq p_{DM(H)}$$

Tlak pod hlavou šroubu a tlak pod maticí jsou menší než dovolený tlak pod maticí.

3.4.2.7 Výpočet tlaku v závitech (šroub matice)

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} \leq p_{Dz}$$

Kde počet činných závitů a nosná hloubka závitu jsou:

$$z_T = \frac{m_m}{P} = \frac{8}{1,25} = 6,4$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{8 - 6,647}{2} = 0,6765 \text{ mm}$$

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} = \frac{5\,127}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,6765 \cdot 5,44} = 61,963 \text{ MPa}$$

$$p_{Dz} = 200 \text{ MPa}$$

$$p_{hš} \leq p_{Dz}$$

Tlak pod hlavou šroubu je menší než dovolený tak v závitu.

3.4.2.8 Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub

Třecí moment mezi maticí a objímkou:

$$M_{TM} = \frac{Q_{oi} \cdot f_M \cdot \frac{(d_m + D_0)}{2}}{2} = \frac{5\,127 \cdot 0,147 \cdot \frac{(17,9 + 9)}{2}}{2} = 5\,068,424 \text{ Nmm}$$

Třecí moment mezi hlavou šroubu a objímkou:

$$M_{Kš} = Q_{oi} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 5\,127 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \tan(3,17^\circ + 9,18^\circ) = 4\,034,461 \text{ Nmm}$$

Utahovací moment na klíči:

$$M_{KK} = M_{TM} + M_{Kš} = 5\,068,424 + 4\,034,461 = 9\,102,885 \text{ Nmm}$$

3.4.3 Svěrný spoj krytu 1

Obvodová rychlost se získá jako součin úhlové rychlosti a nejdelší možné vzdálenosti krytu od osy otáčení (obr. 18). Úhlová rychlost je dle specifikace stroje $\omega = 0,88 \text{ rad/s}$. Nejdelší možná vzdálenost krytu od osy otáčení je $r = 1,118 \text{ m}$.

$$v_o = \omega \cdot r = 0,88 \cdot 1,118 = 0,984 \text{ m/s}$$

Zrychlení získáme ze vztahu:

$$a = \frac{dv}{dt}$$

Kde dv je změna rychlosti (rozdíl maximální možné obvodové rychlosti a nulové rychlosti – zastavení) a dt je inkrement času (čas do zastavení ramene):

$$dv = v_o - 0 = v_o$$

$$dt = 0,35 \text{ s}$$

Zrychlení je pak:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{0,984}{0,35} = 2,811 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Velikost síly je pak dle vztahu výše:

$$F = 268,85 \cdot 2,811 = 755,737 \text{ N}$$

Silovou dvojici získáme pro nejhorší možný případ (obr. 17), kdy síla působí kolmo na vrchní část krytu ve vzdálenosti $l = 0,075 \text{ m}$:



$$M_k = F \cdot l = 755,737 \cdot 0,075 = 56,68 \text{ Nm}$$

3.4.3.1 Výpočet celkové svěrné síly

Průměr hydraulického válce 1 je $d_H=82,55$ mm, celková svěrná síla je pak:

$$Q \geq \frac{\pi \cdot k \cdot M_k}{4 \cdot f \cdot d_H} = \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 56,68}{4 \cdot 0,15 \cdot 82,55} = 5,393 \text{ kN}$$

3.4.3.2 Návrh počtu šroubů a stanovení montážního předpětí pro zvolený počet šroubů

Počet šroubů na jedné straně je $i=2$, montážní předpětí pro zvolený počet šroubů je:

$$Q_{oi} = \frac{Q}{i} = \frac{5,393}{2} = 2,697 \text{ kN}$$

3.4.3.3 Stanovení průměrů šroubů

Šrouby byly stanoveny dle požadavků zadavatele a dle Bobcat standardu jako $d_1 = 8$ mm a z tohoto důvodu byly zvoleny šrouby se šestihrannou hlavou a límcem ISO 4162 – M8x35 – 8.8, zajištěny jsou maticemi s límcem ISO 4161 – M8.

3.4.3.4 Kontrola redukováného napětí ve šroubech

Níže jsou uvedeny pomocné výpočty pro výpočet redukováného napětí ve šroubech.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_2}$$

$$\rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{P}{\pi d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} \right) = 3,17^\circ$$

$$\operatorname{tg}(\beta_n) = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma$$

$$\rightarrow \beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 3,17^\circ) = 29,97^\circ$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = f' = \frac{f_z}{\cos \beta_n}$$

$$\rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_z}{\cos \beta_n} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,14}{\cos 29,97^\circ} \right) = 9,18^\circ$$



3.4.3.4.1. Tahové napětí

$$\sigma_{tš} = \frac{Q_{oi}}{S_3} = \frac{Q_{oi}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2\,697}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 82,133 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.3.4.2. Smykové napětí

$$\tau_K = \frac{M_{Kš}}{W_{K3}}$$

$$M_{Kš} = Q_{oi} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$$

$$\tau_K = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{5\,393 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,17^\circ + 9,18^\circ)}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 79,949 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.3.4.3. Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + \alpha^2 \tau_K^2} = \sqrt{\sigma_{dt}^2 + 4\tau_K^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{82,133^2 + 4 \cdot 79,949^2} = 179,759 \text{ Nmm}^{-2}$$

3.4.3.4.4. Bezpečnost

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{min}$$

$$k = \frac{630}{179,759} = 3,505$$

$$k_{min} = 1,2$$

Vypočtená bezpečnost je na straně bezpečné, a proto je provedena volba typu šroubu správně.

3.4.3.5. Kontrola tlaku mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky

$$p_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_H \cdot l_s} = \frac{4 \cdot 5\,393}{\pi \cdot 82,55 \cdot 60} = 1,386 \text{ MPa}$$

$$p_D = 40 \text{ MPa}$$

Tlak mezi hydraulickým válcem a objímkou spojky je menší než tlak dovolený.



