



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Konstrukční návrh shrnovače klestu pro rypadla ve váhové kategorii 5-8 t

Construction design of a rake to branches for excavators in weight category 5 – 8 t

Diplomová práce

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Studijní obor: Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Havlíček

Bílek Ondřej

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Martinu Havlíčkovi za vedení mé diplomové práce, za vstřícnost, trpělivost a za drahocenné rady při tvorbě práce. Taktéž děkuji panu Ing. Michalu Šperňákovi. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého studia.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Konstrukční návrh shrnovače klestu pro rypadla ve váhové kategorii 5-8 t“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Havlíčka, s použitím zdrojů uvedených na konci práce v seznamu zdrojů.

Ve Zruči nad Sázavou dne:

.....
Bílek Ondřej

Anotační list

Jméno autora:	Ondřej Bílek
Název práce:	Konstrukční návrh shrnovače klestu pro rypadla ve váhové kategorii 5-8 t
Název práce v angličtině:	Construction design of a rake to branches for excavators in weight category 5 – 8t
Rok zpracování:	2023
Studijní program:	Dopravní a transportní technika
Ústav:	Ú 12113 Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Martin Havlíček
Rozsah:	-počet stran 84
	-počet obrázků 103
	-počet tabulek 11
	-počet příloh 1

Klíčová slova: shrnovač klestu, rypadlo, pružina

Key words: rake to branches, excavator, spring

Anotace: Tato práce nejprve formou rešerše popisuje účel a různá konstrukční provedení shrnovačů klestu. Po rešeršní části následuje návrh vlastní konstrukce shrnovače. Návrh je podložen kontrolními výpočty stěžejních konstrukčních uzlů stroje. Součástí práce je 3D model celého stroje.

Abstract: The beginning of this thesis consists of the description purpose and basic constructions of rake to branches in the form of a search. The search part is followed by the design of the own construction of rake to branches. The design is supported by control calculations of selected important part of the machine. The thesis include 3D model of the mashine.

Cíl práce: Tato práce si klade za cíl zkonstruování shrnovače klestu, jakožto nářadí pro rypadla váhové kategorie 5-8t.

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Význam a účel stroje.....	2
3	V současnosti používaná zařízení pro shrnování klestu	2
3.1	Zařízení pro agregaci s traktory LKT	2
3.2	Zařízení pro agregaci s čelními nakladači a traktory	4
3.3	Zařízení pro agregaci s rypadly	8
4	Rešerše vybraných parametrů rypadel	10
5	Návrh vlastní konstrukce shrnovače	12
5.1	Stanovení zatížení shrnovače	13
5.2	Vlastnosti některých materiálů vybraných pro konstrukci stroje	15
5.3	Představení prvotního návrhu shrnovače	16
5.4	Rozprava nad volbou systému pružení	18
5.5	Pevnostní analýza svěrné objímky prstové jednotky a její konstrukční úpravy	20
5.6	Hlavní rám	25
5.7	Popis zvoleného přístupu k vyhodnocování šroubových spojů z hlediska únavy materiálů.....	26
5.8	Návrh a analýza šroubových spojů shrnovače	30
5.8.1	Spoj mezi jednotkou shrnovacího prstu a rámem	30
5.8.2	Spoj hlavního rámu s upínacími prvky pro rypadlo	40
5.9	Návrh shrnovacích prstů.....	47
5.9.1	Popis pružinové jednotky	47
5.9.2	Výpočet tlačné pružiny	50
5.9.3	Kontrola čepů jednotky odpruženého prstu.....	58
5.10	Analýza nosných částí shrnovače z hlediska únavy.....	63
5.11	Doplňková výbava shrnovače	69
5.12	Posouzení shrnovače z hlediska vlastní hmotnosti	72
6	Závěr.....	74
	Seznam zkratk a symbolů.....	75
	Seznam zdrojů.....	77
	Seznam obrázků.....	79
	Seznam tabulek.....	83
	Seznam příloh	83

1 Úvod

Tato práce popisuje konstrukční návrh shrnovače klestu pro rypadla. Tento návrh vznikl na základě zadání spol. Tchraccoon s.r.o. za cílem rozšíření možností využití rypadel ve váhové kategorii 5 – 8 t. S ohledem na výrobní náklady a požadavky na stroj kladenými vzniklo několik variant návrhu, které byly průběžně konzultovány se zadavatelem, na základě jehož připomínek postupně vznikal finální návrh.

2 Význam a účel stroje

Shrnovačem klestu se rozumí většinou přípojně zařízení pro pracovní stroje jako např. traktor, čelní nakladač nebo rypadlo, sloužící k sdružování materiálů jako klestu vzniklého po těžbě dřeva, větví, pokácených křovin atd. z plochy, na níž jsou rozprostřeny do tzv. krechtů nebo hromad, z nichž je možné materiál snadno nakládat a odvézt k dalšímu zpracování nebo jej ponechat k zetlení.

3 V současnosti používaná zařízení pro shrnování klestu

V této kapitole je uvedeno základní dělení shrnovačů podle agregace na různé pracovní stroje.

3.1 Zařízení pro agregaci s traktory LKT

Představení traktoru LKT

LKT s.r.o. je název nynější společnosti vyrábějící lesní kolovou techniku, která navázala na dlouholetou tradici výroby strojů s označením LKT 50 – LKT 81 (viz obr. 3.1.1) tehdejší společností ZTS. Stroje LKT, neboli lesní kolové traktory, jsou primárně určeny pro přibližování kulatiny taháním při těžbě. Lze je však agregovat i s nářadím jako např.: sazeč stromků, hydraulická ruka, vyvážecí vlek, nebo zmíněný shrnovač klestu viz obr. 3.1.2. Velkou výhodou těchto strojů je poměrně velká průjezdnost terénem, proto je možné s nimi shrnovat klest i na hůře přístupných místech.



Obr. 3.1.1 – LKT 81 při tahání kulatiny [1]



Obr. 3.1.2 –LKT 80 vybavený shrnovačem klestu [2]

Konstrukce shrnovače

Konstrukce shrnovačů pro tyto stroje je již ustálená a napříč výrobci takřka stejná. Shrnovač je montován před traktor místo radlice (viz obr. výše). Tyto zařízení umožňují pouze hrnutí klestu před sebou, není zde možné klest uchopit a převést ke skládce.

Shrnovač sestává z pěti shrnovacích hrotů (prstů), které jsou uloženy na čepech a hydraulicky jištěny. Při překročení určité síly – typicky při kontaktu prstu s pařezem dojde k vykývnutí prstu, čímž je pařez překonán bez nutnosti zásahu obsluhy. Hydraulické jištění je zde voleno pravděpodobně z toho důvodu, že umožňuje dosahování velkých jisticích sil a zároveň dovoluje poměrně velký krok, nutný k překonávání pařezů a jiných nerovností terénu. Nespornou výhodou hydraulického jištění je též možnost snadné regulace jisticí síly.

Hydraulické jištění je zde standardně řešeno vlastním hydraulickým okruhem, který je tlakovaný pomocí ruční hydraulické pumpy. Pružný alement zde tvoří hydropneumatický akumulátor. Samotné vyvození síly na prsty se děje pomocí hydraulických válců. (viz obr. 3.1.3)

Přibližné technické parametry:

Šířka stroje:	2000 mm
Vzdálenost mezi prsty:	500 mm
Pracovní výška prstů:	780 mm
Odhad min síly na špičce prstu pro aktivaci pružení:	cca 9800 N



Obr. 3.1.3 –Boční pohled na shrnovač prodávaný pod značkou Forest Meri [3]



Obr. 3.1.4 – Maximální výkyv prstu shrnovače značky Orsales [4]

3.2 Zařízení pro agregaci s čelními nakladači a traktory

Takováto zařízení nacházejí uplatnění především v méně členitém terénu z důvodu menší průjezdnosti a svahové dostupnosti čelních nakladačů a traktorů oproti výše zmíněným LKT.

V této oblasti se již můžeme setkat s vícero koncepty konstrukce.

Hydraulicky jištěné shrnovače



Obr. 3.2.1 – Shrnovač
značky Orsales pro čelní
nakladače [5]

Na obr výše je zobrazen shrnovač značky Orsales určený pro čelní nakladače. Jedná se v podstatě o modifikaci shrnovače z obr 3.1.2.



Obr. 3.2.2 – Shrnovač značky
Orsales pro čelní nakladače s
přidržovači [6]

Na obr 3.2.2 je shrnovač z předešlého obrázku doplněný o přidržovače umožňující uchopení materiálu a následný odvoz ke skládce, není tak nutné materiál celou cestu hrnout.

Shrnovače jištěné pružinou

Na následujících obrázcích je možné vidět shrnovač neznámého výrobce na manipulátoru Manitou s přidržovači a prsty jištěnými vinutou válcovou tlačnou pružinou.

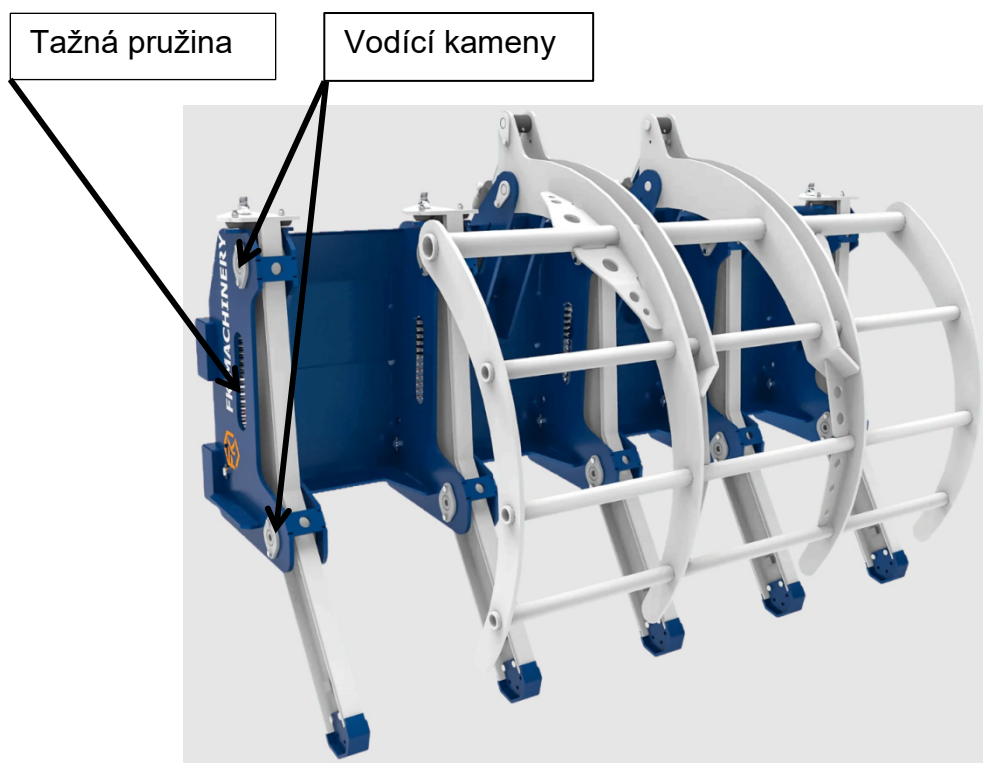


Obr. 3.2.3 – Pružinově jištěný shrnovač na manipulátoru při práci [7]

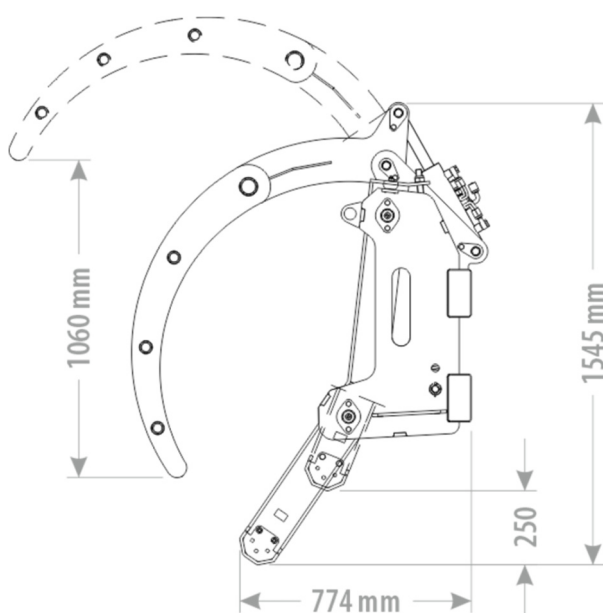


Obr. 3.2.4 – Pružinově jištěný shrnovač na manipulátoru při práci – detailní pohled [7]

Následující shrnovač se vyznačuje unikátní konstrukcí. Prsty shrnovače mají průřez tvaru písmene H, do něhož zapadají vodící kameny (viz obr. 3.2.5). Prsty jsou zároveň přitlačovány směrem dolů vinutou tažnou pružinou umístěnou za prstem. Při aktivaci pružení tak dochází k vysunutí prstu směrem vzhůru (viz obr. 3.2.6). Shrnovač je navíc vybaven hydraulicky ovládaným přidržovačem.



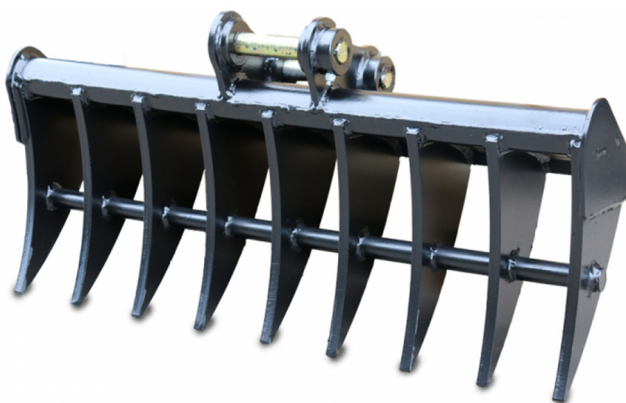
Obr. 3.2.5 – Shrnovač značky FK Machinery [8]



Obr. 3.2.6 – Shrnovač značky FK Machinery – náčr. krajních poloh [8]

3.3 Zařízení pro agregaci s rypadly

V této kategorii nářadí jsem nenašel žádné komerčně vyráběné, o kterém by se dalo říci, že je určeno výhradně pro shrnování klestu. Většinou se jedná o jakési multifunkční nářadí, které je možno využít pro nahrnování, přehrnování, přehrabování, rozrývání či nakládání všelijakých materiálů. Možné využití je také pro zbavování pozemku např. náletových dřevin a menších stromů jejich vyrýváním. Proto jsou tato zařízení někdy označována jako „kořenové lžíce“. Jedná se tak o provedení s nejištěnými pevnými hroty. Níže uvádím příklady takových výrobků.



Obr. 3.3.1 – kořenová lžíce Hitachi EX70 [9]



Obr. 3.3.2 – kořenová lžíce Roderechen MS08 [10]



Obr. 3.3.3 – kořenová lžíce Grutech Roderechen GTH-GDK [11]

Jednou z možností jak řešit absenci zařízení určených výhradně na shrnování klestu na trhu je výroba shrnovače svépomocí. Příklad takového výrobku uvádím na následujících obrázcích.



Obr. 3.3.4 – Svépomocí vyrobený shrnovač klestu na rypadle Menzi Muck A71 [12]

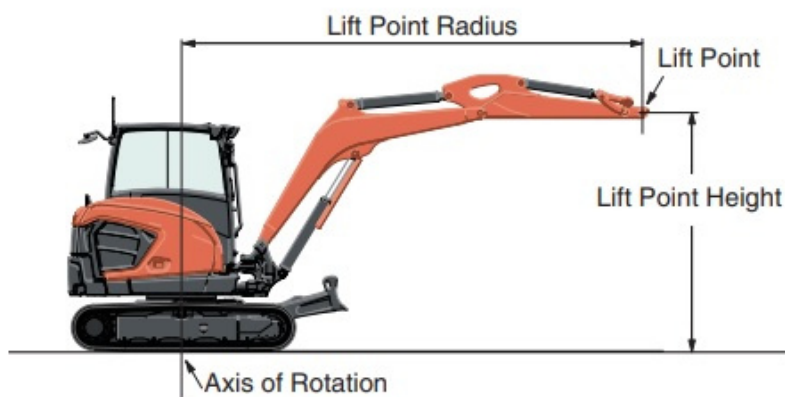


Obr. 3.3.5 – Svépomocí vyrobený shrnovač klestu na rypadle Menzi Muck A71 [12]

4 Rešerše vybraných parametrů rypadel

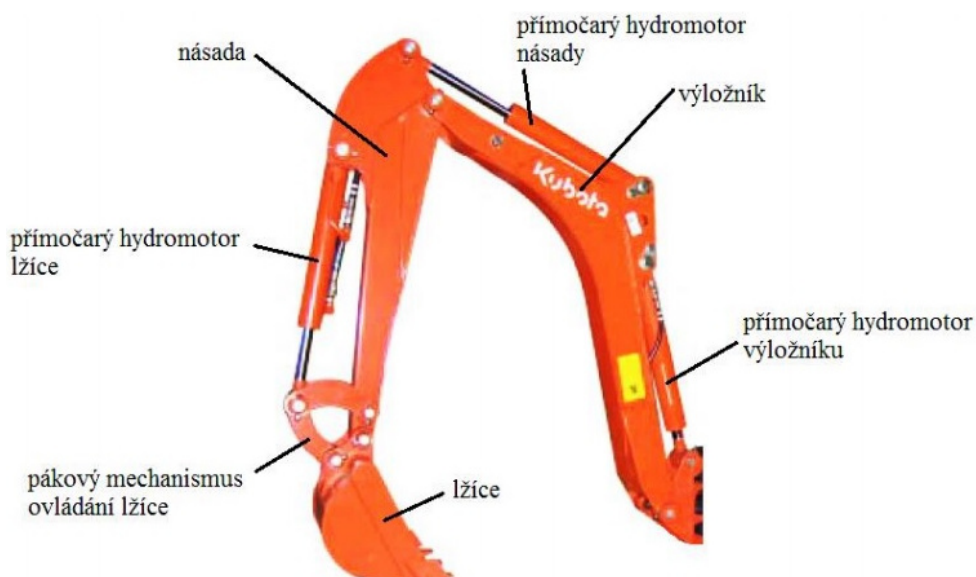
V této části se zaměřuji na rešerši maximálních sil, které mohou rypadla zmíněné váhové kategorie vyvinout, dále se zaměřuji na jejich zdvihovou kapacitu a tlak hydraulického oleje v přidavných hydraulických okruzích určených pro pohon hydraulických aktuátorů na přípojních zařízeních.

Podmínky pro stanovování většiny zmíněných parametrů se řídí příslušnými normami (viz tab. 4.1). Stanovení zdvihové kapacity stroje se řídí normou ISO 10567, která ji definuje jako max. hmotnost břemene umístěného do koncového bodu ramene která nepřekročí 75% statického překlopného zatížení nebo 87% tzv. hydraulické nosnosti stroje. Tato hodnota pochopitelně závisí na vyložení ramene a také na výšce, ve které se zrovna koncový bod ramene nachází. Avšak zásadní vliv na velikost této hodnoty má taktéž vzájemná poloha ramene vůči podvozku rypadla. Norma ISO 10567 tak uvádí tři polohy, ve kterých se zdvihová kapacita měří. Pro snazší slovní popis budu uvažovat pásový podvozek. Při první poloze je rameno rypadla při pohledu shora rovnoběžné s pásy, přičemž buldozerská radlice bagru se nedotýká země. Toto uspořádání ilustruje obr. 4.1. Druhá poloha se od první liší jen tím, že se rypadlo opře buldozerskou radlicí o zem. V poslední poloze je rameno rypadla natočeno kolmo k pásům a poloha radlice není specifikovaná, protože na ní v podstatě nezáleží.



Obr. 4.1 – Zdvihová kapacita stroje [13]

Stanovování maximálních sil, které rypadla dokáží vyvinout se řídí normou ISO 6015. Důležitým faktorem je to, že síla se měří na břitu normalizované lžíce, která pro váhovou kategorii do níž spadají rypadla s operační hmotností okolo 8000 kg má břit vzdálený cca 1000 mm od upínacích prvků. Dále norma uvádí vždy dvě hodnoty sil pro každé rypadlo, jedna je max. síla, kterou je rameno rypadla schopno vyvinout pouze hydromotorem násady a druhá síla je dána působením pouze hydromotoru lžíce.



Obr. 4.2 – Hlavní části ramene rypadla [14]

Níže uvádím souhrnnou tabulku parametrů tří vybraných rypadel z kategorie 5t a kat. 8t.

RYPADLA KATEGORIE 5T

Stroj	JCB 50Z-2	KUBOTA U50-5	KOMATSU PC45MR-5	
Operační hmotnost dle ISO 6016 [kg]	5030	4965	4990	
Tlak v přídatných hydraulických okruzích [bar]	190	206	172	
Zdvihová kapacita pro maximální vyložení ramene dle ISO 10567 [kg] *	Čelně-spuštěná radlice	751	860	
	Čelně-zvednutá radlice	526	530	neuveďeno
	Bočně	343	480	425

RYPADLA KATEGORIE 8T

Stroj	JCB 85z-2	KUBOTA KX080-4α2	KOMATSU PC78 US	
Operační hmotnost dle ISO 6016 [kg]	8425	8300	7910	
Tlak v přídatných hydraulických okruzích [bar]	206	190	172	
Max. rypná síla vyvozená hydromotorem násady dle ISO 6015 [kN]	38	38	34,5	
Max. rypná síla vyvozená hydromotorem lžice dle ISO 6015 [kN]	65,2	57,1	61,3	
Zdvihová kapacita pro maximální vyložení ramene dle ISO 10567 [kg] *	Čelně-spuštěná radlice	1729	1600	1000
	Čelně-zvednutá radlice	987	950	1000
	Bočně	873	760	neuveďeno

* Vybrána minimální hodnota pro rozsah výšek koncového bodu ramene od -1m do 2m.

Tab. 4.1 – Parametry vybraných rypadel [13], [15], [16], [17]

5 Návrh vlastní konstrukce shrnovače

Podmět ke konstrukci shrnovače vzešel od společnosti Tchraccoon s.r.o. v zastoupení Ing. Michala Šperňáka. Z počáteční diskuse vyplynulo, že by se mělo jednat o shrnovač s odpruženými prsty. Primárně nebylo uvažováno osazení shrnovače protiprsty pro úchop shrnovaného materiálu nýbrž, že k tomuto účelu bude využít tzv. „clamp“, někdy nazývaný též „thumb“. (viz obr 5.1) Jedním z požadavků zadavatele byla možnost výměnných kotvících bodů pro agregaci s rypadlem z důvodu množství rozdílných systémů rychloupínačů pro upínání náradí. Pro tento účel jsem obdržel model jednoho ze systémů uchycení opatřený deskou k uchycení na shrnovač pomocí šroubového pole.

Mou vlastní iniciativou pak bylo navržení shrnovače jako stavebnice. Myšlenka byla postavena na základě principu univerzálního nosníku, na nějž by bylo možné připevnit libovolný počet prstů, případně jako doplňkovou výbavu protiprsty, nebo tzv.

odrážecí nástavec, který by sloužil jako opěrný bod v případě uvíznutí rypadla nebo jako pomůcka při pohybu v nepříznivém terénu.



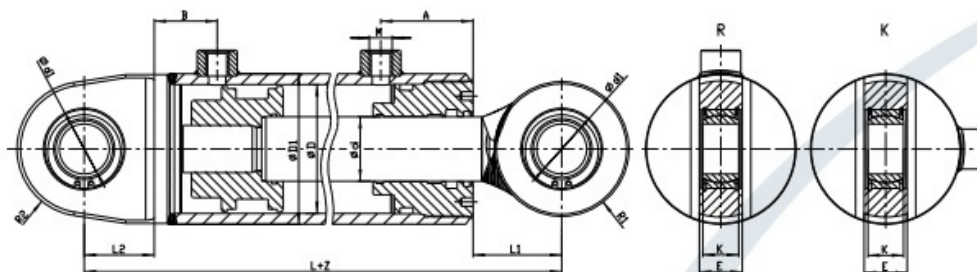
Obr. 5.1 – Tzv. clamp instalovaný na rypadle bobcat [18]

5.1 Stanovení zatížení shrnovače

Shrnovač by měl být dle zadání určen pro váhovou kategorii rypadel od 5t do 8t. Proto při určování maximálního zatížení rámu a prstů shrnovače budu uvažovat síly, které dokáží vyvinout rypadla ve váhové kategorii 8t. Při pohledu na tab. 4.1 je zřejmé, že největší sílu dokáže rypadlo vyvinout pomocí hydromotoru pro naklápění lžíce. Např. pro rypadlo JCB 85z-2 činí tato síla ohromujících 65,2 kN. Je třeba ale vzít na zřetel, že dle ISO 6015 jsou rypadla při měření těchto sil ukotvována lany tak, aby nedošlo k jejich posunu a byla změřena skutečně maximální možná síla, kterou mohou vyvinout. Tato situace tak simuluje zapření rypadla o pevnou překážku, např. o pařez atd. Z tohoto důvodu by nebylo účelné tuto sílu ve výpočtech uvažovat. Výsledkem by nebylo nic jiného, než zbytečně masivní, těžké a drahé zařízení. Pro výpočet tak budu uvažovat maximální sílu, kterou je možné vyvinout hydromotorem násady, jejíž hodnota je dle tab. 4.1 38 kN. Tuto sílu označím jako F_k .

Dle požadavku zadavatele by měl být shrnovač dimenzován na neomezený únavový život při uvažování cyklického působení maximální síly $F_k = 38$ kN. I zde je ale s otázkou jak často bude při „rozumném“ zacházení se strojem docházet k zatížení touto silou a zda-li toto rozhodnutí nepovede k přílišnému předdimenzování stroje. Dále je nutno doplnit, že některé druhy shrnovacích prstů (viz dále) budou určeny k shrnování materiálu oběma stranami prstu, tj. z pohledu bagristy směrem k sobě a od sebe. Při shrnování směrem „od sebe“ tak budou prsty zatíženy silou opačného směru, než při shrnování „k sobě“. Norma ISO 6015 ale neuvádí maximální síly, které dokáží rypadla vyvinout při zpětném pohybu násady. Pro aproximaci této síly jsem vyšel z předpokladu, že při zpětném pohybu násady rypadla dochází (viz obr 4.2) k zasouvání příslušného hydromotoru. Potom k určení hledané

síly stačí znát poměr pístní a pístnicové plochy pístu a tímto přenásobit sílu F_k . Pro nalezení přibližné hodnoty poměru ploch jsem použil katalog lineárních hydromotorů společnosti Charvát Group s.r.o. [25], jehož část je zobrazena v tab. 5.1.1



D	d	D1	L	L1	L2	M	A	B	d1	E	K	R1	R2	vysouvací síla [kg]	zasouvací síla [kg]
40	22 25	50	179	36	28	14x1,5	39	35	20	16	19	26	26	4000	2790 2440
50	25 28	60	200,5	42,5	34	16x1,5	44	38	25	20	24	32	32	6250	4680 4290
63	32 36	75	213,5	47	37	22x1,5	50	38	25	20	24	35	35	9920	7360 6680
80	40 45	95	244,5	55	43	22x1,5	55	42	30	22	26	41	41	15990	11990 10930
90	45 50	105	271	62	49	22x1,5	64,5	44	35	25	30	47	47	20240	15180 13990
100	50 56	120	300	70	55	27x2	68	46	40	28	32	54	54	24990	18740 17150
110	55 56	130	319,5	76,5	60	33x2	74,5	54	45	32	36	60	60	30240	22680 22400
125	63	145	353,5	83,5	65	33x2	82,5	56	50	35	40	66	66	39050	29130
140	70	165	402,5	97,5	80	33x2	83,5	58	60	44	50	80	80	48980	36730

Tab. 5.1.1 – Tabulka katalogových hydraulických válců spol. Charvát Group s.r.o [25]

Z výše uvedené tabulky 5.1.1 jsem si vybral hodnoty pro válce s vnitřním průměrem pístní trubky $D = 80$ a 90 mm vždy ve variantě s větším průměrem pístní tyče d :

- hydromotor 1 : $D = 80$ mm
 $d = 45$ mm
- hydromotor 2: $D = 90$ mm
 $d = 50$ mm

Poměr činných ploch pístu pro zasouvání (S_1) a vysouvání (S_2) hydromotoru p je dán vztahem:

$$p_h = \frac{S_1}{S_2} = \frac{(D^2 - d^2)}{D^2}$$

$$\text{Pro hydromotor 1: } p_{h1} = \frac{(D^2 - d^2)}{D^2} = \frac{(80^2 - 45^2)}{80^2} = 0,68$$

$$\text{Pro hydromotor 2: } p_{h2} = \frac{(D^2 - d^2)}{D^2} = \frac{(90^2 - 50^2)}{90^2} = 0,69$$

Protože se jedná stále pouze o odhad, zaokrouhlím hodnotu poměru p_h na 0,7. Výsledná hodnota maximálního zatížení při shrnování ve směru „od sebe“ F_{od} tak bude rovna hodnotě:

$$F_{od} = p_h * F_k = 0,7 * 38 = 26,6 \text{ kN}$$

Konečným výsledkem výše zjištěného pro únavové dimenzování stroje je skutečnost, že v nejnepříznivějším možném případě bude konstrukce stroje namáhána cyklickým zatížením s hodnotou nesymetrie cyklu $R = (-0,7)/1 = -0,7$.

5.2 Vlastnosti některých materiálů vybraných pro konstrukci stroje

Vzhledem k požadavku na nízkou hmotnost a zároveň poměrně velké zatížení jsem se rozhodl pro nejvíce namáhané části stroje použít ocel STRENX 700 MC, pro součásti méně namáhané pak ocel S 355 J0. Pro výrobu součástí vystavených otěru jsem se rozhodl použít mat. Hardox 450.

Ocel	S 355 J0	Strenx 700 MC	Hardox 450
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [Mpa]	345 (tl. 16 - 40)	700 (tl. 6 - 10)	1250 (nezaručená hodnota)
Mez pevnosti R_m [Mpa]	470 - 630 (tl. 3 - 100)	750 - 950 (tl. 6 - 10)	Výrobce neudává

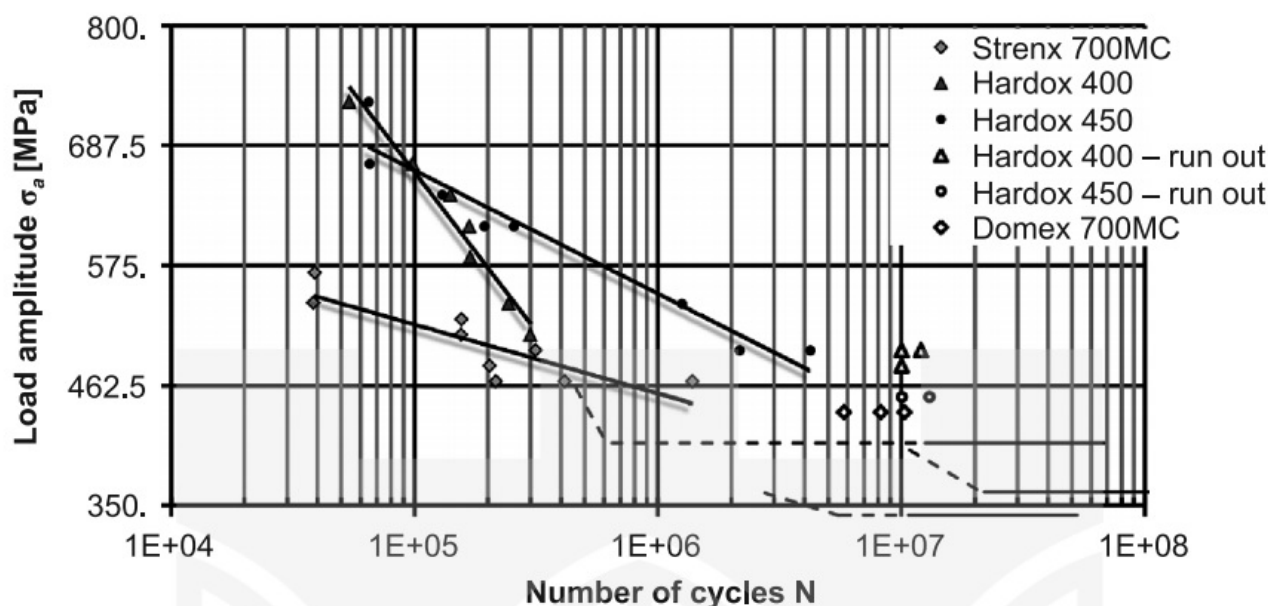
Pozn.: hodnoty tloušťky materiálu uvedeny v mm

Tab. 5.2.1 – základní mech. vlastnosti vybraných materiálů [22], [23], [24]

Odhady meze únavy oceli (pro hladkou zkušební tyčku):

V tahu $\sigma_c \approx 0,35 \cdot R_m$ (Pouze pro uhlíkové oceli) [27]

Ve smyku $\tau_c \approx 0,25 \cdot R_m$ [27]



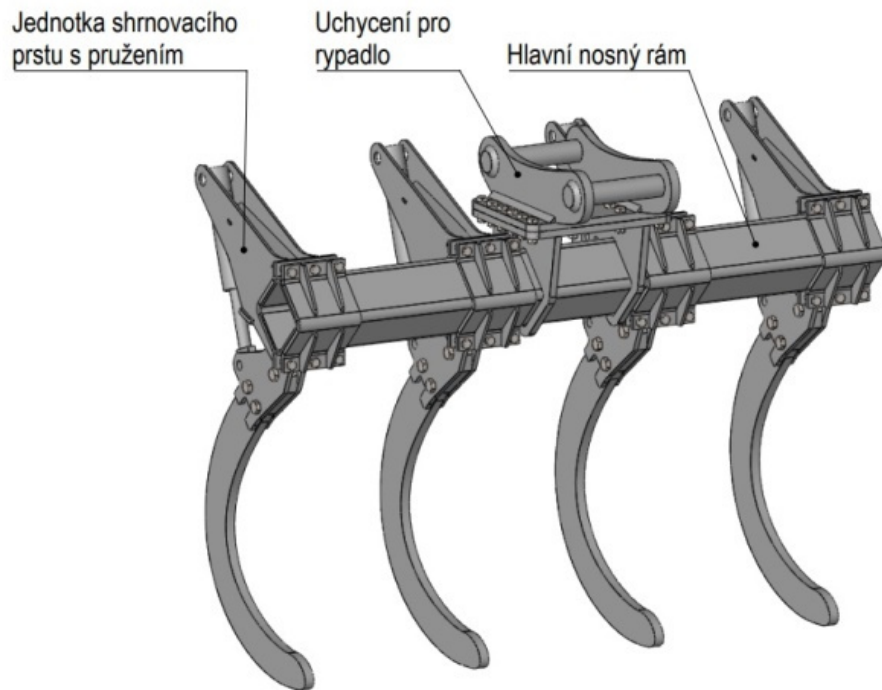
Obr. 5.2.1 - The fatigue life of researched steels; fatigue test, rotary bending in the high-cycle interval [$f = 30$ Hz, $T = 20^\circ\text{C} \pm 10^\circ\text{C}$, $R = -1$]. [21]

Dle [21] je hodnota meze únavy σ_c pro Strenx 700 MC $\sigma_c = 440$ MPa.

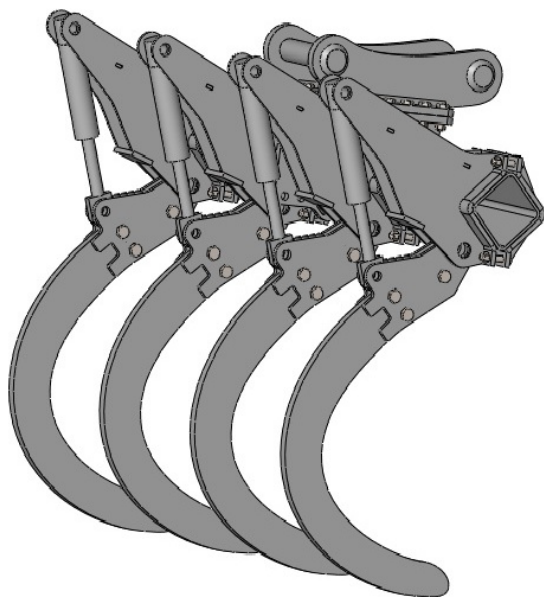
5.3 Představení prvotního návrhu shrnovače

Hlavní koncepci shrnovače nejlépe vystihuje obr. 5.3.1, který ukazuje hlavní dílčí celky stroje, další pohledy nabízejí i obr. 5.3.2 a 5.3.3 **Tento návrh zde uvádím pouze pro ilustraci zvolené koncepce nehledě na použitý systém pružení shrnovacích prstů. Navíc se nejedná o návrh úplný** např. zde chybí čepy, části hydraulické soustavy atd.