3.4.3.6 Kontrola tlaku v došedací ploše matice a hlavy šroubu

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot (R_{2H}^2 - R_{1H}^2)} \leq p_{DM(H)}$$

Tlak pod maticí:

$$p_m = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot (R_{2M}^2 - R_{1M}^2)} \leq p_{DM}$$

Kde:

$$R_{1H} = R_{1M} = \frac{D_0}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

$$R_{2H} = \frac{d_{hš}}{2} = \frac{18}{2} = 9 \text{ mm}$$

$$R_{2M} = \frac{d_m}{2} = \frac{17,9}{2} = 8,95 \text{ mm}$$

$$p_{hš} = \frac{2\,697}{\pi \cdot (9^2 - 4,5^2)} = 14,131 \text{ MPa}$$

$$p_m = \frac{2\,697}{\pi \cdot (8,95^2 - 4,5^2)} = 14,343 \text{ MPa}$$

$$p_{DM} = 300 \text{ MPa}$$

$$p_{hš} \text{ resp. } p_m \leq p_{DM(H)}$$

Tlak pod hlavou šroubu a tlak pod maticí jsou menší než dovolený tlak pod maticí.

3.4.3.7 Výpočet tlaku v závitech (šroub matice)

Tlak pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} \leq p_{Dz}$$

Kde počet činných závitů a nosná hloubka závitu jsou:

$$z_T = \frac{m_m}{P} = \frac{8}{1,25} = 6,4$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{8 - 6,647}{2} = 0,6765 \text{ mm}$$

$$p_{hš} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_T} = \frac{2\,697}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,6765 \cdot 5,44} = 32,453 \text{ MPa}$$

$$p_{Dz} = 200 \text{ MPa}$$

$$p_{hš} \leq p_{Dz}$$

Tlak pod hlavou šroubu je menší než dovolený tak v závitě.

3.4.3.8 Stanovení potřebného utahovacího momentu na klíči pro jeden šroub

Třecí moment mezi maticí a objímkou:

$$M_{TM} = \frac{Q_{oi} \cdot f_M \cdot \frac{(d_m + D_0)}{2}}{2} = \frac{2\,697 \cdot 0,147 \cdot \frac{(17,9 + 9)}{2}}{2} = 2\,666,187 \text{ Nmm}$$

Třecí moment mezi hlavou šroubu a objímkou:

$$M_{Kš} = Q_{oi} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 2\,697 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \tan(3,17^\circ + 9,18^\circ) = 2\,122,282 \text{ Nmm}$$

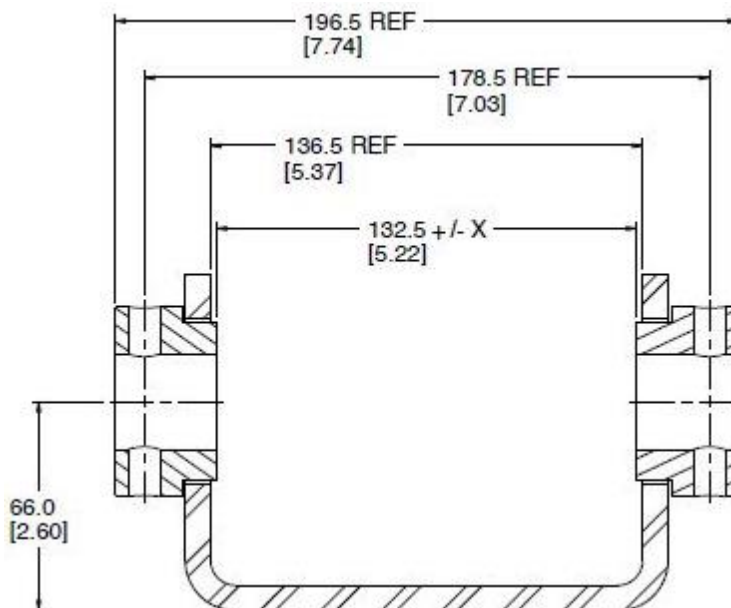
Utahovací moment na klíči:

$$M_{KK} = M_{TM} + M_{Kš} = 2\,666,187 + 2\,122,282 = 4\,788,469 \text{ Nmm}$$

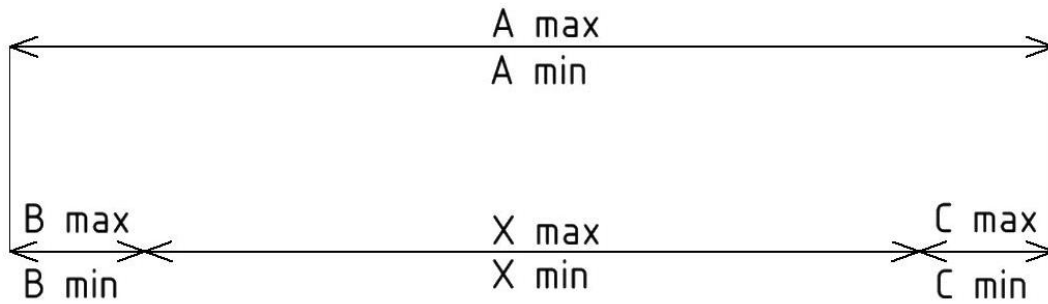
3.5 Výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene

Pro montáž třmene na násadu podkopu je důležité stanovit hodnotu tolerance X pro svařenec třmene s ohledem na tolerance jednotlivých dílů svařence a tolerance otvorů čepu pro zajištění šrouby (Obr. 19).

Tolerance jednotlivých dílů vychází z popisového pole výkresu dle Bobcat standardu.