Pátevní část tvoří hlavní nosný rám sestávající z nakoso uloženého jaklu 140 x 8, který je ve středové části spojen pomocí desky se šroubovým polem s uchycením pro rychloupínač rypadla. Jednotky shrnovacích prstů jsou k rámu připevněny pomocí svěrných objímek, což umožňuje libovolné rozmístění libovolného počtu prstových jednotek na rámu. Další výhodou je možnost montáže různých druhů jednotek shrnovacích prstů. Rám umožňuje taktéž montáž prstové jednotky do svého středu tzn. pod uchycení pro rychloupínač rypadla. Jednotky protiprstů (viz obr. 5.3.3) jsou uchyceny stejným způsobem. Posledním doplňkem pak může být ještě montáž odrážecího nástavce. (zde není zobrazen, bude vysvětleno dále) Co se týče základních rozměrů, délka shrnovacích prstů – tj. vzdálenost čepu prstu a jeho špičky je volena cca 670 mm, celková šířka hlavního nosníku pak činí 1340 mm.

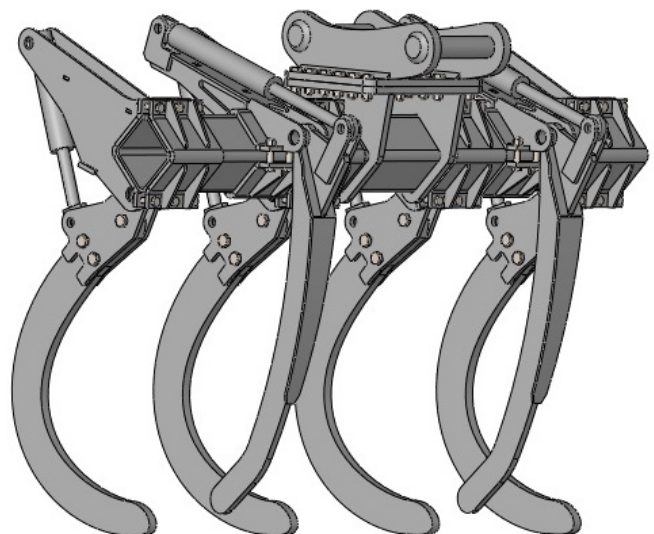


Obr. 5.3.1 – Prvotní návrh shrnovače – pohled zepředu



Obr. 5.3.2 – Prvotní návrh shrnovače – pohled zezadu

Obr. 5.3.3 – Prvotní návrh shrnovače s namontovanými protiprsty



5.4 Rozprava nad volbou systému pružení

Při začátku jsem nejprve uvažoval nad mechanismem odpružení prstů a zejména nad tím, jaké by měli být jeho parametry, tj. s jakým krokem bude odpružení pracovat, a jaká síla by měla pružení aktivovat. Při prvotním stanovování těchto parametrů jsem čerpal inspiraci jednak ze shrnovače klestu pro LKT a dále pak z pružinově jištěných kypřičů půdy. V případě shrnovače pro LKT mi bylo s laskavým svolením majitele jednoho takového stroje umožněno odměření hlavních rozměrů shrnovacího prstu, průměrů pístnic (kromě vnitřního průměru pístní trubky, který jsem odhadl) a dále mi byl sdělen pracovní tlak oleje v systému pružení. Z těchto údajů již bylo možné orientačně stanovit sílu na špičku shrnovacího prstu, která je nutná pro aktivaci pružení. Jedná se o sílu uvedenou na str. č. 3 a její velikost se v přepočtu na hmotnost blíží jedné tuně. Jak jsem již zmínil, dalším strojem ze kterého jsem čerpal inspiraci je kypřič půdy Horsch Tiger (viz obr 5.4.1). V základním provedení jsou jeho pracovní orgány jištěny pomocí pružinové jednotky, u které sám výrobce uvádí vypínací sílu v přepočtu na hmotnost 500 kg.

Usoudil jsem, že síly, které využívá shrnovač pro LKT jsou pro tuto aplikaci příliš velké, protože tyto stroje dokáží shrnovat klest z velké vzdálenosti a hrnout před sebou velké množství materiálu. Z tohoto důvodu jsem stanovil sílu v přepočtu na hmotnost na 450 kg. Zároveň jsem uvažoval krok koncového bodu prstu zhruba 350 mm, což by při zvolené délce prstu 700 mm umožňovalo překonání překážky o max. výšce necelých 88 mm (bez naklopení rámu shrnovače hydromotorem pro naklápění lžíce). Primárně jsem uvažoval využít jako prvek pro realizaci pružení vinutých pružin. Hned po prvním výpočtu bylo ale jasné, že použitím jedné pružiny při zachování „rozumných“ rozměrů tento problém nebude možné vyřešit. Proto jsem



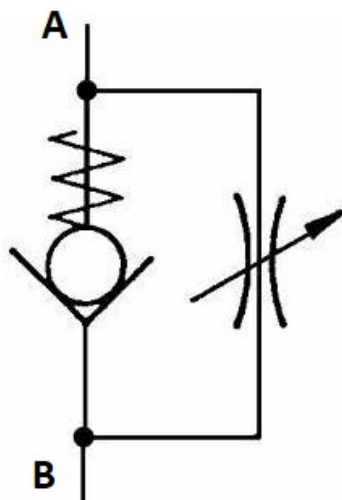
Obr. 5.4.1 – Kypřič Horsch Tiger [19]

začal pracovat na návrhu pružinové jednotky sestávající ze dvou pružin vložených do sebe. Pro snadnější odladění návrhu jsem si vytvořil excelovskou tabulku a porovnával mezi sebou jednotlivé návrhy. Uprostřed tohoto konání jsem si ale náhle uvědomil, jak nebezpečný by takto zkonstruovaný stroj mohl být. Je třeba brát v potaz, že vlivem tuhosti pružiny dojde při jejím stlačení k dalšímu nárůstu síly, která v tomto konkrétním případě zvolených pružin dosahovala více než dvojnásobku předepínací síly, tj. síly pro aktivaci pružení o hodnotě v přepočtu 450 kg. Výsledkem by tak mohla být situace, při které je prst shrnovače na konci pracovního kroku

pružení zaklesnutý o pařez a pružina vyvíjí na špičku prstu sílu o velikosti přesahující v přepočtu 1000 kg. Jediným prudším pohybem ramene rypadla směrem vzhůru by tak mohlo dojít k vymrštění prstu, s tím, že v jeho dráze pohybu se může nacházet kámen, kus dřeva, nebo cokoli jiného co by bylo okamžitě vymrštěno směrem přímo na čelní sklo kabiny rypadla.

Jistě by se dalo namítat, že podobné nebezpečí hrozí např. u zmíněných pružinově jištěných kypřičů půdy, dle mého názoru je zde ale několik odlišností, které výsledné riziko u kypřičů výrazně snižují. Zásadní rozdíl je v tom, že u kypřiče není možné měnit úhel náklonu ránu vůči zemi, což v kombinaci s konstrukcí slupice radličky a jejím uložením dává značnou pravděpodobnost, že pokud již dojde k odražení např. kamene, bude vektor jeho počáteční rychlosti přibližně rovnoběžný se zemí, nebo s ní bude svírat jen malý úhel a nestačí tak vystoupat do potřebné výšky, ve které se nacházejí okna kabiny traktoru.

Z výše uvedených důvodů jsem vyhodnotil toto riziko jako neakceptovatelné a rozhodl se i s vědomím větších pořizovacích nákladů použít hydraulický systém pružení s hydropneumatickým akumulátorem. Klíčovou vlastností tohoto systému pro mě byla totiž v této situaci vedle velice snadné změny velikosti síly pružení hlavně snadné omezení rychlosti zpětného výsuvu hydraulických válců zabezpečující pružení. Jednalo by se o jednočinné hydraulické válce použité tak, že při pružení prstu by docházelo k jejich zasouvání (tzn. opačná funkce, než na shrnovačích pro LKT, též viz obr. 5.3.2) K omezení rychlosti výsuvu pístu, tj. při přesunu zpět do počáteční polohy by byl použit jednocestný škrťací ventil viz obr. 5.4.2. Port označený písmenem B by byl připojen k hydraulickému válci a port A pak ke zbytku okruhu. Výsledkem by pak byla možnost „rychlého“ zasouvání a pomalého „vysouvání“ pístní tyče h. válce.



Obr. 5.4.2 – Schéma jednocestného škrťacího ventilu [20]

Po vypracování hrubého návrhu shrnovače využívajícího hydraulický systém pružení popsaného v kapitole 5.3 jsem návrh konzultoval s Ing. Šperňákem, přičemž jsme se shodli, že použití hydraulické soustavy by stroj neúměrně prodražilo a navíc by zkomplikovalo případnou certifikaci stroje před uvedením na trh. Proto byl tento koncept zcela zamítnut a navrhnout jiný, opět využívající vinutých pružin, avšak tento koncept již neuvažoval pružení s tak velkým krokem. Hlavní změna byla ale v podstatné redukci síly pružení. Sílu jsme stanovily v přepočtu na hmotnost na cca

30 kg pro aktivaci pružení na cca 50 kg jako maximální sílu před dosednutím prstu do dorazu. Nejednalo se tak již o plnohodnotné pružení určené k překonávání překážek v podobě menších pařezů, ale pouze o jakési lehké „dopružení“ s malým krokem určené spíše pro vyrovnání nerovnosti terénu při začišťování shrnované plochy. Při práci s velkou vrstvou klestu se předpokládá opření prstů do pevných dorazů. Při takovéto redukci síly úměrně klesá i riziko odražení např. kamene při vypružení prstu, to ovšem neznamena, že žádné není. Nicméně dle mého názoru je zde značná pravděpodobnost, že odraženému předmětu by prst nebyl schopen udělit takovou energii, aby pronikl skrz čelní sklo kabiny bagru. Tuto hypotézu by bylo nutné doložit příslušným výpočtem, který však tato práce neobsahuje.

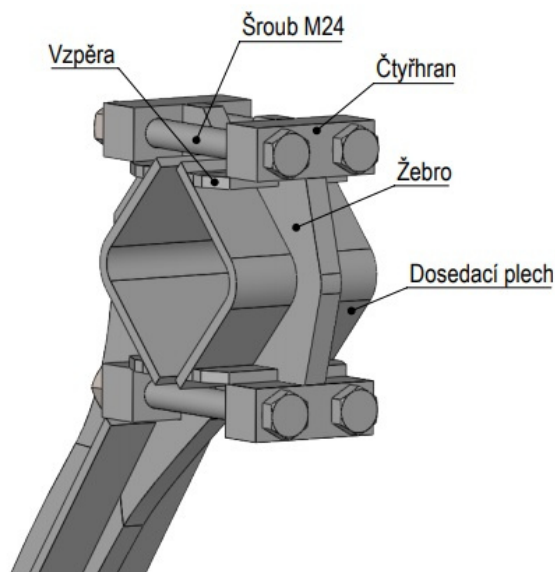
5.5 Pevnostní analýza svěrné objímky prstové jednotky a její konstrukční úpravy

V této kapitole navazuji na kap. 5.3, kde je funkce svěrné objímky popsána.

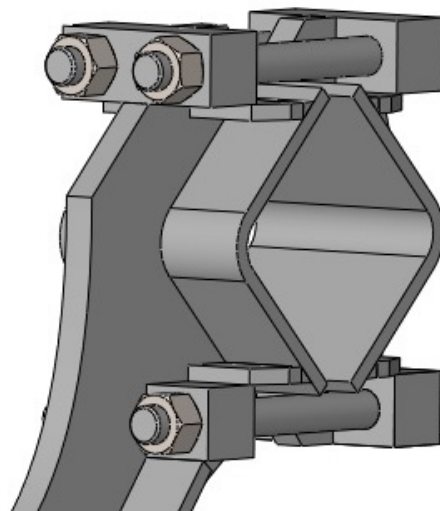
Při analýze únosnosti objímek jsem vždy vycházel z nejnepříznivějšího možného předpokladu zatížení, tj. že veškeré zatížení působící na shrnovač od rypadla (viz kapitola 5.1) bude přenášeno pouze jedním shrnovacím prstem tj. jednou jeho objímkou. Dalším předpokladem pak bylo umístění působiště zatížení na špičku prstu. Následné MKP výpočty jsem prováděl pomocí softwaru Ansys 2019 R3.

Svěrnou objímku prstové jednotky viz kapitola 5.3 tvoří v podstatě dvojice ohýbaných plechů tl. 10 mm vyztužených žebry a stahovaných k sobě pomocí šroubového pole. Vše z materiálu Strenx 700 MC. Již při jejich návrhu jsem měl jisté pochybnosti o jejich únosnosti, které se beze zbytku potvrdily při následné MKP analýze. Výsledkem bylo zjištění, že objímka nemá šanci zatížení přenést. Z tohoto důvodu zde výsledky této analýzy neuvádím.

Ve snaze odstranit nedostatky dosavadního řešení jsem navrhl objímku konstrukce dle Obr. 5.5.1 a 5.5.2. Tento návrh zachovával původní celkovou šířku objímky 150 mm a části dosedající na jakl nosníku byly opět zhotoveny z plechu o tloušťce 10 mm. Žebra tvořily plechy o tloušťce 20 mm umístěné doprostřed šířky objímky, na žebra byl přivařen čtyřhran o rozměrech 45 x 45mm přes který byla objímka stahována k sobě na každé straně dvojicí šroubů M24 předepnutých na osovou sílu 69500 N. Pro optimálnější rozložení tlaku na jakl byly mezi dosedací plech a čtyřhran vloženy vzpěry. Materiálové provedení – plechy – Strenx 700 MC, čtyřhran – S 355 J0. Na obrázcích níže je objímka uzpůsobena pro verzi s pevným shrnovacím prstem. (Druhy shrnovacích prstů jsou blíže popsány v kapitole 5.9)



Obr. 5.5.1 – Svěrná objímka – pohled zepředu

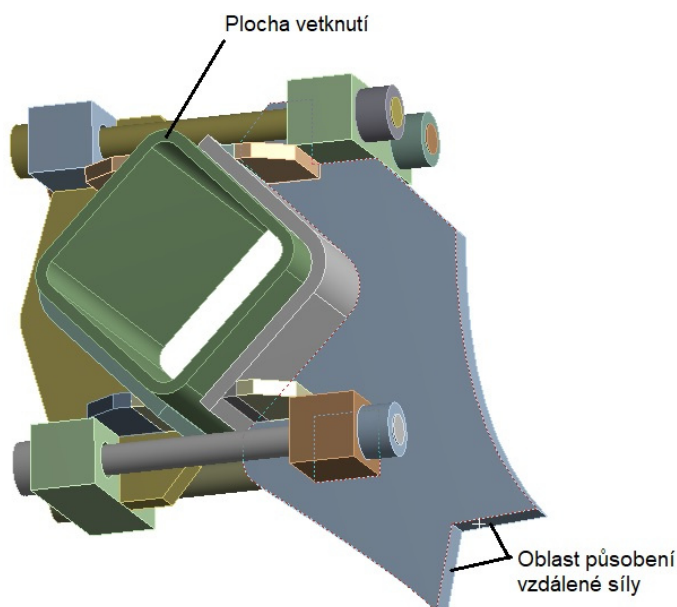


Obr. 5.5.2 – Svěrná objímka – pohled zezadu

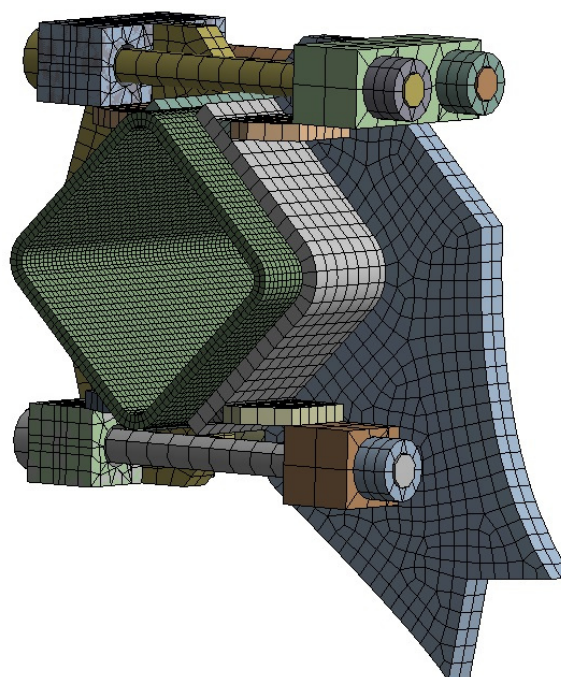
Pro MKP analýzu jsem provedl v modelu jistá zjednodušení spočívající zejména v zjednodušení geometrie šroubů a vypuštění části shrnovacího prstu. Šrouby jsou modelované jako válce o průměru d_3 závitů M24 s hrubou roztečí, hlavu šroubu tvoří válec o průměru stejném, jako je vzdálenost protilehlých ploch na šestihrané hlavě reálného šroubu. Okrajové podmínky jsou voleny viz obr 5.5.3, tj. na čelo jaklu je aplikována okrajová podmínka vetknutí (fixed suport) a na plochy vzniklé oddělením části prstu je vztahena vzdálená síla (remote force). Tato funkce umožňuje vložení silového (a momentového) působení na plochu od síly působící na vzdálený, s plochou virtuálně propojený a libovolně umístěný bod. V tomto případě je poloha bodu shodná se špičkou shrnovacího prstu a velikost síly je 38 kN. Interakce mezi díly je zvolena tak, že všechny díly, které by k sobě byly v realitě přivařeny mají mezi svými přiléhajícími plochami nastavenou pevnou vazbu (bounded). Třecí spoj dosedacího plechu a jaklu je modelován třecím kontaktem (frictional) s hodnotou koeficientu tření 0,2 stejně tak, jako kontakty ploch pod hlavami šroubů a čelních ploch matic s příslušnými plochami na čtyřhranech. Konečně závitový spoj matice a šroubu je taktéž modelován pevnou vazbou.

Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o analýzu k vytvoření hrubého náhledu rozložení napětí, je model poměrně hrubě síťován. Nejjemněji síťovaným objektem je jakl, kde je vytvořena síť s velikostí elementu 4 mm.

Samotný výpočet probíhá ve dvou krocích. V prvním kroku je na šrouby pomocí funkce Bolt pretension aplikováno předpětí 69500 N. Ve druhém kroku jsou předepnuté šrouby zafixovány a objímka je postupně zatěžována uvedeným zatížením.

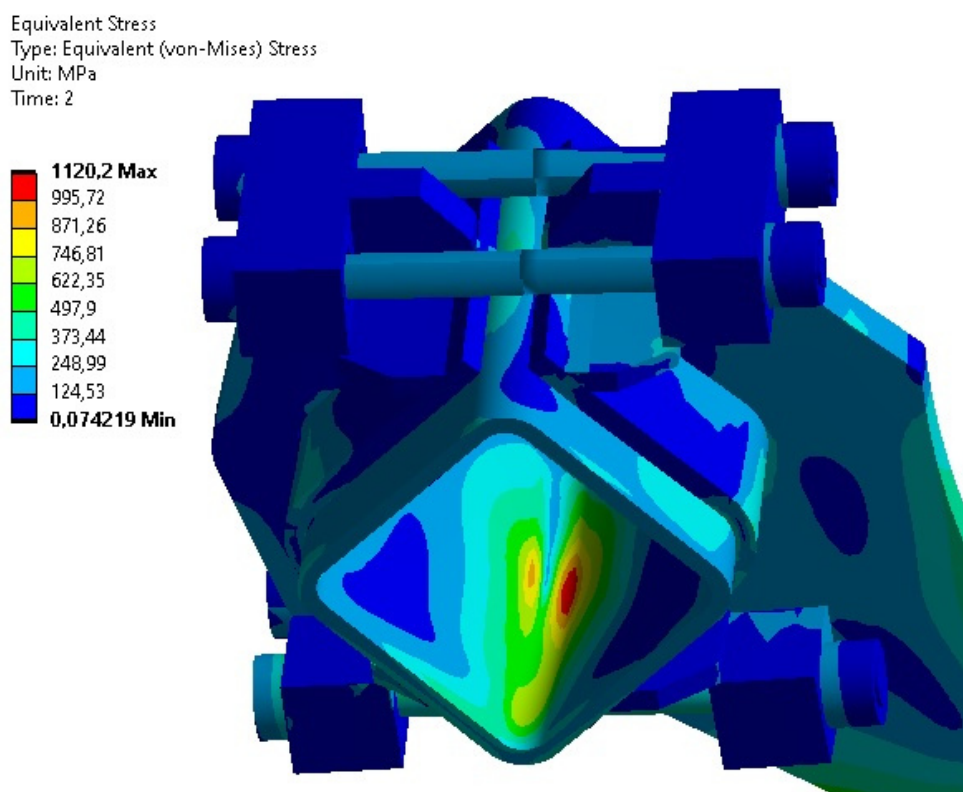


Obr 5.5.3 – okrajové podmínky MKP modelu objímky

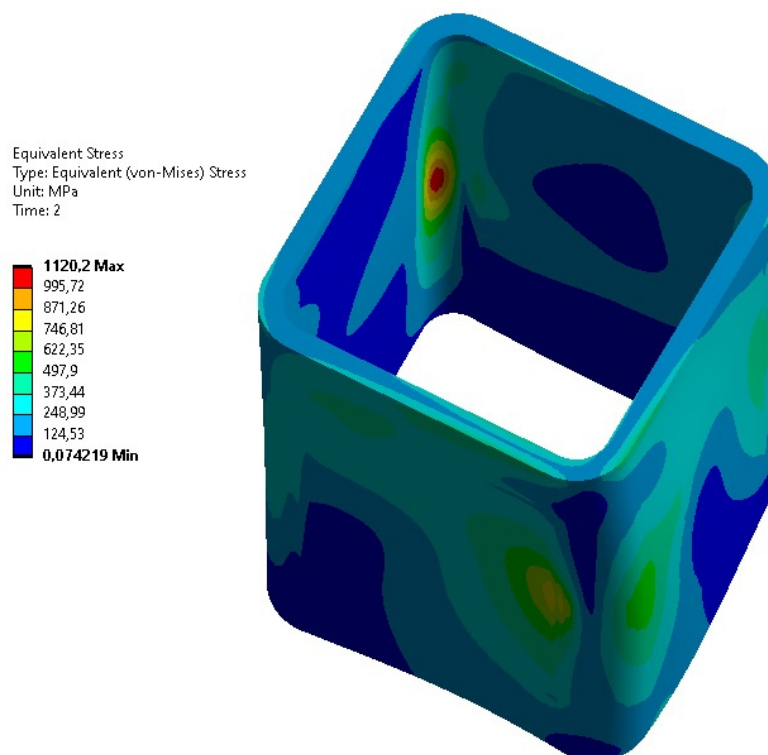


Obr 5.5.4 – Síťování modelu objímky

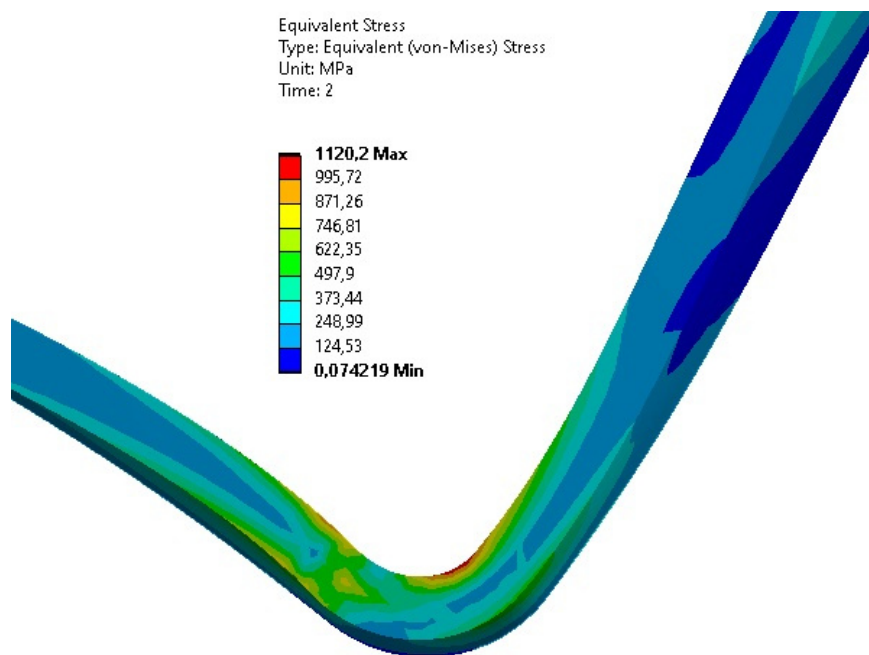
Výsledky simulace shrnují obr. 5.5.5 – obr. 5.5.7. Výsledek je zobrazován na deformované geometrii s měřítkem zvětšení deformace 12. Simulace jasně ukazuje, že kritickým místem není objímka, ale jakl do objímky sevřený. Nejhorší situace je na vnitřní straně v rohových rádiusech a jejich blízkosti na středu objímky. Napětí zde stoupá vysoko nad mez kluzu k hodnotám okolo 1000 MPa. Na druhou stranu na obr 5.5.7 je zřetelně vidět, že místa s takto vysokým napětím nezasahují příliš hluboko do stěny jaklu a drží se při povrchu. K tomuto dlužno poznamenat, že pro tuto a všechny další uváděné simulace byl při výpočtu použit model uvažující nekonečnou lineární elasticitu materiálu. Tento model však věrně reprezentuje reálný materiál pouze do meze úměrnosti, s jistými odchylkami pak i do meze kluzu, nikoli ale nad ni. Proto by v případě reálného materiálu došlo k zplastizování oblastí s napětím přesahujícím mez kluzu a zatížení by se více „roznoslo“ na okolní materiál. Nicméně i tak by bylo napětí zde vzniklé stěží akceptovatelné pro kritéria statického výpočtu, natož při aplikaci požadavků na únavu.



Obr 5.5.5 – Napěťová mapa zatížené objímky

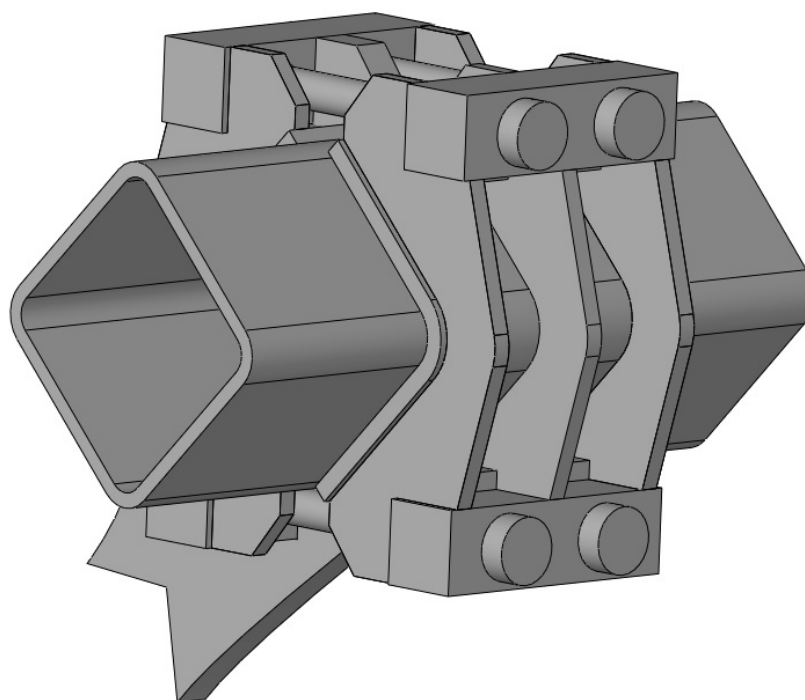


Obr 5.5.6 – Napěťová mapa na výřezu jaklu procházejícího objímkou



Obr 5.5.7 – Napěťová mapa na příčném řezu jaklem ve středu objímky

Abych odstranil jeden z největších nedostatků řešení předchozí objímky – nerovnoměrnou distribuci tlaku ze středového žebra na stěnu jaklu, přidal jsem ke středovému žebru ještě další z každé strany. Výsledkem byla objímka viz obr. 5.5.8. Přidáním žebër se situace s napětím v inkriminovaných místech jaklu značně zlepšila, nicméně i zde se zcela nepodařilo udržet napětí v jaklu pod mezí kluzu.



Obr 5.5.8 – Svěrná objímka se třemi žebry – model upravený pro MKP výpočet

Uvedené konstrukce objímek by jistě bylo možné vylepšit různými vybráními materiálu objímky v místech nad oblastmi jaklu s kritickým napětím, nebo vyztužit rohové oblasti jaklu přivařením L profilu, nebo přímo „obalením“ jaklu v místě objímky dalšími plechy. **Nicméně jsem se rozhodl opustit koncepci objímky a pro spojení hlavního nosníku a shrnovacího prstu využít jiný typ spoje. (viz dále)**

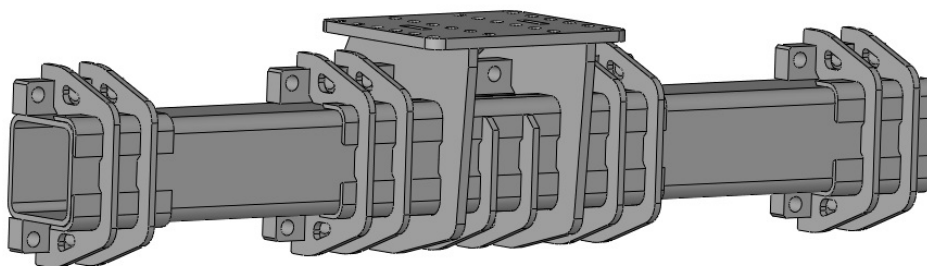
5.6 Hlavní rám

Z důvodu opuštění koncepce svěrné objímky bylo nutné navrhnout jiný způsob spoje. Jedná se o šroubový spoj blíže popsany v kapitole 5.8.1. Jiný druh spoje si ovšem vyžaduje taktéž konstrukční změny hlavního rámu shrnovače, jehož „novou“ podobu ukazují obr. 5.6.1 až 5.6.3. Zde již není hlavní nosník rámu uložen na koso, ale vodorovně a navíc jsou jeho součástí prvky nutné pro realizaci šroubových spojů se shrnovacími prsty.

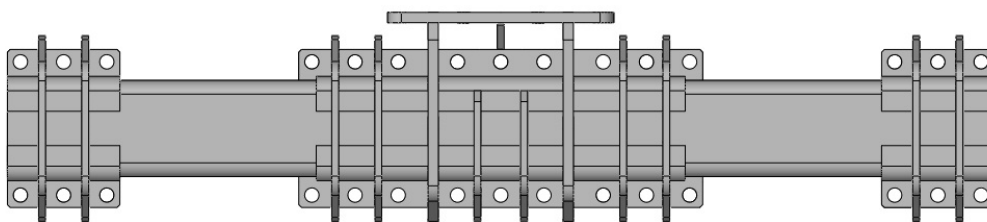
Páteřní část hlavního rámu shrnovače tvoří jakl 140x140x8 obsahující ve své středové části desku pro přišroubování kotvicích prvků pro rypadlo. Rám zároveň umožňuje připojení další doplňkové výbavy (viz. kapitola 5.11). Rám je s výjimkou čtyřhranů pro realizaci šroubového spoje se shrnovacími prsty navržen z materiálu Strenx 700 MC.

Jak už bylo řečeno v úvodu kapitoly 5, shrnovač je navržen v podstatě jako stavebnice, tj. rám umožňuje montáž jak čtyřech, tak i tří shrnovacích prstů a dalšího příslušenství. Při montáži čtyřech shrnovacích prstů vzniká mezi prsty mezera 400 mm, při montáži třech pak cca 600 mm.

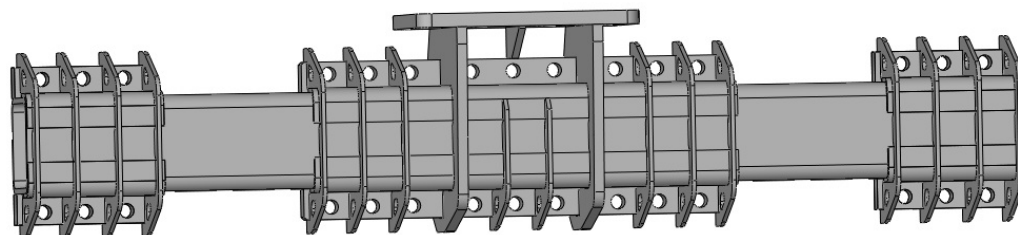
Obr. 5.6.1 a obr. 5.6.2 zobrazují variantu hlavního rámu „se dvěma žebry“, kdežto obr. 5.6.3 variantu „se čtyřmi žebry“. Tento rozdíl bude vysvětlen v kapitole 5.8.1.



Obr. 5.6.1 - hlavní rám shrnovače – varianta se se dvěma žebry



Obr. 5.6.2 - hlavní rám shrnovače – varianta se dvěma žebry- čelní pohled

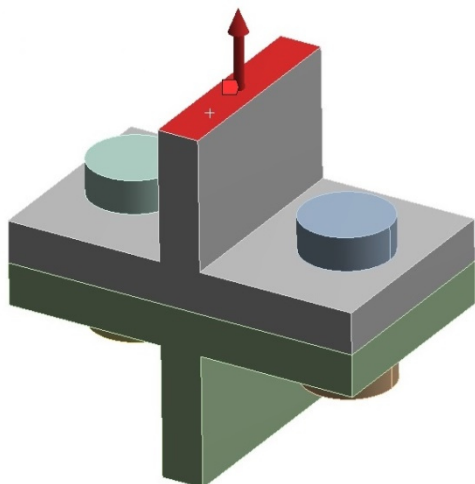


Obr. 5.6.3 - hlavní rám shrnovače – varianta se čtyřmi žebry

5.7 Popis zvoleného přístupu k vyhodnocování šroubových spojů z hlediska únavy materiálu

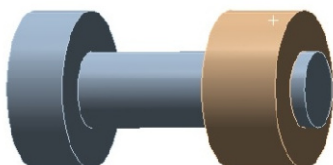
V další kapitole se budu zabývat analýzou únavových vlastností navržených šroubových spojů s použitím MKP. Proto jsem zde vyčlenil samostatnou kapitolu, abych nastínil jakým způsobem budu na šrouby nahlížet.

Některé šroubové spoje použité na shrnovači by bylo možné označit jako spoje přírubové, které jsou charakteristické tím, že šrouby jsou namáhány jak tahem, tak ohybem jehož velikost nemusí být vždy zanedbatelná. Pro demonstraci uvádím šroubový spoj viz. obr. 5.7.1. Jedná se o dvě příruby se žebry spojené dvěma předepnutými šrouby. (Geometrie modelů šroubů je zjednodušená pro MKP výpočet) Spoj je namáhán silou znázorněnou na obrázku, přičemž žebro spodní příruby je pevně vetknuto.



Obr 5.7.1 – Demonstrační šroubový spoj – geometrie a zatížení

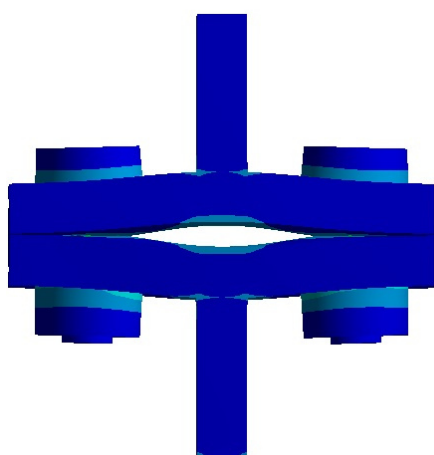
Jak již jsem zmiňoval v kapitole 5.5, šrouby se závitem k hlavě (DIN 933) jsem pro účely MKP simulací modeloval jako čistě rotační součásti (viz obr. 5.7.2) složené ze dvou válců, přičemž hlavu šroubu reprezentoval válec o průměru rovném vzdálenosti protilehlých plošek šestihranné hlavy a délce rovné výšce hlavy. Dřík šroubu byl reprezentován válcem o průměru jádra příslušného závitu šroubu d_3 . Matice byla modelována v podobném duchu.