Obr. 19: Výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene - rozměry



Obr. 20: Výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene – toleranční řetězec

Hledané rozměrové úchytky (obr. 20) získáme ze vztahů níže:

$$A_{max} = (178,5 + 1) = 179,5 \text{ mm}$$

$$A_{min} = (178,5 - 1) = 177,5 \text{ mm}$$

$$B_{max} = (23,0 + 0,25) = 23,25 \text{ mm}$$

$$B_{min} = (23,0 - 0,25) = 22,75 \text{ mm}$$

$$C_{max} = (23,0 + 0,25) = 23,25 \text{ mm}$$

$$C_{min} = (23,0 - 0,25) = 22,75 \text{ mm}$$

$$X_{max} = A_{max} - B_{min} - C_{min}$$

$$X_{max} = 179,5 - 22,75 - 22,75 = 134 \text{ mm}$$

$$X_{min} = A_{min} - B_{max} - C_{max}$$

$$X_{min} = 177,5 - 23,25 - 23,25 = 131 \text{ mm}$$

$$X_{max} = 134 - 132,5 = 1,5 \text{ mm}$$

$$X_{min} = 133 - 132,5 = 0,5 \text{ mm}$$

Výsledná úchytky hledaného rozměru $132,5^{+1,5}_{+0,5}$.

3.6 Akcelerovaný laboratorní test životnosti

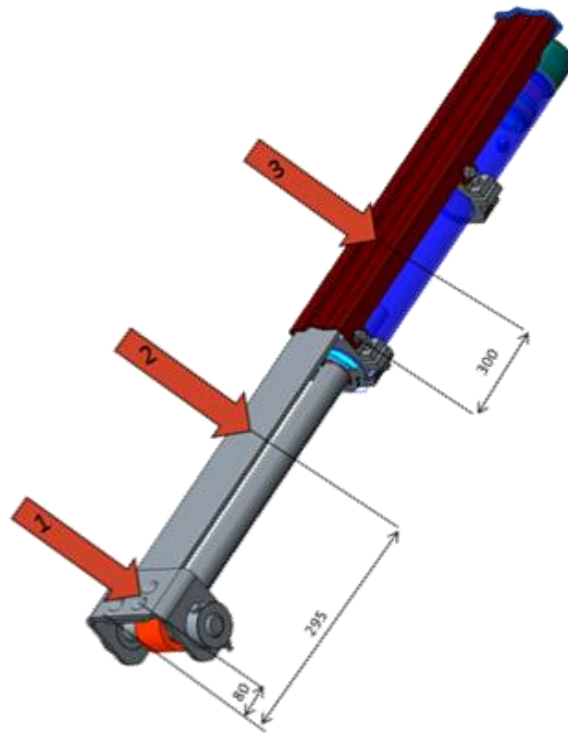
Účelem tohoto testu (obr. 21) je ověřit životnost krytu v simulovaných pracovních podmínkách, s očekávanou životností kolem 5000 pracovních hodin při zatížení stanoveném na pád cihly nebo zdiva o hmotnosti 5, 10 a 20 kg z výšky 1,5 m. Test byl rozdělen do bloků, kde každý blok sestával 3 údery kladiva a 48 cykly hydraulického válce (1 cyklus se skládá z plně vysunutého a plně zasunutého hydraulického válce).

V laboratorním testu byla použita trojice kladiv, pro 3 vybraná místa (obr. 22), stanovených jako kritická a pro každý blok byl přiřazen úder kladiva do jednoho místa.

Pro laboratorní testování byl vybrán pouze kryt 3, z důvodu předpokládaného největšího vystavení pracovní zátěži.



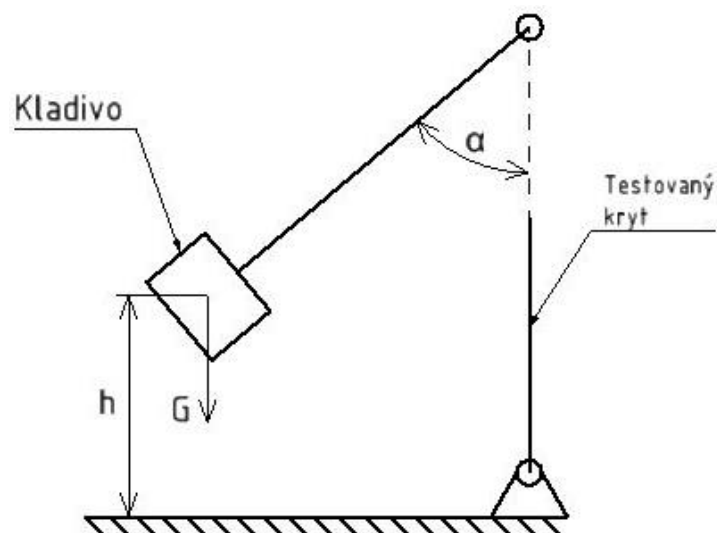
Obr. 21: Akcelerovaný laboratorní test životnosti



Obr. 22: Akcelerovaný laboratorní test životnosti – kritická místa

Výška, ze které je kladivo spouštěno, byla stanovena z potenciální energie pro danou hmotnost kladiva a pro očekávanou energii při dopadu cihly popřípadě kusů zdiva.