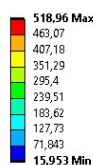
Obr 5.7.2 – Zjednodušený model šroubu a matice pro účely MKP výpočtu

Co se týče nastavení kontaktů šroubového spoje, dřík šroubu je s maticí spojen pevnou vazbou (Bounded) a plocha pod hlavou šroubu a čelní plocha matice jsou s příslušnými plochami přírub vazbeny pomocí třecího kontaktu s hodnotou koeficientu tření 0,15. Všechny simulace jsem prováděl v prostředí softwaru Ansys 2019. Tento program obsahuje poměrně zajímavou funkci předepnutí šroubu (Bolt pretension), která umožňuje vnesení osově síly do dříku šroubu. Výpočty tak při využití této funkce probíhají vždy minimálně ve dvou krocích, v prvním kroku je do šroubu vneseno předpětí v podobě osově síly a v druhém kroku je šroub zafixován a postupně je spoj zatěžován vnější silou.

Výsledky simulace demonstračního šroubového spoje jsou patrné z následujících obrázků 5.7.3 až 5.7.6. Zcela dle očekávání dochází u šroubu k největší kumulaci napětí v oblasti vstupu šroubu do matice (v realitě první nosný závit) a dále v oblasti přechodu dříku v hlavu šroubu. Hodnoty napětí v těchto oblastech šroubu ale nebudu pro další zpracování vůbec využívat, protože jejich hodnoty nejsou vypovídající a to hned z několika důvodů. Prvním důvodem je zjednodušená geometrie šroubů – tj. absence závitu, sražení hrany závitové díry v matici a absence přechodového rádiusu pod hlavou. Druhým důvodem je skutečnost, že velikost napětí v těchto místech je extrémně ovlivněno velikostí sítě. Tento fakt ilustruje dvojice obr. 5.7.5 a obr. 5.7.6. Koncentraci napětí ve vrubech šroubu proto budu zohledňovat ve výpočtu snížením meze únavy materiálu šroubu koeficientem Φ , jehož hodnota je udávána obornou literaturou. (viz výpočet šroubu)



Obr 5.7.3 – Deformované příruby spoje
(100 x zvětšená deformace)



Obr 5.7.4 – Napěťová mapa na šroubu



Obr 5.7.5 – Výřez přechodu šroubu do
matice – síť s velikostí elementu 1 mm

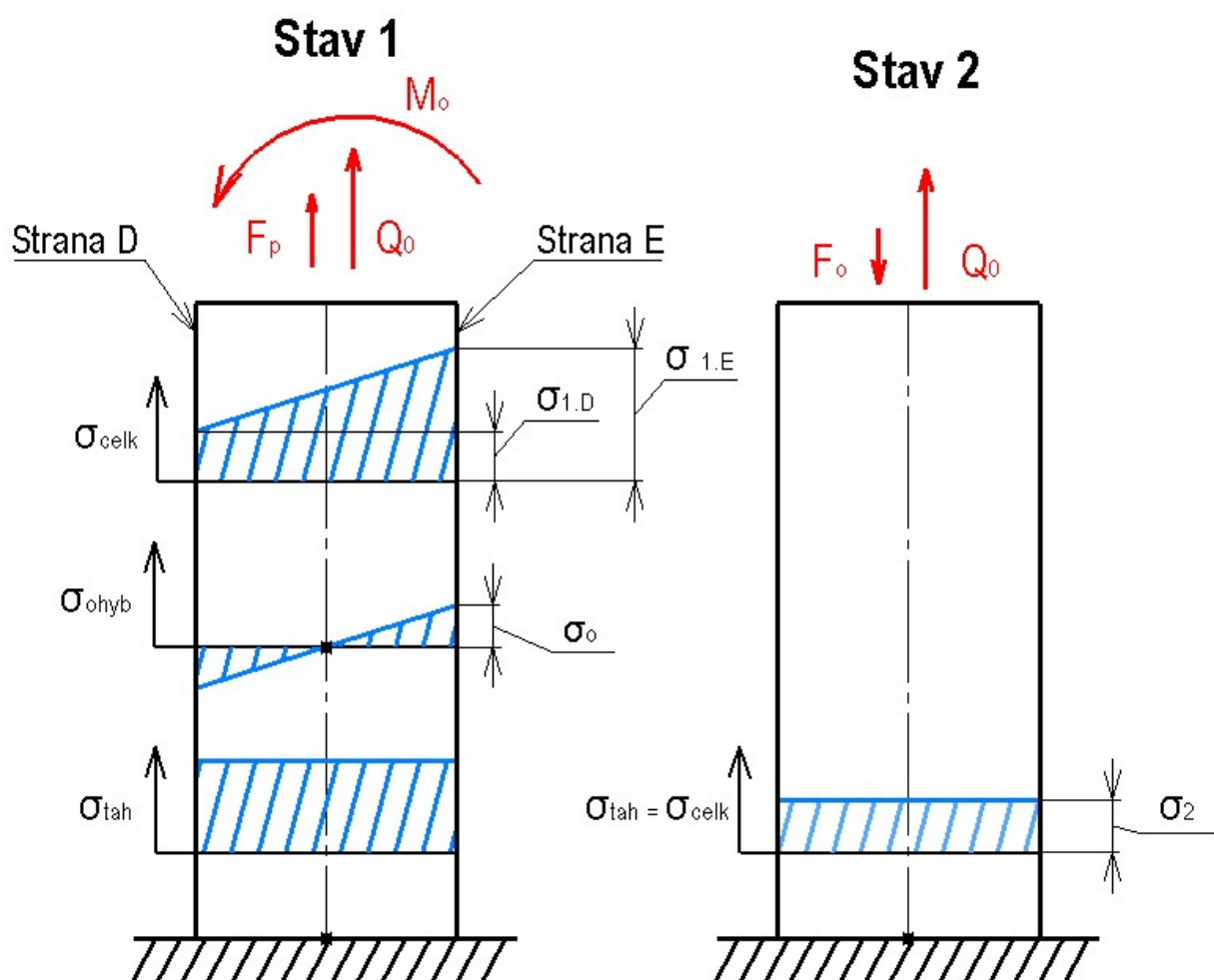


Obr 5.7.6 – Výřez přechodu šroubu do
matice – síť s velikostí elementu 1,5 mm

Zmíněný výpočtový software naštěstí obsahuje další užitečnou funkci, tentokrát pro hodnocení namáhání šroubu. Jedná se o funkci „Working load“ pomocí níž je možné zobrazit aktuální hodnotu předpětí = osového namáhání šroubu při určitém zatížení spoje. Se znalostí této hodnoty již nic nebrání v přepočtení na tahové napětí ve šroubu s využitím známé plochy průřezu šroubu. Pro účely únavového výpočtu je ale nutné znát maximální a minimální osovou sílu (tahové napětí) ve šroubu. Proto jsem každý šroubový spoj pomocí MKP zkoumal vždy ve dvou stavech – namáhání vnější silou, která osovou sílu ve šroubu zvětšuje (Stav 1 na obr 5.7.7) a namáhání vnější silou, která osovou sílu ve šroubu snižuje (Stav 2 dle obr 5.7.7). Do takto získaného tahového napětí jsem ještě vnesl vliv ohybu, přičemž

velikost ohybového napětí σ_o (viz obr 5.7.7) jsem získal z napěťové mapy šroubu jako poloviční velikost rozdílu napětí na protilehlých stranách šroubu. **Odečet jsem prováděl v ustálené oblasti blízko středu šroubu.** Teoreticky by měl působit na šroub ohyb i ve stavu 2 (dle obr. 5.7.7), jeho velikost je však tak malá, že jsem se rozhodl jej zanedbat.

Při korektním postupu vyhodnocování únavové bezpečnosti šroubu by bylo nutné na takto získaných datech vyhodnocovat zvláště stranu šroubu „D“ (dle obr 5.7.7) a stranu šroubu „E“ (dle téhož obrázku). Z důvodu skutečnosti, že tahové napětí ve šroubu je vždy nesrovnatelně větší, než ohybové, dovoluji si výpočet zúžit pouze na stranu „E“ (viz obr 5.7.7).



Obr. 5.6.7 – tahová napětí ve šroubu (bez krutu)

- Q_o Osově předpětí ve šroubu bez vnějšího zatížení [N] (Volený parametr)
- F_p Síla přitěžující šroubu [N]
- F_o Síla odlehčující šroubu [N]

Údaje získané z MKP:

$$Q_{\max} = Q_0 + F_p \text{ [N]}$$

$$Q_{\min} = Q_0 - F_o \text{ [N]}$$

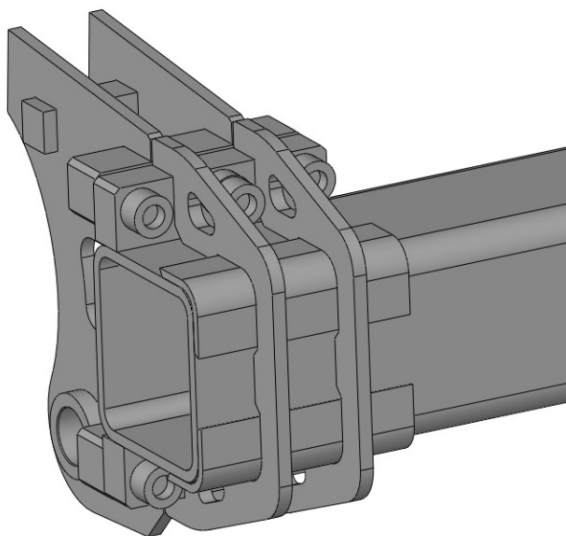
$$\sigma_o \text{ [MPa]}$$

5.8 Návrh a analýza šroubových spojů shrnovače

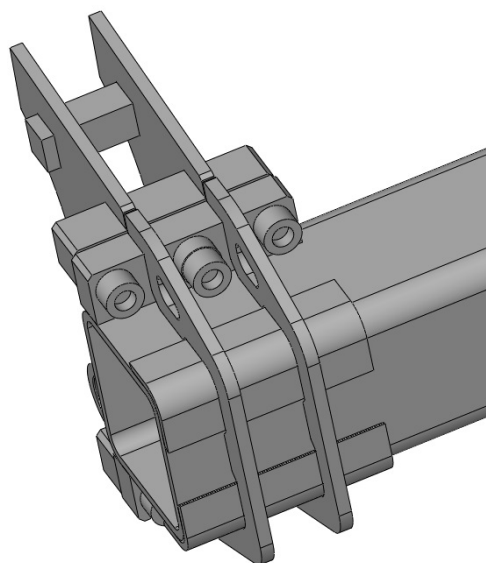
V této kapitole popisují hlavní šroubové spoje shrnovače.

5.8.1 Spoj mezi jednotkou shrnovacího prstu a rámem

Návrh spoje je patrný z obr. 5.8.1.1 a 5.8.1.2. Oproti svěrným spojům z kapitoly 5.5 je na nosník hlavního rámu přivařena dvojice čtyřhranů 45x30mm které jsou drženy dvěma žebry z plechu tloušťky 10 mm. Pro zmenšení namáhání materiálu jaklu v jeho rohových částech jsou žebra vypodložena roznášecími plechy tl. 6 mm. Hlavní částí spoje je sada šesti šroubů M20 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, které jsou zašroubované do závitových děr v hranolech jednotek shrnovacích prstů. Pro rovnoměrnější rozdělení namáhání po šroubech je pod hlavu středového šroubu vložena rozpěrná trubka, která lehce mění tuhostní poměr mezi součástmi přitěžovanými a odlehčovanými.



Obr. 5.8.1.1 – Spoj jednotky shrnovacího prstu a rámu- verze se dvěma žebry (model upraven pro MKP výpočet)



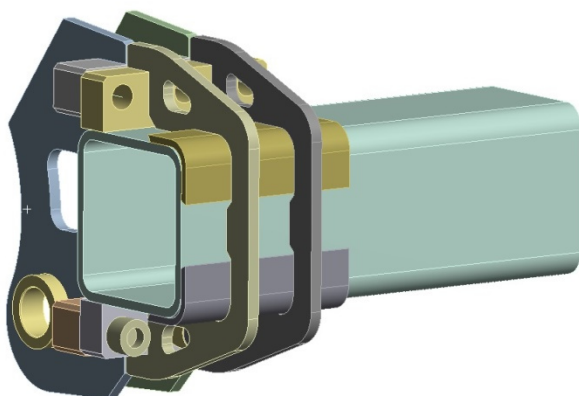
Obr. 5.8.1.2 – Spoj jednotky shrnovacího prstu a rámu- verze se dvěma žebry (model upraven pro MKP výpočet)

Na předchozích obrázcích je spoj vyobrazen s částí jednotky shrnovacího prstu, u kterého se uvažuje pouze shrnování směrem „k sobě“ - tj. míjivé zatížení. Spoj ale musí být kompatibilní i se shrnovacími prsty, které jsou uvažovány pro obousměrné shrnování – tj. jsou namáhány střídavě. Z toho důvodu byl spoj

kontrolován při zatížení střídavém s hodnotou asymetrie cyklu $R = -0,7$ (viz kapitola 5.1), přičemž se uvažoval přenos veškeré síly rypadla na špičku jednoho z prstů. Takovýto průběh zatížení fakticky znamená, že bagrista bude střídavě zatěžovat jediný prst shrnovače maximální silou, jakou na násadě rypadla dokáže vyvinout v jednom a druhém směru a tuto činnost bude provádět po nekonečný počet cyklů. Osobně si proto myslím, že takovýto režim zatížení není vůbec reálný a povede k velkému předimenzování spoje (stroje).

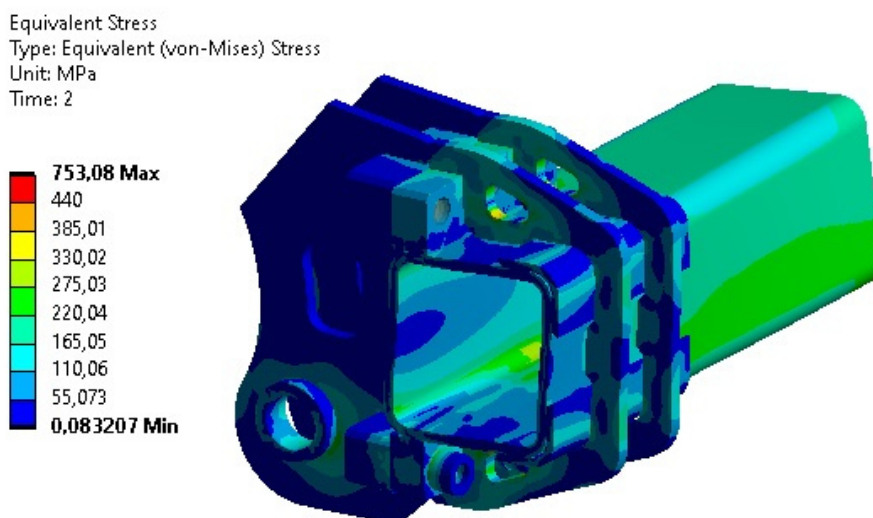
Při výpočtu šroubového spoje jsem aplikoval přístup popsany v kapitole 5.6. Ke spoji jsem zpracoval dvojici MKP simulací, vždy jednu pro každý směr a velikost zatížení.

Model dopravený v Ansysu je zobrazen na obr. 5.8.1.3 níže. Celý objekt je pevně vetknut na pravém čele jaklu rámu. Zatížení je vloženo pomocí dopočtených reakčních sil od samotného shrnovacího prstu. Z důvodu zjednodušení výpočtu je horní, ne tolik zatížená řada šroubů modelována pomocí prutů a není zde uvažován přídatný ohybový účinek.

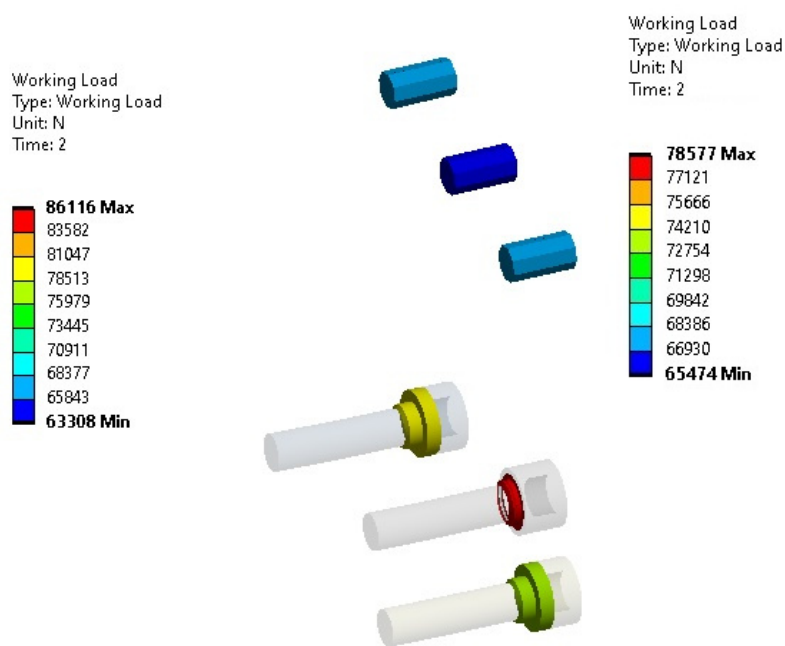


Obr. 5.8.1.3 – Model spoje dopravený pro MKP

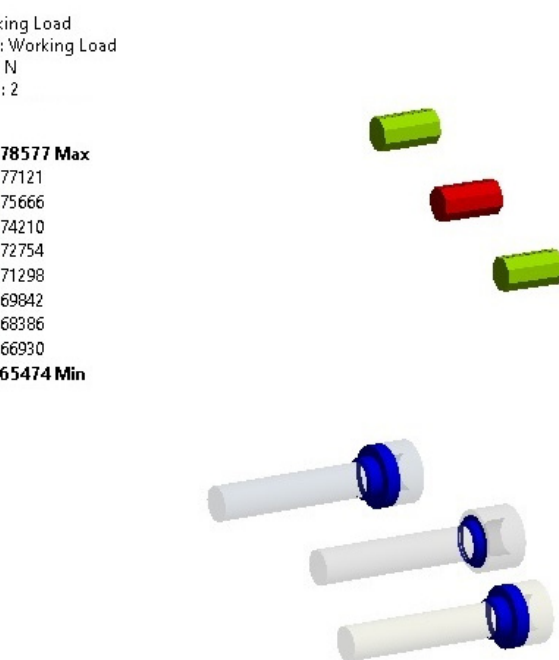
Výsledky simulace ukazují následující obrázky 5.8.1.4 až 5.8.1.8.



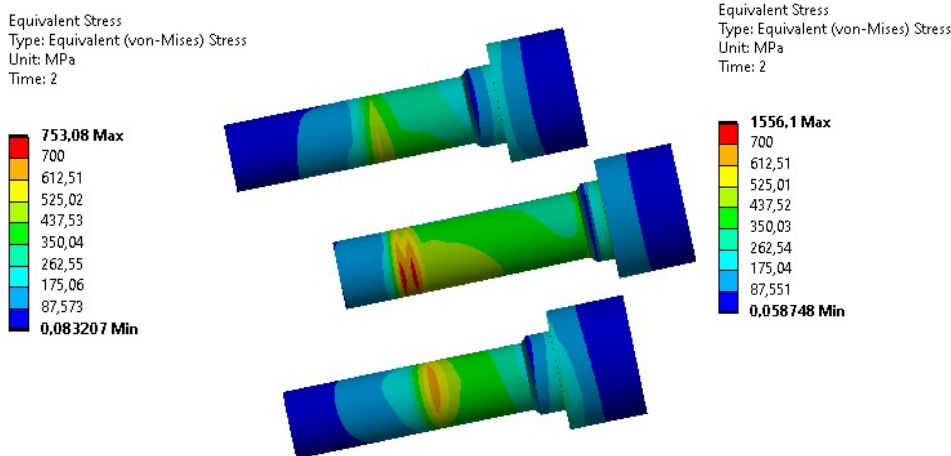
Obr. 5.8.1.4 – Ilustrační obr. spoje při maximálním zatížení od shrnování směrem „k sobě“



Obr. 5.8.1.5 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“



Obr. 5.8.1.6 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“



Obr. 5.8.1.7 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“

Obr. 5.8.1.8 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“

Tabulka výsledků získaných z MKP doplněná o předpětí ve šroubech:

	Spodní řada			Vrchní řada		
Šroub č.	1	2	3	4	5	6
Q_0 [N]	68 500	68 500	68 500	68 500	68 500	68 500
Q_{max} [N]	76 399	86 116	78 954	73 164	78 577	73 063
Q_{min} [N]	65 611	66 074	65 474	66 302	63 308	66 685
σ_o [Mpa]	23	35	34	neuvažuje se	neuvažuje se	neuvažuje se

Tab. 5.8.1.1 – namáhání šroubů – spoj rámu a shrnovacího prstu se dvěma

Kde:

- Q_0 osová síla ve šroubu po montáži [N]
 Q_{max} maximální osová síla ve šroubu [N]
 Q_{min} minimální osová síla ve šroubu [N]
 σ_o ohybové napětí ve šroubu při Q_{max} [Mpa]

Geometrické parametry šroubu M20 s válcovou hlavou:

- $d = 20$ mm ... jmenovitý průměr závitu šroubu
 $d_1 = 17,29$ mm ... malý průměr závitu šroubu
 $d_2 = 18,37$ mm ... střední průměr závitu šroubu
 $d_3 = 16,93$ mm ... průměr jádra závitu šroubu
 $s = 2,5$ mm ... stoupání závitu šroubu
 $d_k = 29,7$ mm ... průměr válcové hlavy šroubu
 $\beta = 30^\circ$... poloviční úhel profilu závitu

Pro spoj jsou zejména kvůli vyšší mezi únavy voleny šrouby pevnostní třídy 12.9, kde:

- $R_m = 1200$ MPa ... mez pevnosti [29]
 $R_{p0,2} = 1080$ MPa ... smluvní mez kluzu [29]
 $\sigma_c = 390$ MPa ... mez únavy [29]

Průřez jádra závitu:

$$S_3 = \frac{\pi * d_3^2}{4} = \frac{3,14 * 16,93^2}{4} = 225,11 \text{ mm}^2$$

Další části výpočtu jsem rozepsal pouze pro šroub č. 2 (výsledky pro ostatní šrouby jsou uvedeny v tabulce na konci výpočtu)

Tahové napětí od osově síly Q_{max} :

$$\sigma_{Q_{max}} = \frac{Q_{max}}{S_3} = \frac{86116}{225,11} = 382,5 \text{ MPa}$$

Tahové napětí od osově síly Q_{min} :

$$\sigma_{Q_{min}} = \sigma_d = \frac{Q_{min}}{S_3} = \frac{66074}{225,11} = 293,5 \text{ MPa} \quad \dots \text{ kde } \sigma_d \text{ je dolní napětí}$$

Horní napětí při uvažování vlivu ohybu:

$$\sigma_h = \sigma_{Q_{max}} + \sigma_o = 382,5 + 35 = 417,5 \text{ MPa}$$

Střední napětí v jádře šroubu:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} = \frac{417,5 + 293,5}{2} = 355,5 \text{ MPa}$$

Amplitudní napětí v jádře šroubu:

$$\sigma_a = \sigma_h - \sigma_m = 417,5 - 355,5 = 62 \text{ MPa}$$

Mez únavy šroubu dle [27]:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\Phi} = \frac{390}{5} = 78 \text{ MPa}$$

... kde Φ je koeficient zohledňující tvar, velikost a drsnost povrchu šroubu, jeho hodnota je dle [29] doporučována v rozsahu 4,5 až 5,5.

Fiktivní napětí pro výpočet bezpečnosti dle [27] :

$$\sigma_f = \frac{\sigma_c}{0,02 + 2 * R_m * 10^{-4}} = \frac{390}{0,02 + 2 * 1080 * 10^{-4}} = 1500 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči tzv. dynamické čáře dle [28]:

$$\frac{1}{k_{dyn}} = \frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = \frac{62}{78} + \frac{355,5}{1500} = 1,0318 \Rightarrow k_{dyn} = 1,0318^{-1} = 0,96$$

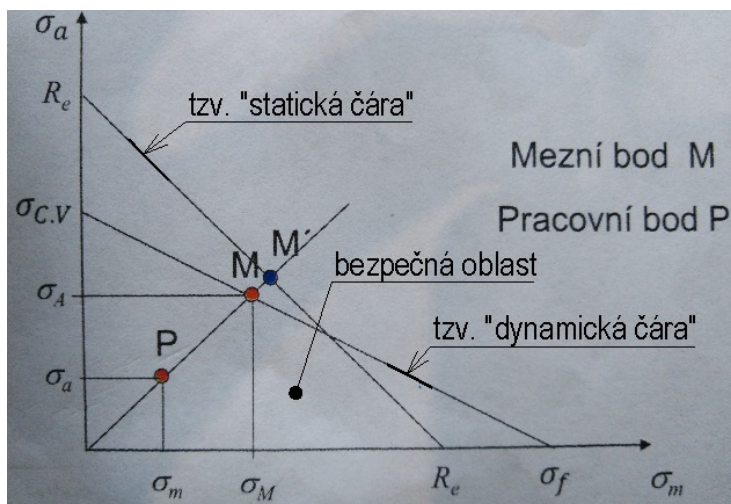
Bezpečnost vůči tzv. statické čáře dle [28]:

$$\frac{1}{k_{stat}} = \frac{\sigma_a}{R_{p0,2}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0,2}} = \frac{62}{1080} + \frac{355,5}{1080} = 0,3865 \Rightarrow k_{stat} = 0,3865^{-1} = 2,6$$

Výsledná bezpečnost bez vlivu krutu:

$$k_\sigma = \min(k_{stat}; k_{dyn}) = \min(2,6; 0,96) = 0,96 \Rightarrow \text{šroub nevyhovuje}$$

Výše analyticky popsané lze graficky znázornit ve Smithově nebo Haighově diagramu viz. následující obr. (obrázek je pouze ilustrační)



Obr. 5.8.1.9 – Haighův diagram [28]

$$R_e = R_{p0,2}$$

$$\sigma_{c,v} = \sigma_c^*$$

Úhel stoupání závitu šroubu:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi * d_2} = \frac{2,5}{3,14 * 18,37} = 0,04331925 \rightarrow \gamma = 2,4805^\circ$$

Poloviční úhel profilu normální:

$$\operatorname{tg} \beta_n = \operatorname{tg} \beta * \cos \gamma = \operatorname{tg} 30 * \cos 2,48 \rightarrow \beta_n = 29,9767^\circ$$

Volba součinitele tření v závitu:

$$\text{Volím: } f_z = 0,15$$

Třecí úhel:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos \beta_n} = \frac{0,15}{\cos 29,9767} \rightarrow \varphi' = 0,1732^\circ$$

Kroutící moment ve šroubu pro vyvození předpětí:

$$M_{kš} = Q_0 * \frac{d_2}{2} * \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 68500 * \frac{18,37}{2} * \operatorname{tg}(2,4805 + 0,1732)$$

$$M_{kš} = 136810 \text{ Nmm}$$

Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_h = 0,5 * Q_0 * f_h * \left(\frac{d_d + d_k}{2}\right) = 0,5 * 68500 * 0,15 * \left(\frac{20,5 + 29,7}{2}\right) = 128951,3 \text{ Nmm}$$

... kde f_h je součinitel smykového tření pod hlavou šroubu [-]

d_d je jmenovitý průměr díry pro šroub [mm]

Utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_{kš} + M_h = 136810 + 128951,3 = 265761,3 \text{ Nmm} = 265,7 \text{ Nm}$$

Smykové napětí od krutu ve šroubu:

$$\tau = \frac{16 * M_{kš}}{\pi * d_3^3} = \frac{16 * 136810}{3,14 * 16,93^3} = 143,66 \text{ MPa}$$

Přepoččet smykového napětí na normálové dle teorie HMH:

$$\sigma_{red} = \tau * \sqrt{3} = 143,66 * \sqrt{3} = 248,82 \text{ MPa}$$

Bezpečnost při namáhání krutem:

$$k_\tau = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{1080}{248,82} = 4,3$$

Výsledná bezpečnost dle [29]:

$$k = k_\sigma * \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_\tau}\right)^2} = 0,96 * \sqrt{1 - \left(\frac{1}{4,3}\right)^2} = 0,94$$

$k = 0,94 \Rightarrow$ šroub nevyhovuje

Kontrola kontaktního tlaku pod hlavou šroubu:

$$p_h = \frac{4 * Q_{max}}{\Pi * (d_k^2 - d_d^2)} = \frac{4 * 86116}{3,14 * (29,7^2 - 20,5^2)} = 237,4 \text{ MPa}$$

Dle [27] je mezní hodnota p_h pro ocel S 355 (11 523 dle ČSN) 500 MPa

$237,4 < 500 \Rightarrow \mathbf{OK}$

Kontrola kontaktního tlaku v závitech:

$$p_z = \frac{4 * Q_{max}}{\Pi * n * (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 * Q_{max}}{\Pi * \frac{l_z}{s} * (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 * 86116}{3,14 * \frac{30}{2,5} * (20^2 - 17,29^2)} = 90,4 \text{ MPa}$$

... kde n je počet závitů zašroubovaných do matice [-]

l_z je délka zašroubování [mm]

Dle [27] je mezní hodnota p_z pro šroub pevnostní třídy 12.9 (12K) v kombinaci s ocelovou maticí (blíže nespecifikováno) 250 MPa

$77,5 < 250 \Rightarrow \mathbf{OK}$

Zde dlužno podotknout, že zde uvažují $\frac{l_z}{s} = \frac{30}{2,5} = 12$ závitů a vyvstává tak otázka, jestli uvažování takto vysokého počtu závitů vzhledem k nerovnoměrnému rozložení tlaku po jednotlivých závitech výpočet příliš nezkrsluje. Na druhou stranu vypočtený kontaktní tlak je hluboko pod stanovenou hranicí a proto hodnotím kontrolu jako vyhovující.

Souhrnná tabulka výsledků pro jednotlivé šrouby:

Šroub č.	Spodní řada			Vrchní řada		
	1	2	3	4	5	6
k_{stat}	2,98	2,59	2,81	3,32	3,09	3,33
k_{dyn}	1,49	0,97	1,21	2,49	1,55	2,57
k_τ	4,34	4,34	4,34	4,34	4,34	4,34
k	1,45	0,94	1,18	2,42	1,51	2,50

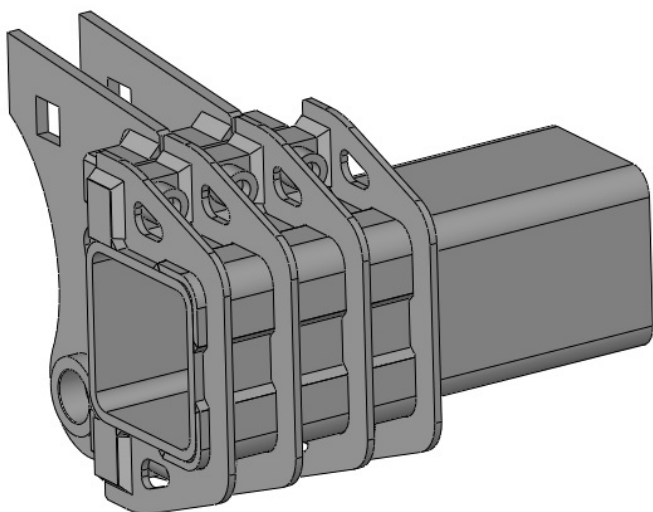
Tab. 5.8.1.2 – Shrnutí výsledků na šroubech pro spoj rámu a shrnovacího prstu se dvěma žebry

Z výše uvedeného vyplývá, že šrouby s výjimkou šroubu č. 2 (prostřední šroub spodní řady) vyhovují všem požadavkům, tj. zde celková bezpečnost k přesahuje hodnotu alespoň 1,1. Kontrolu kontaktních tlaků pod hlavou šroubu a v závitech jsem provedl na nejvíce namáhaném šroubu, proto automaticky předpokládám, že na ostatních šroubech bude splněna.

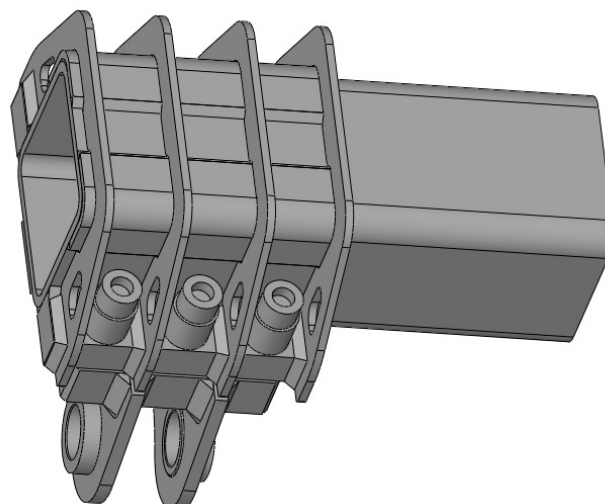
Nastalou situaci je možno řešit mnoha způsoby:

- Zmenšením předpětí ve šroubech – zde již není možné, už tak se pohybují na poměrně nízkých hodnotách utahovacích momentů a dalším snížením by se výrazně zvýšilo riziko samovolného povolování šroubů.
- Změnou tuhostního poměru přitěžovaných a odlehčovaných součástí spoje, tj. vložení distančních trubek pod hlavy šroubů
- Zvětšením čtyřhranů, pomocí kterých je spoj realizován – rovnoměrnější rozložení namáhání po šroubech
- Aplikace větších šroubů
- Zkrácení délky shrnovacího prstu – zmenšení namáhání
- Přidání počtu žeber spoje – rovnoměrnější rozložení namáhání po šroubech
- Navýšení počtu šroubů – zde obtížně realizovatelné

Stávající verzi jsem se rozhodl upravit přidáním dalších dvou žeber od čehož jsem si sliboval rovnoměrnější rozložení namáhání po šroubech. Kvůli navýšení počtu žeber bylo možné zmenšit jejich tloušťku na 6 mm. Další změnou bylo přidání rozpěrných trubek pod hlavy všech šroubů spodní řady a jejich prodloužení z původních 15 mm na 30 mm. Nutno ale podotknout, že takto upravený spoj se stal **velmi neestetickým**, jak je možno vidět na obr. 5.8.1.10 a 5.8.1.11.



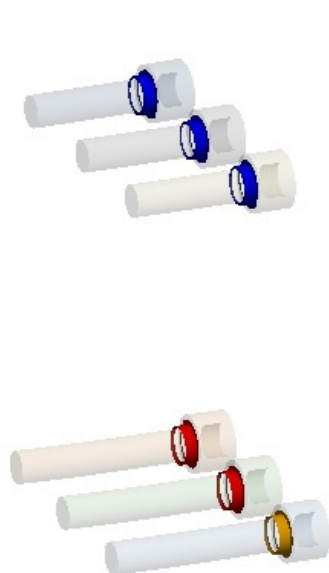
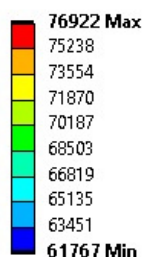
Obr. 8.8.1.10 - upravená verze spoje rámu a shrnovacího prstu



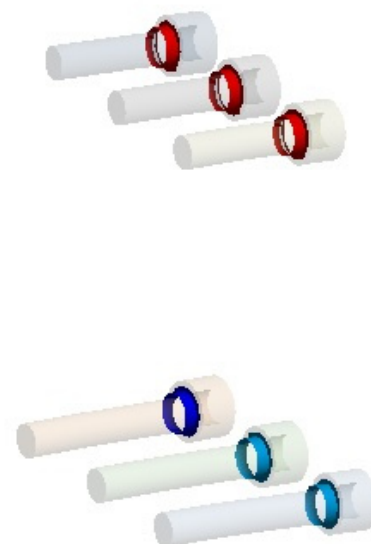
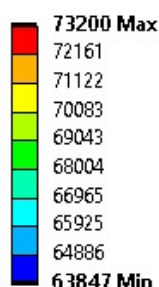
Obr. 8.8.1.11 - upravená verze spoje rámu a shrnovacího prstu – pohled na spodní řadu šroubů

Způsob „kotvení“ a zatížení modelu spoje v MKP programu zůstalo stejné. Změnou je upuštění od modelování vrchní řady šroubů jakožto prutů a zavedení vlivu ohybu i na tyto šrouby. Výsledky simulací jsou patrné z následujících obrázků 5.8.1.12 až 5.8.1.14 a tabulky 5.8.1.3.