3.6.1 Výpočet zatížení pro akcelerovaný laboratorní test

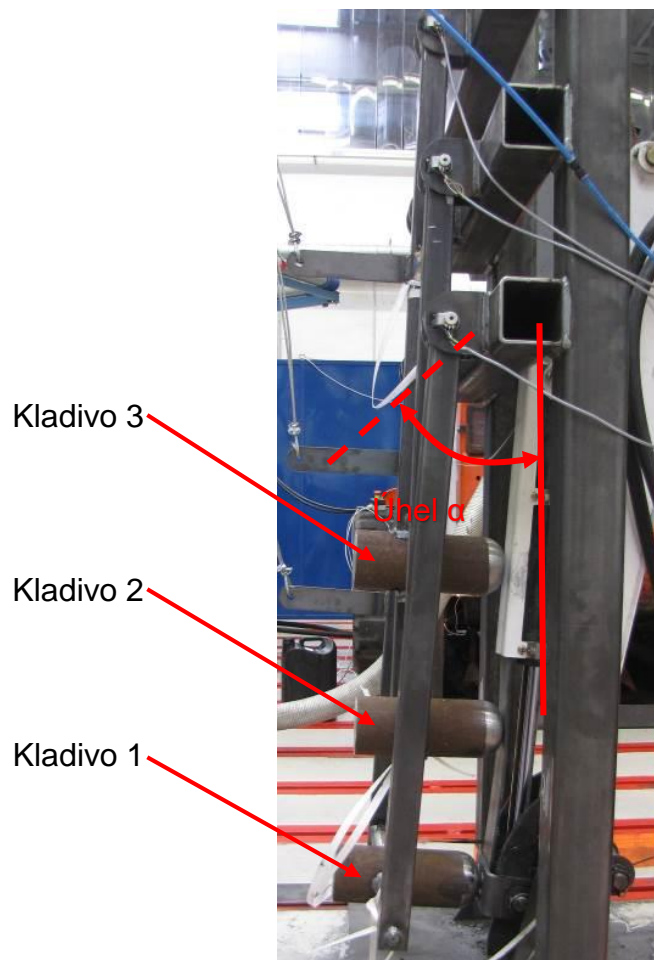


Obr. 23: Schéma akcelerovaného laboratorního testu

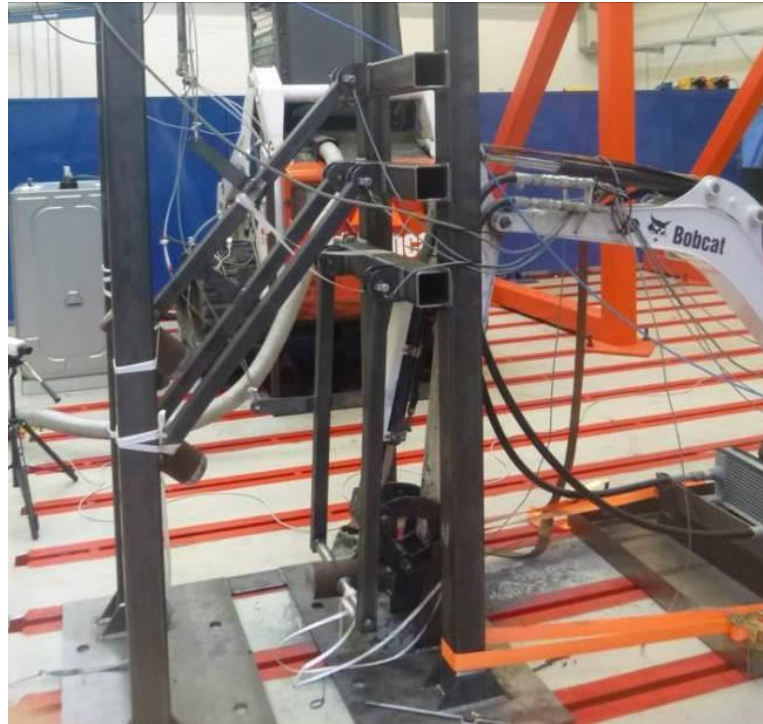
Výpočet zatížení byl stanoven ze vztahu pro potenciální energii za předpokladu, že jedno kladivo má hmotnost kolem 30 kg. Tato hmotnost neodpovídá předpokládanému pracovnímu zatížení, a tudíž je nutné ze vztahu pro potenciální energii vypočítat výšku a úhel (obr. 23, obr. 24 a obr. 25) z jaké budou kladiva spouštěna. Tato potenciální energie je pak dána dle vztahu:

$$E_{pk} = m_k \cdot g \cdot h \cdot \cos(\alpha).$$

Kde m_k je hmotnost kladiva, g je gravitační zrychlení, h je výška ze které bude kladivo spouštěno a α je úhel odklonu kladiva od svislé osy rámu.



Obr. 24: Akcelerovaný laboratorní test životnosti – umístění kladiv



Obr. 25: Akcelerovaný laboratorní test životnosti – detail

Potenciální energie kladiva se pak musí rovnat energii předpokládaného zatížení popsaného na začátku této kapitoly. Jednotlivé potenciální energie předpokládaného zatížení se pak vypočítají dle vztahu:

$$E_{pz} = m_z \cdot g \cdot h.$$

Parametry jednotlivých testů jsou uvedeny v tabulce níže:

Předpokládané zatížení 5kg					
Kladivo #	m_k [kg]	α [°]	h [m]	E_{pk} [J]	E_{pz}[J]
1	32,54	37	0,289	73,677	73,575
2	31,09	38	0,306	73,543	
3	28,73	39	0,336	73,595	
Předpokládané zatížení 10kg					
Kladivo #	m_k [kg]	α [°]	h [m]	E_{pk} [J]	E_{pz}[J]
1	32,54	37	0,577	147,1	147,15
2	31,09	38	0,612	147,08	
3	28,73	39	0,672	147,19	
Předpokládané zatížení 20kg					
Kladivo #	m_k [kg]	α [°]	h [m]	E_{pk} [J]	E_{pz}[J]
1	32,54	37	1,154	294,2	294,3
2	31,09	38	1,224	294,17	
3	28,73	39	1,344	294,38	

Tab. 2: Výpočet zatížení pro laboratorní test

3.6.2 Vyhodnocení laboratorního testu

Laboratorní test životnosti byl zastaven po 5 549 blocích, které zhruba odpovídají 5 000 pracovních hodin. Kryt hydraulického válce pracuje uspokojivě, ale bylo indikováno poškození na několika částech krytu. Zejména na spodním plátu krytu válce (obr. 26), kde došlo k opotřebení plechu z původní tloušťky

$t=4\text{mm}$ na $t=1,04\text{mm}$, prohnutým plechem z pružinové oceli (obr. 27 a obr. 28), sloužící jako ochrana pístnice.



Obr. 26: Vyhodnocení laboratorního testu – spodní plát krytu válce

K pronutí krytu pístnice došlo opakovanými údery kladiva 2 do stejného místa. Toto poškození není v provozu pravděpodobné.