Working Load
Type: Working Load
Unit: N
Time: 2



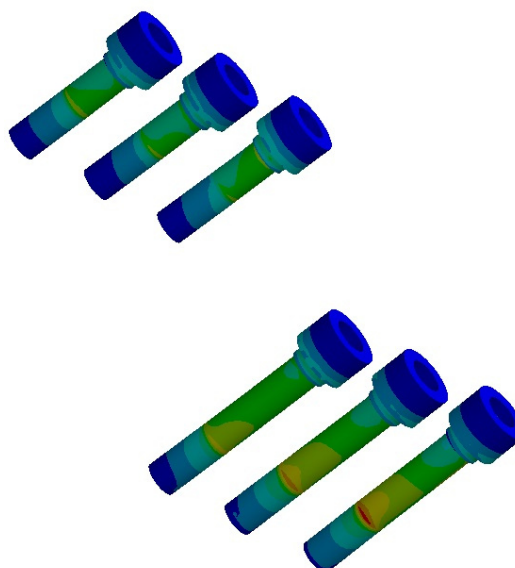
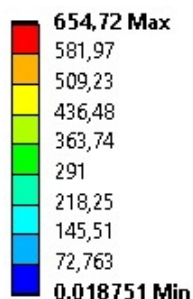
Working Load
Type: Working Load
Unit: N
Time: 2



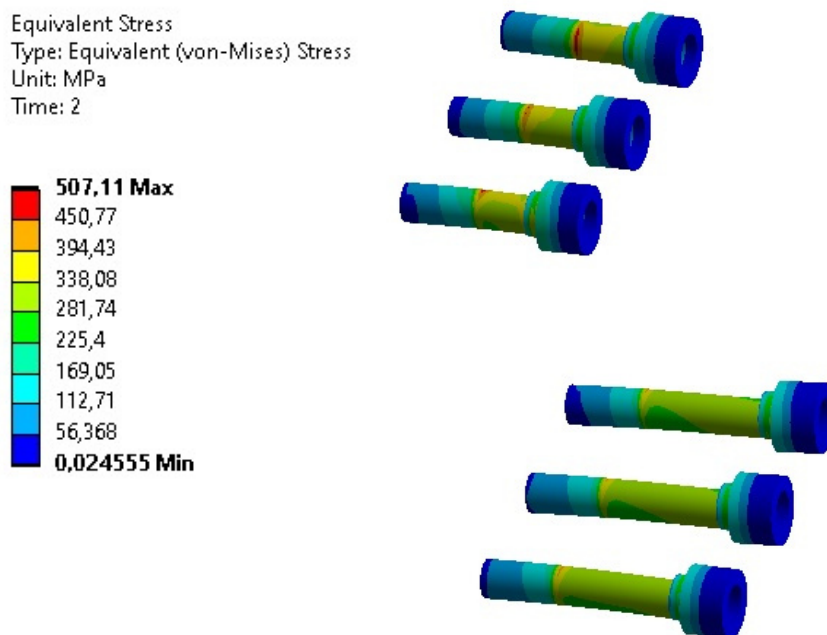
Obr. 5.8.1.12 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“

Obr. 5.8.1.13 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



Obr. 5.8.1.13 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“



Obr. 5.8.1.14 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „od sebe“

Tabulka namáhání šroubů:

	Spodní řada			Vrchní řada		
Šroub č.	1	2	3	4	5	6
Q_0 [N]	68 500	68 500	68 500	68 500	68 500	68 500
Q_{max} [N]	73 765	76 165	76 922	72 860	72 537	73 200
Q_{min} [N]	65 774	65 305	63 847	62 891	61 767	62 383
σ_o [Mpa]	28	31	33	33	21	32

Tab. 5.8.1.3 – namáhání šroubů – spoj rámu a shrnovacího prstu se čtyřmi žebry

Souhrnná tabulka výsledků pro jednotlivé šrouby:

	Spodní řada			Vrchní řada		
Šroub č.	1	2	3	4	5	6
k_{stat}	3,04	2,92	2,88	3,03	3,15	3,02
k_{dyn}	1,61	1,37	1,24	1,41	1,55	1,38
k_{τ}	4,34	4,34	4,34	4,34	4,34	4,34
k	1,56	1,34	1,21	1,38	1,50	1,34

Tab. 5.8.1.4 – Shrnutí výsledků na šroubech pro spoj rámu a shrnovacího prstu se čtyřmi žebry

Závěrem k návrhu spoje:

Šrouby přepracované verze spoje dle tab. 5.8.1.4 vyhovují všem požadavkům. Co se týče kontroly kontaktního tlaku pod hlavou šroubu a v závitech, u žádného šroubu nepřekročila maximální osová síla hodnotu 86116 N pro níž jsem tyto parametry kontroloval a tudíž není třeba kontrolu provádět.

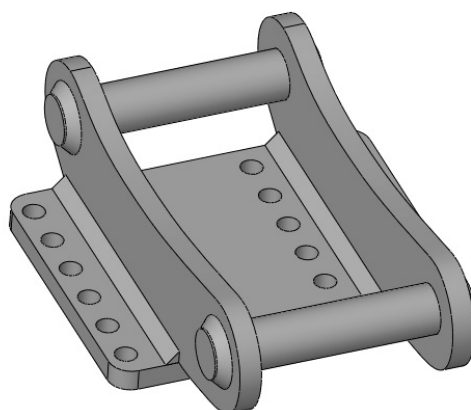
Tuto verzi spoje nepovažuji za příliš zdařilou, a to zejména kvůli její nevzhlednosti a komplikovanosti. Vzhledem ke skutečnosti, že u varianty se dvěma žebry nevyhověl pouze jediný šroub s tím, že jeho celková bezpečnost byla blízká číslu 1, pravděpodobně by stačilo navýšit délku rozpěrné trubky pod hlavou šroubu.

5.8.2 Spoj hlavního rámu s upínacími prvky pro rypadlo

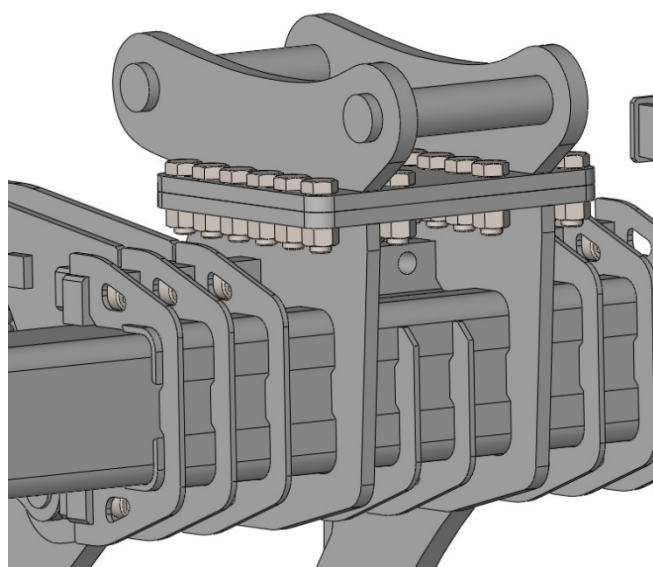
Tento spoj spojuje hlavní rám shrnovače (viz obr. 5.6.3) s uchycením pro rychloupínač rypadla (viz obr. 5.8.2.1) pomocí šroubového pole.

Spoj je kontrolován při jeho nejnepříznivějším namáhání, tj. v situaci, kdy je celá maximální síla vyvíjená násadou rypadla zachytávána špičkou krajního shrnovacího prstu. (V simulaci uvedené dále se jedná o prst levý při pohledu zepředu.) Šrouby spoje jsou opět kontrolovány na únavu při uvažování zátěžného cyklu popsaného v kapitole 5.1, postupem uvedeným v kapitole 5.7.

Původní varianta uchycení pro rychloupínač rypadla, kterou jsem obdržel od spol. Techracoon počítala se šroubovým polem 24 kusů šroubů M12 a deskou o tloušťce 15 mm. Brzy však bylo jasné, že šrouby velikosti M12 nemají šanci vyhovět nastaveným kritériím. Hlavním problémem tohoto spoje je poměrně velké ohybové namáhání šroubů plynoucí z nízké ohybové tuhosti desek a vyztužení desek žebry zde nepřichází v úvahu, protože by byly v kolizi s rychloupínačem rypadla. Nicméně i přes to jsem se rozhodl tloušťku desek nezvětšovat zejména kvůli velkému nárůstu jejich hmotnosti a řešit problém použitím větších šroubů. Řešení, které budu dále prezentovat počítá se šrouby velikosti M20 pevnostní třídy 12.9, která je opět volena kvůli své velikosti meze únavy.

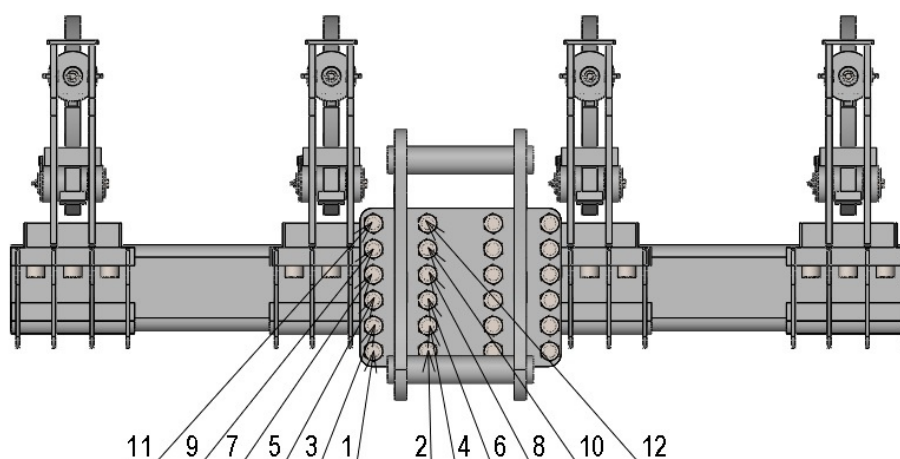


Obr. 5.8.2.1 – uchycení pro rychloupínač rypadla



Obr. 5.8.2.2 – uchycení pro rypadlo přišroubované na rámu

LEVÁ STRANA



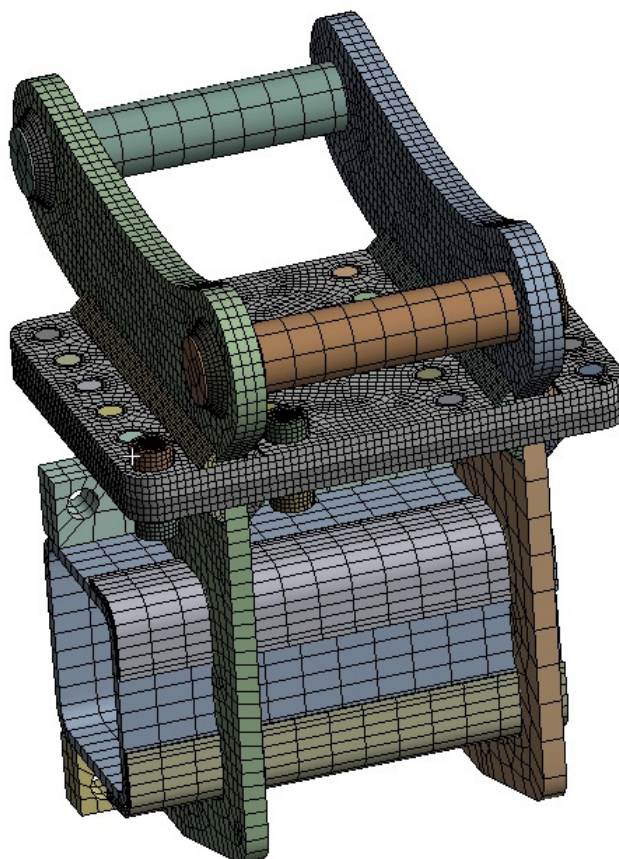
Obr. 5.8.2.3 – označení poloh jednotlivých šroubů šroubového pole – pohled shora

Na výše uvedeném obr. 5.8.2.3 je zobrazeno přiřazení čísel šroubů k jejich polohám při pohledu shora. Je označena pouze polovina šroubů přiléhající k zatíženému prstu, protože právě v této oblasti jsou šrouby nejvíce namáhány.

Model spoje pro MKP analýzu spoje je patrný z obr. 5.8.2.4. Jedná se o uchycení pro rypadlo s výřezem z hlavního rámu. Celý model je ukotven za upínací čepy, přičemž čepům není zakázána rotace kolem vlastní osy. Zatížení je řešeno aplikací vzdálené síly na levé čelo jaklu rámu vzniklé jeho řezem. Jak už jsem uvedl, poloha působíště vzdálené síly odpovídá poloze špičky levého shrnovacího prstu. Protože jsem už při modelování spoje očekával, že největší zatížení budou přenášet šrouby č. 1 a 2, jsou modelovány jako objemové prvky popsané v kapitole 5.7. Ostatní šrouby jsou pro zjednodušení výpočtu modelovány jako pruty, jejichž

koncové body jsou svázány s částmi ploch svíraných desek o velikostech odpovídajících dosedacím plochám hlav šroubů a jejich matic.

Tato simulace si klade za cíl zjištění namáhání jednotlivých šroubů a dále získání napěťových map na deskách šroubového spoje, bočnicích uchycení pro rypadlo a zejména na jejich svarových spojích, ostatní díly slouží pouze pro „roznesení“ zatížení a nikoli pro zjišťování napěťových map. Velikost elementu sítě se tak řídí účelem, pro který byl daný díl do simulace začleněn.

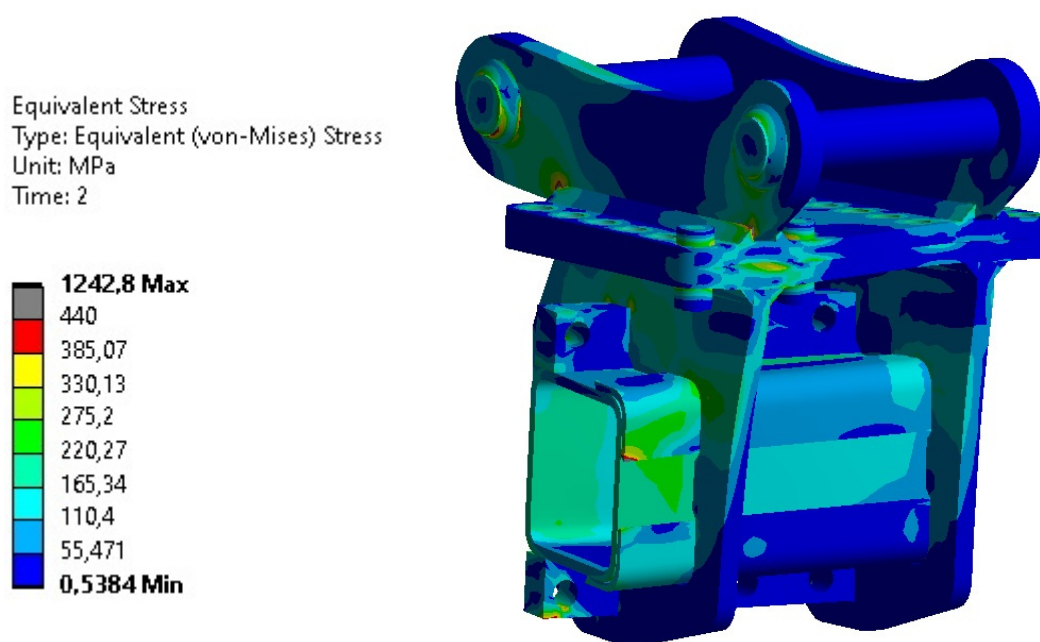


Obr. 5.8.2.4 – síťovaný model pro MKP simulaci spoje rámu a uchycení pro rypadlo

Důvodem proč jsou šrouby ve spoji modelovány rozdílně byla snaha o zjednodušení výpočtu. Na první pohled je jasné, že nejnamáhanějšími budou právě šrouby č. 1 a 2 a pokud bych volil strategii dimenzování na neomezený únavový život všech šroubů, stačilo by tak zkontrolovat pouze tyto dva šrouby. Protože uvedený šroubový spoj sestává z dvaceti čtyř šroubů, přičemž valnou většinu zatížení přenáší pouze část z nich, dal jsem na radu Ing. M. Šperňáka a neusiloval jsem o to, aby nejnamáhanější šrouby spadaly do oblasti trvalé pevnosti, ale pouze té časované. Myslím, že tento krok si mohu dovolit vzhledem ke skutečnosti, že při prasknutí např. zmiňovaných šroubů č. 1 a 2 nedojde k havárii spoje, protože zbývá spousta dalších šroubů. Samozřejmě v takovémto stavu nebude moci být spoj dlouhodobě provozován, a proto by bylo vhodné stanovit na základě výpočtu časované pevnosti interval výměny inkriminovaných šroubů, popř. ihned po defektu šroubu jej nahradit novým.