Obr. 27: Vyhodnocení laboratorního testu – plech ochrany pístnice 1



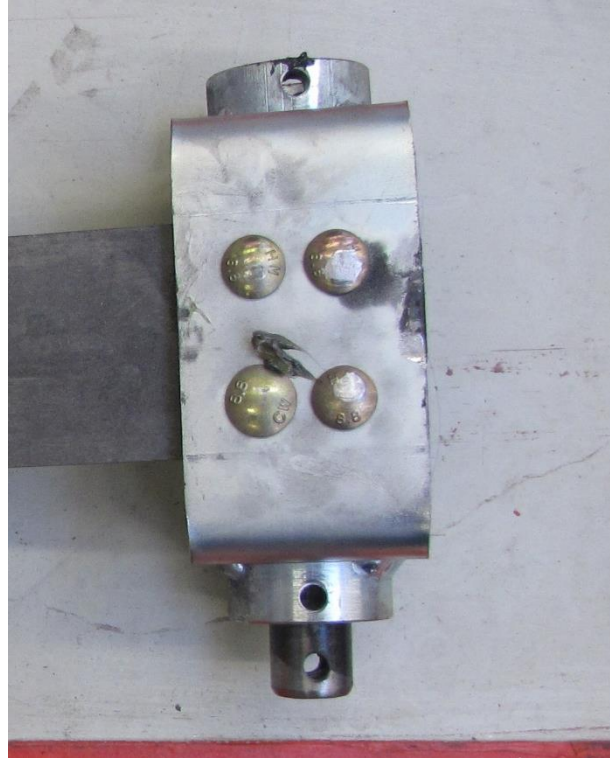
Obr. 28: Vyhodnocení laboratorního testu – plech ochrany pístnice 2

Vrchní kryt hydraulického válce (obr. 29) prošel testem velmi dobře, kde bylo indikováno pouze mělké poškození v ohybu plechu opakovanými údery kladiva 3 do stejného místa.



Obr. 29: Vyhodnocení laboratorního testu – vrchní plát krytu válce

Na třmenu krytu válce (obr. 30) došlo pouze k drobnému poškození, ale nedošlo k závažným deformacím ani k poškození omezující funkčnost krytu.



Obr. 30: Vyhodnocení laboratorního testu – třmen krytu válce

Plastové kluzné elementy (obr. 31 a obr. 32) nezaznamenaly rozsáhlejší poškození, vyjma očekávaného otěru způsobeného třením o spodní plech krytu.



Obr. 31: Vyhodnocení laboratorního testu – kluzné elementy 1



Obr. 32: Vyhodnocení laboratorního testu – kluzné elementy 2

3.7 Zátěžový test v provozu

V tomto testu je testována funkčnost krytů v pracovním zatížení při kopání, a při rozbíjení kusů betonu pomocí hydraulického bouracího kladiva. Test probíhá na poli v simulovaných pracovních podmínkách.

V průběhu testu se vyskytly problémy na krytech 2 a 1, kde vlivem změny zajištění spojovacího čepu hydraulického válce došlo k rotaci dílů vůči sobě zejména u spojovacího čepu hydraulického válce pracovního ramene spojovacího výložníku s násadou (1).



Obr. 33: Zátěžový test v provozu – spojovací čep - umístění

Čep zvýrazněný na obr. 33 byl původně zajištěn dvojicí šroubů v navařených objímkách pracovního ramene, aby nedocházelo k otáčení čepu vůči objímce. K rotaci původně docházelo v kluzné vložce hydraulického válce. Změnou čepu a zajištěním čepu v objímkách třmene krytu hydraulického válce došlo k otáčení čepu v objímkách násady, což vlivem tření vedlo k povrchovému svaření čepu (obr. 34) s objímkou.

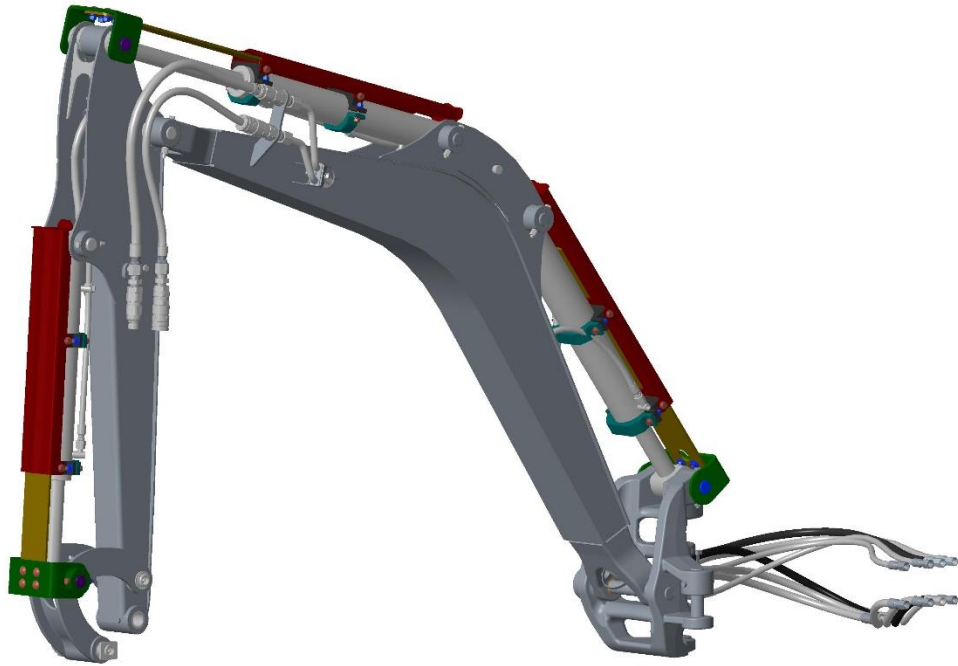


Obr. 34: Zátěžový test v provozu – poškozený spojovací čep - detail

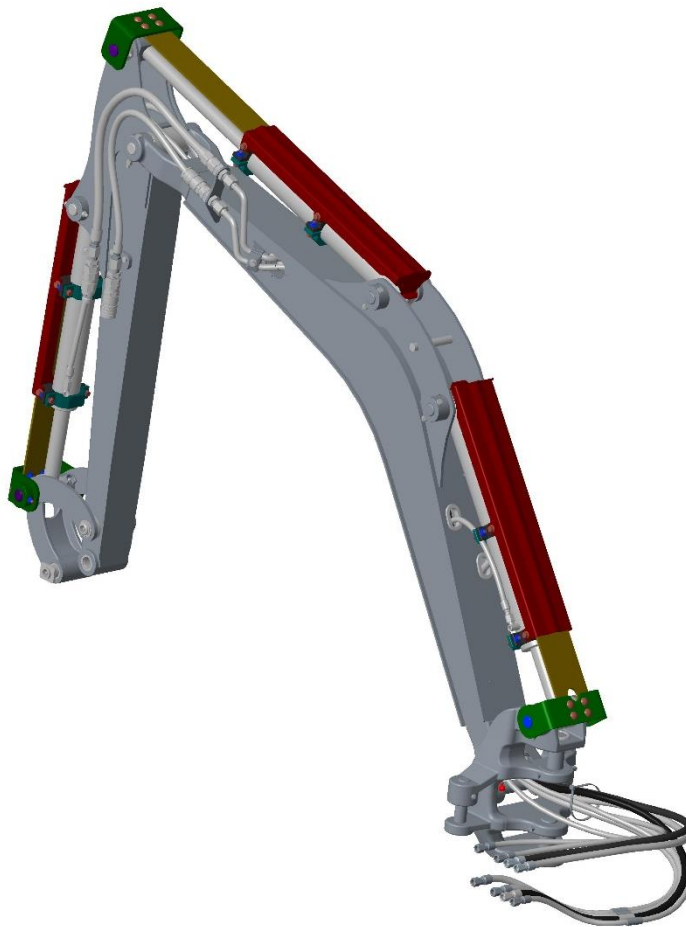
Toto poškození vedlo k nutnosti přepracování uchycení třmene na podkopy pro kryty hydraulického válce 2 a 1.

3.8 Výsledný konstrukční návrh

Ve výsledném řešení (obr. 35 a obr. 36) byly aplikovány poznatky z testu v provozu a byly upraveny kryty 2 a 1.



Obr. 35: Výsledný konstrukční návrh 1



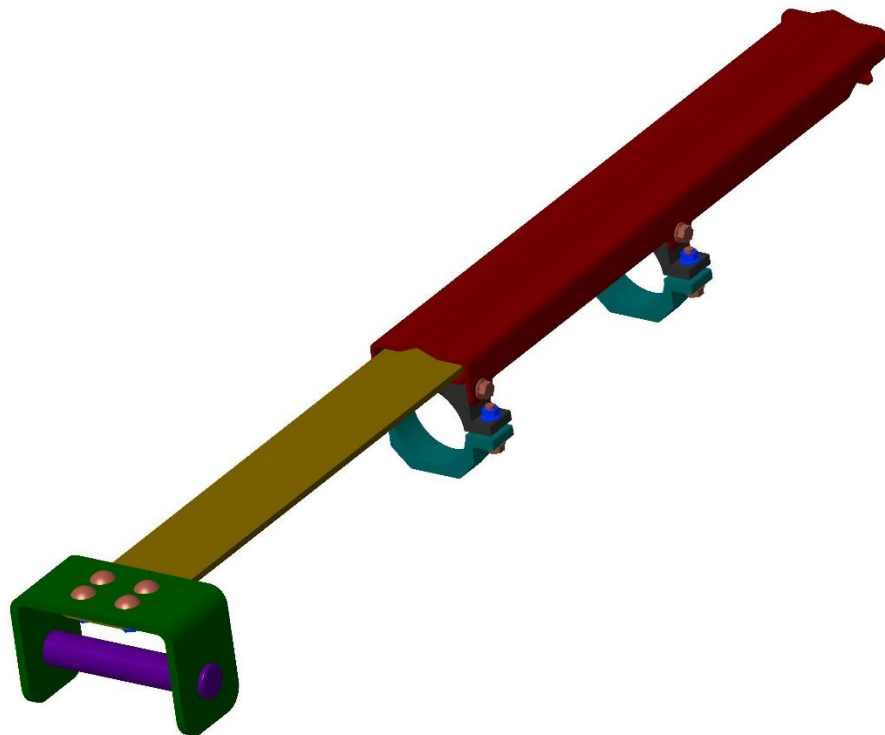
Obr. 36: Výsledný konstrukční návrh 2

3.8.1 Kryt hydraulického válce 3

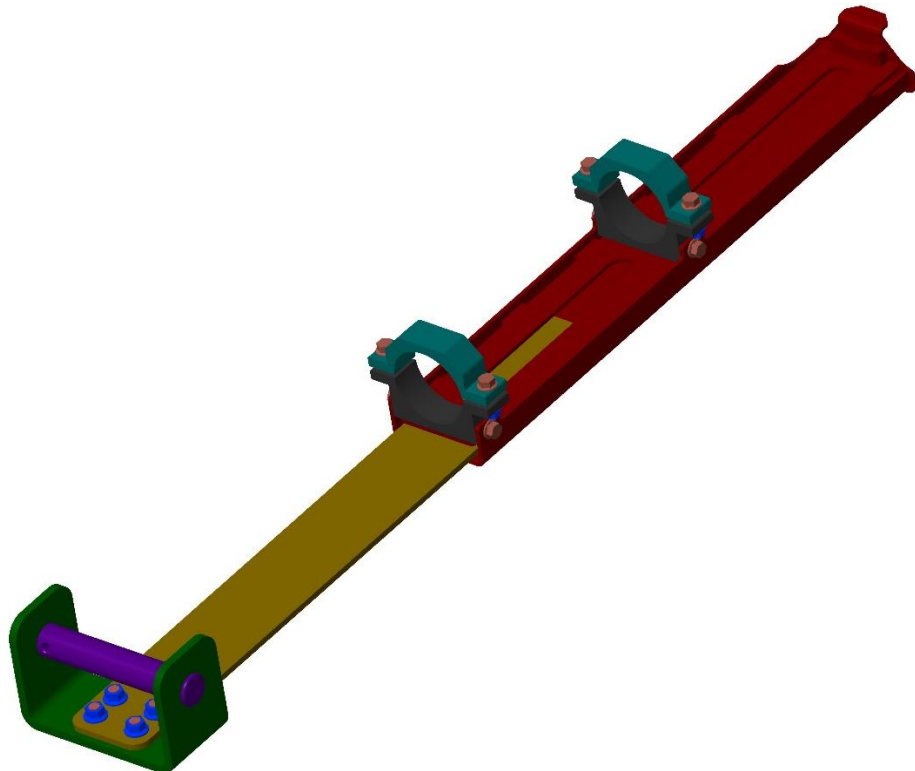
Tento kryt zůstal nezměněn a je ve stejné podobě jako prototyp.

3.8.2 Kryt hydraulického válce 2

Kryt 2 (obr. 37 a obr. 38) prošel změnou v místě uchycení třmene na násadu, kde byly odstraněny navařené objímky. Čep je zajištěn šroubem v původních objímkách navařených v násadě.



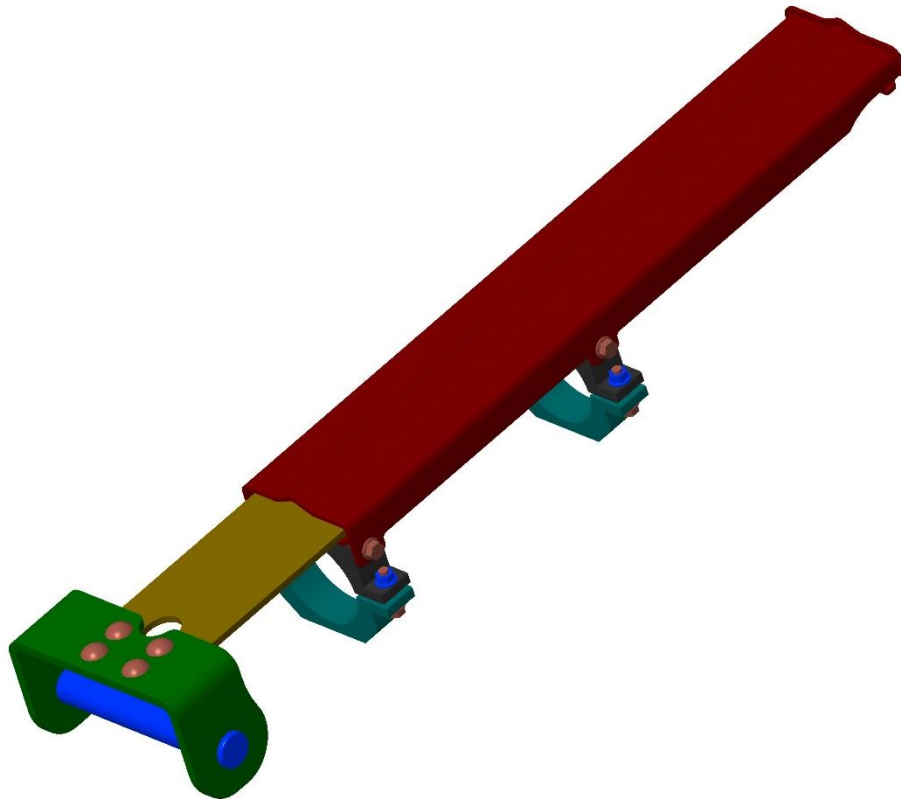
Obr. 37: Výsledný kryt hydraulického válce 2 -1



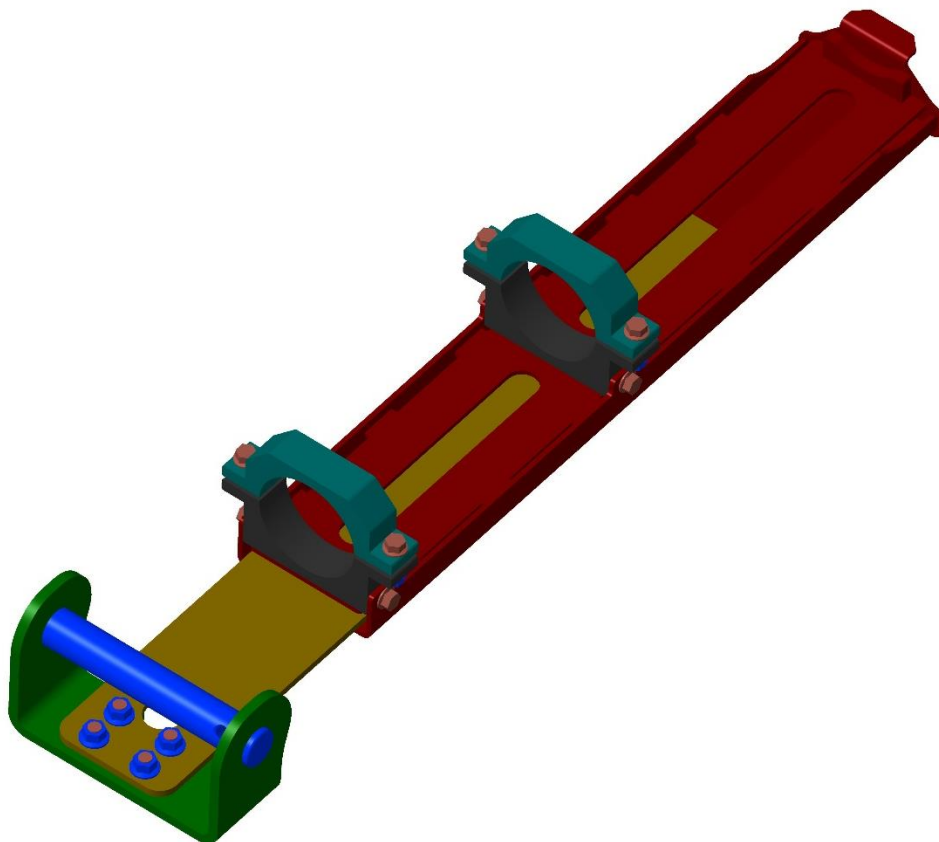
Obr. 38: Výsledný kryt hydraulického válce 2 - 2

3.8.3 Kryt hydraulického válce 1

Kryt 1 (obr. 39 a obr. 40) prošel stejnou změnou jako kryt 2 ve způsobu zajištění čepu. Další změnou je výřez v ohnutém plechu třmene, kde docházelo při maximální natažení podkopy ke kolizi s odlitkem, spojujícím podkop s rámem stroje.



Obr. 39: Výsledný kryt hydraulického válce 1 - 1



Obr. 40: Výsledný kryt hydraulického válce 1 - 2



4 Závěr

V této práci jsem se zabýval návrhem konstrukčního řešení krytů hydraulických válců pro minirýpadlo Bobcat E20.

Cílem práce bylo navrhnout takový kryt, který bude co nejméně zasahovat do stroje s ohledem na technologické možnosti podniku a zároveň bude dostatečně krýt hydraulické válce při práci stroje.

Bylo navrženo pět různých řešení, z nichž bylo vybráno výsledné řešení, pro které byl pro další účely navržen prototyp. Následně byly provedeny potřebné výpočty, a to výpočet únnosnosti svěrných spojů pro jednotlivé kryty pracovního ramene (1, 2, 3) a výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene. V této práci jsou rovněž popsány akcelerovaný laboratorní test životnosti a zátěžový test v provozu.

Výsledné řešení vyhovělo cílům práce, výpočtům i testování. V současné době jsou tyto kryty vyráběny jako možný doplněk k určitým typům strojů.



5 Literatura

- [1] GAL'PERIN, Mark Isajevič, Nikolaj Grigor'jevič DOMBROVSKIJ a L. M. MESTEČKIN. *Construction equipment*. Moscow: Mir, 1982.
- [2] CHROMÍK, Róbert a Štefan KLEIN. *Strojní zařízení pro stavby: stavební mechanizace : pomocné konstrukce : eurokatalog stavebních výrobků*. Brno: Art-Projekt, 2003. Stavební tabulky. ISBN 80-239-0172-9.
- [3] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce*. Praha: Sobotáles, 1994. ISBN 8090168418.
- [4] JANSKÝ, Vladimír. *Výběr stavebních strojů a zařízení pozemního stavitelství*. Praha: Práce, 1978.
- [5] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] *5.ZEMNÍ A STAVEBNÍ STROJE* [online]. [cit. 2016-06-21]. Dostupné z: <http://techstroj.g6.cz/S/S05.pdf>
- [8] *E20* [online]. 2015 [cit. 2016-06-21]. Dostupné z: <http://www.bobcat.cz/kompaktni-rypadla/e20>



Seznam obrázků

Obr. 1: Pracovní rameno	2
Obr. 2: Řešení 1	4
Obr. 3: Řešení 1 - detail.....	5
Obr. 4: Řešení 2	6
Obr. 5: Řešení 2 - detail.....	6
Obr. 6: Řešení 3	7
Obr. 7: Řešení 3 - detail.....	8
Obr. 8: Řešení 4	9
Obr. 9: Řešení 4 - detail.....	10
Obr. 10: Řešení 5	11
Obr. 11: Řešení 5 -detail.....	11
Obr. 12: Prototyp	15
Obr. 13: Prototyp – detail 1	16
Obr. 14: Prototyp – detail 2.....	16
Obr. 15: Kryt pro hydraulický válec 1	17
Obr. 16: Detail uchycení třmene krytu 1 na odlitek podvozku.....	18
Obr. 17: Schéma výpočtu vnesení točivého momentu do soustavy.....	19
Obr. 18: Schéma výpočtu obvodové rychlosti.....	19
Obr. 19: Výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene - rozměry	32
Obr. 20: Výpočet tolerančního řetězce pro montáž třmene – toleranční řetězec	33
Obr. 21: Akcelerovaný laboratorní test životnosti.....	34
Obr. 22: Akcelerovaný laboratorní test životnosti – kritická místa.....	35
Obr. 23: Schéma akcelerovaného laboratorního testu.....	35
Obr. 24: Akcelerovaný laboratorní test životnosti – umístění kladiv.....	36
Obr. 25: Akcelerovaný laboratorní test životnosti – detail.....	37
Obr. 26: Vyhodnocení laboratorního testu – spodní plát krytu válce.....	39
Obr. 27: Vyhodnocení laboratorního testu – plech ochrany pístnice 1.....	39
Obr. 28: Vyhodnocení laboratorního testu – plech ochrany pístnice 2.....	40
Obr. 29: Vyhodnocení laboratorního testu – vrchní plát krytu válce.....	40
Obr. 30: Vyhodnocení laboratorního testu – třmen krytu válce.....	41

Návrh krytů hydraulických válců pro minirýpadlo Bobcat E20 - 51 -



Obr. 31: Vyhodnocení laboratorního testu – kluzné elementy 1	42
Obr. 32: Vyhodnocení laboratorního testu – kluzné elementy 2	42
Obr. 33: Zátěžový test v provozu – spojovací čep - umístění	43
Obr. 34: Zátěžový test v provozu – poškozený spojovací čep - detail	44
Obr. 35: Výsledný konstrukční návrh 1	45
Obr. 36: Výsledný konstrukční návrh 2	45
Obr. 37: Výsledný kryt hydraulického válce 2 -1	46
Obr. 38: Výsledný kryt hydraulického válce 2 - 2	47
Obr. 39: Výsledný kryt hydraulického válce 1 - 1	48
Obr. 40: Výsledný kryt hydraulického válce 1 - 2	48



Seznam tabulek

Tab. 1: Výběr varianty.....	12
Tab. 2: Výpočet zatížení pro laboratorní test.....	38



Seznam příloh

Příloha 1- Výkres 7284977

Příloha 2 - Výkres 7284961

Příloha 3 - Výkres 7284654

Příloha 4 - Kusovník 7284977-1

Příloha 5 - Kusovník 7284961-1

Příloha 6 - Kusovník 7284651-1