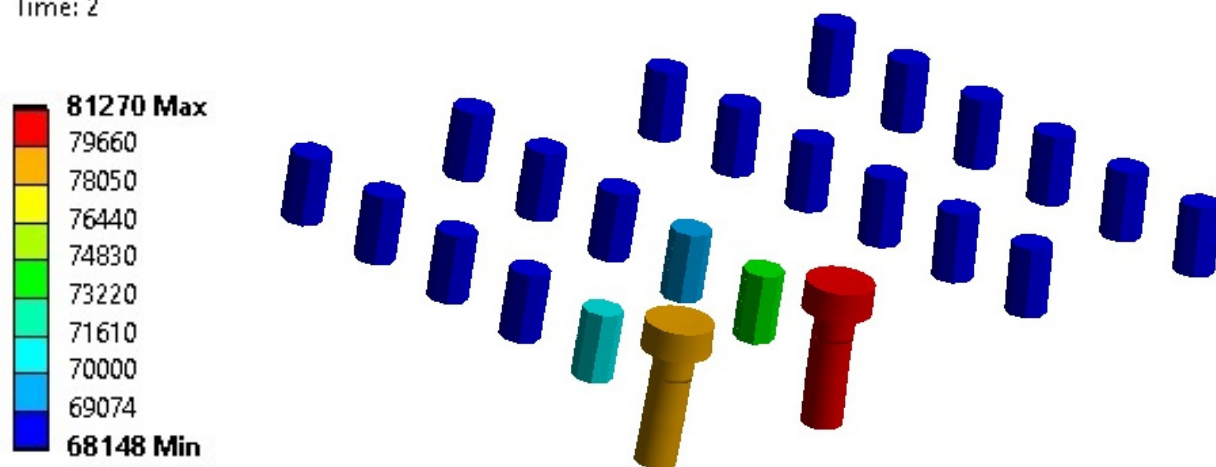
Touto změnou v přístupu k dimenzování tak vyvstala potřeba kontroly většího počtu šroubů, tím pádem bylo nutné zjistit na šroubech modelovaných pruty jejich ohybové namáhání. Abych ale nemusel předělávat model, na kterém byla simulace prováděna, nechal jsem si na „prutových“ šroubech vykreslit ohybový moment, ze kterého jsem se k ohybovému napětí dostal známým výpočtem pomocí průměru jádra závitů d_3 . Výsledky simulace jsou patrné z následujících obrázků 5.8.2.5 až 5.8.2.10.

Zatížení od shrnování směrem „k sobě“:



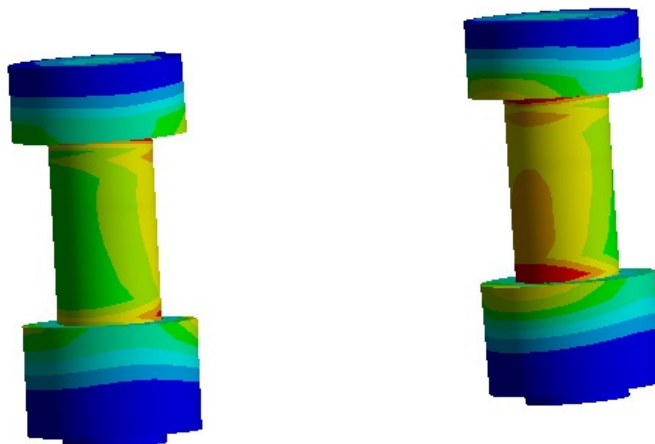
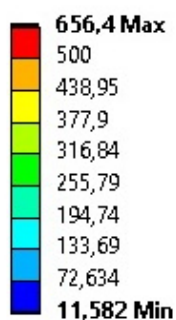
Obr. 5.8.2.5 – Napěťová mapa na spoji upínacího mezikusu s rámem – zatížení od shrnování směrem „k sobě“

Working Load
Type: Working Load
Unit: N
Time: 2



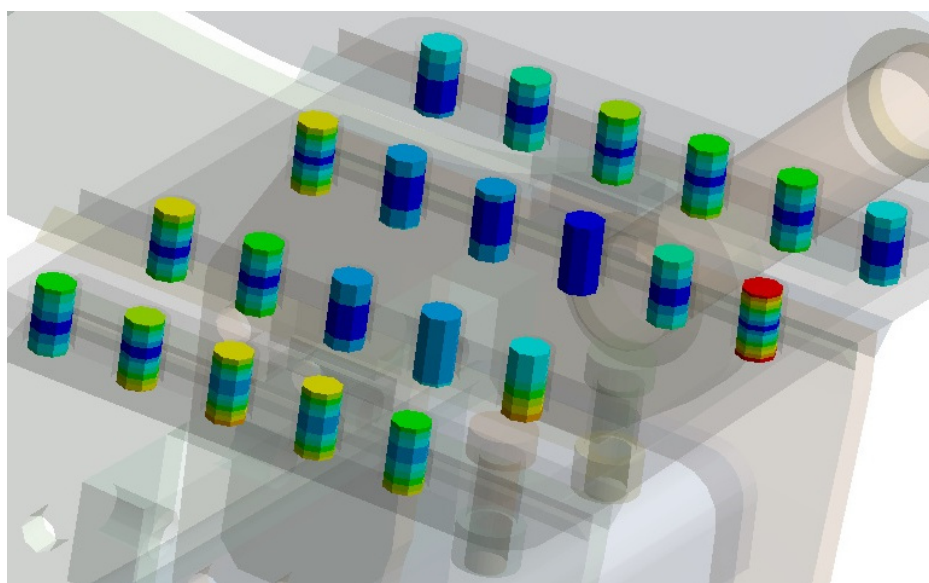
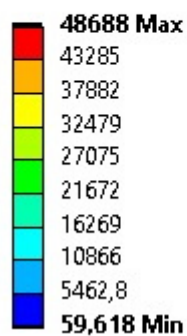
Obr. 5.8.2.6 – Osová síla ve šroubech spoje upínacího mezikusu s rámem při zatížení od shrnování směrem „k sobě“

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



Obr. 5.8.2.7 – Napěťová mapa na šroubech č. 1 a 2 při zatížení od shrnování směrem „k sobě“

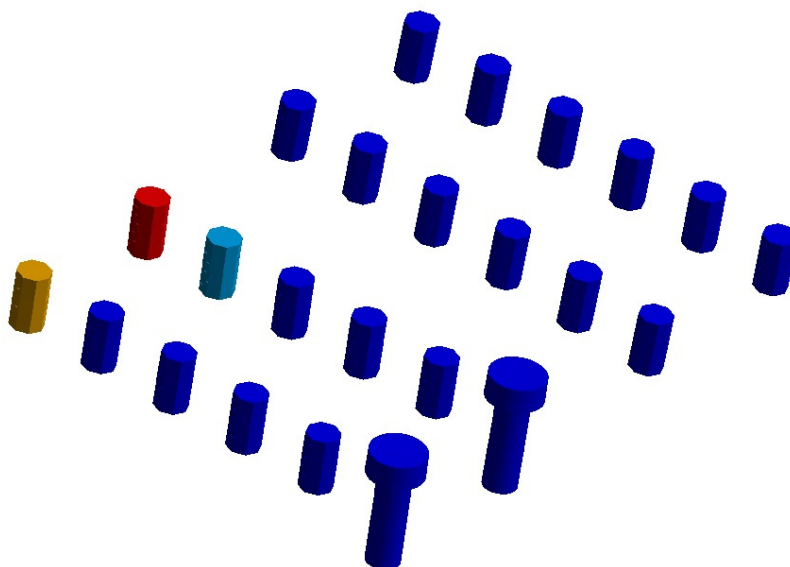
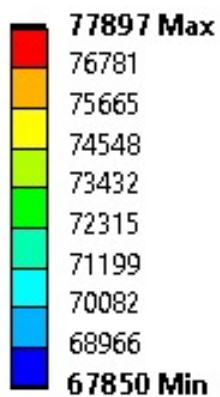
Total Bending Moment
Type: Total Bending Moment
Unit: N·mm
Time: 2



Obr. 5.8.2.8 – Ohybový moment na šroubech spoje upínacího mezikusu a rámu modelovaných pomocí prutů při zatížení od shrnování směrem „k sobě“

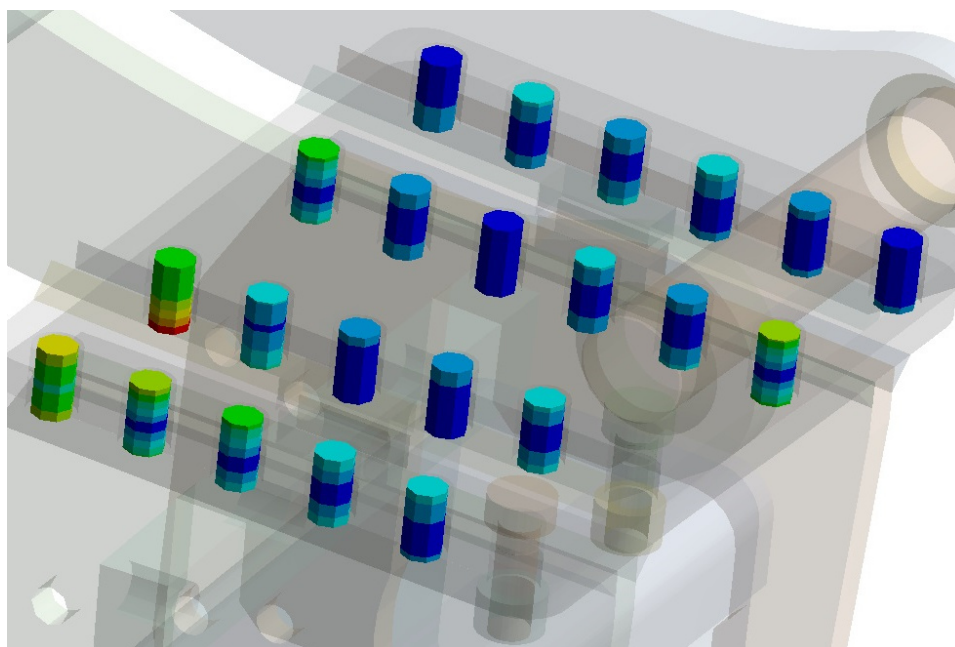
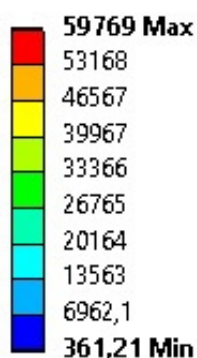
Zatížení od shrnování směrem „od sebe“:

Working Load
Type: Working Load
Unit: N
Time: 2



Obr. 5.8.2.9 – Osová síla ve šroubech spoje upínacího mezikusu s rámem při zatížení od shrnování směrem „od sebe“

Total Bending Moment 2
Type: Total Bending Moment
Unit: N-mm
Time: 2



Obr. 5.8.2.10 – Ohybový moment na šroubech spoje upínacího mezikusu a rámu modelovaných pomocí prutů při zatížení od shrnování směrem „od sebe“

Tabulka výsledků:

Šroub č.	Q_0 [N]	Q_{max} [N]	Q_{min} [N]	σ_o [MPa]	k_{stat}	k_{dyn}	k_{τ}	k
1	68 500	78 670	68 500	74	2,20	1,00	4,34	0,97
2	68 500	81 270	68 500	90	2,10	0,84	4,34	0,82
3	68 500	71 030	68 469	29	2,54	2,11	4,34	2,05
4	68 500	74 061	68 500	40	2,43	1,56	4,34	1,52
5	68 500	68 770	68 091	15	2,66	3,09	4,34	3,01
6	68 500	69 277	68 165	16	2,65	2,91	4,34	2,84
7	68 500	68 500	67 850	15	2,67	3,11	4,34	3,03
8	68 500	68 500	67 900	6	2,72	3,85	4,34	3,75
9	68 500	68 760	68 500	15	2,66	3,21	4,34	3,12
10	68 500	69 402	68 500	14	2,65	3,08	4,34	3,00
11	68 500	76 322	68 500	55	2,32	1,24	4,34	1,20
12	68 500	77 897	68 500	72	2,22	1,03	4,34	1,00

Tab. 5.8.2.1 – Výsledková tabulka šroubů spoje upínacího mezikusu s rámem

Poznámky k vyplňování výše uvedené tabulky a diskuse výsledků:

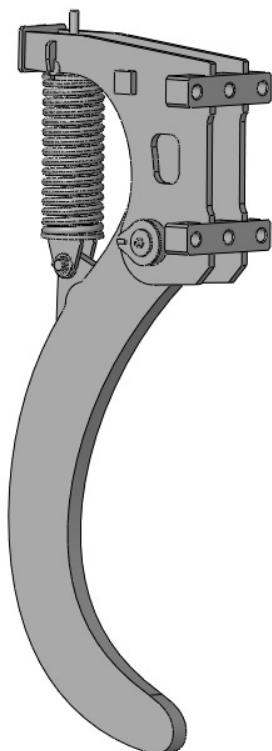
Na některých šroubech docházelo při odečtu osových sil z MKP k situaci, kdy samozřejmě při jednom smyslu zatížení byla osová výrazně větší, než jeho montážní předpětí, ale při druhém smyslu zatížení spoje byla také větší, než jeho předpětí, sice ne o moc, ale byla. V takovýchto případech (šrouby č. 1; 2; 9; 10; 11; 12) je nutné jako minimální osovou sílu ve šroubu během jeho zátěžného cyklu Q_{min} položit rovnou jeho předpětí Q_0 , protože se jedná o cyklus, který prochází nezatíženým stavem. Podobná situace nastává, když při jednom smyslu zatížení spoje je osová síla menší, než jeho předpětí a při druhém smyslu také. Tady je nutno položit Q_{max} rovno Q_0 (šroub č. 7 a 8). Fakticky vzato jsou v těchto případech porušeny předpoklady výpočtu a zátěžný cyklus má jiný tvar, ale dle mého názoru nemá smysl se zde takovými věcmi hlouběji zabírat, protože mají jen malý význam.

Z tabulky vyplývá, že šrouby č. 1; 2 a 12 nevyhověly, popř. nevyhověly s požadovanou bezpečností kritériu na stálou pevnost, proto je tyto šrouby (lépe celou „přední a zadní řadu“) měnit v určitých intervalech. Délku servisního intervalu zde stanovovat nebudu, protože nemám k dispozici parametry popisující Wöhlerovu křivku oceli šroubů. Co se týče kontroly na kontaktní tlak pod hlavou šroubu, nebudu ji provádět vzhledem k podobnosti s výpočtem v kap. 5.8.1 a faktu, že žádná osová síla ve šroubu nepřekročila hodnotu, pro níž byla kontrola provedena.

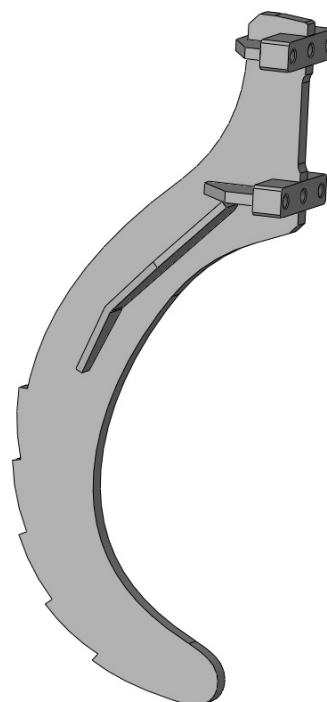
Co lze ještě ke šroubovým spojům podotknout, je fakt, že je zde kvůli únavě volena poměrně nízká hodnota předepnutí šroubu, což má za následek zhoršenou odolnost proti povolení. Proto by bylo vhodné pojistit šrouby např. použitím samojistných matic DIN 985 nebo např. lepidlem na závity. Hodnota předpětí ale nebyla stanovována s využitím věšteké koule, ale jako doporučená hodnota pro šroub M20 pevnostní třídy 5.8.

5.9 Návrh shrnovacích prstů

Jak už bylo řečeno, pro shrnovač se počítá s více druhy shrnovacích prstových jednotek, jednak s jednotkou s odpruženým prstem a dále s jednotkou s pevným prstem. Obě jednotky musejí mít tytéž přípojovací rozměry pro uchycení k rámu.



Obr. 5.9.1 – Jednotka pružinového shrnovacího prstu

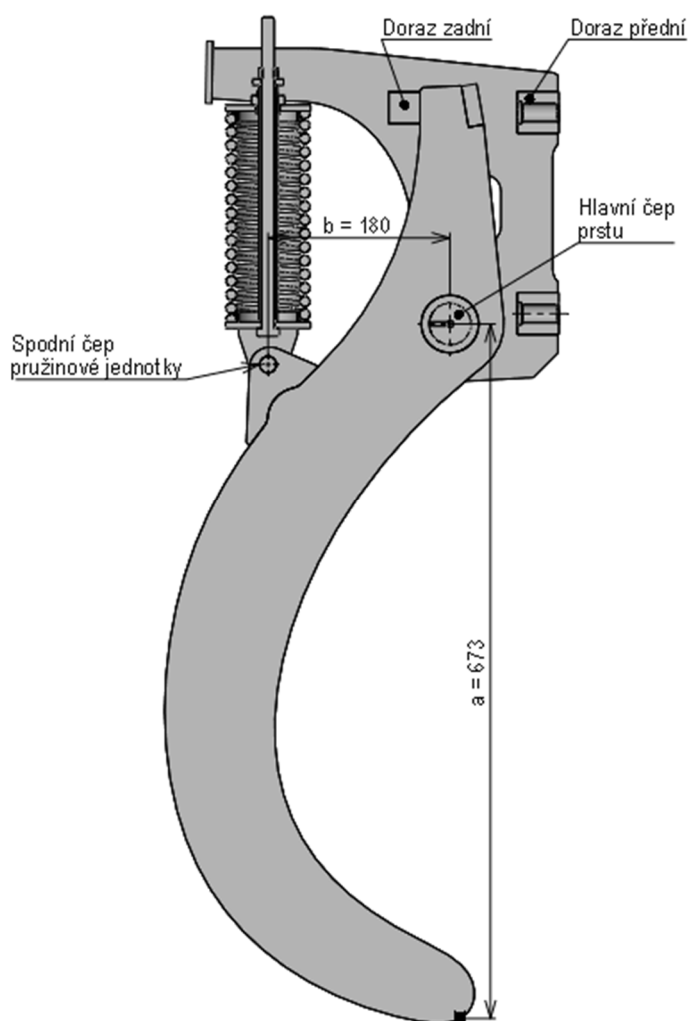


Obr. 5.9.2 – Pevná prstová jednotka

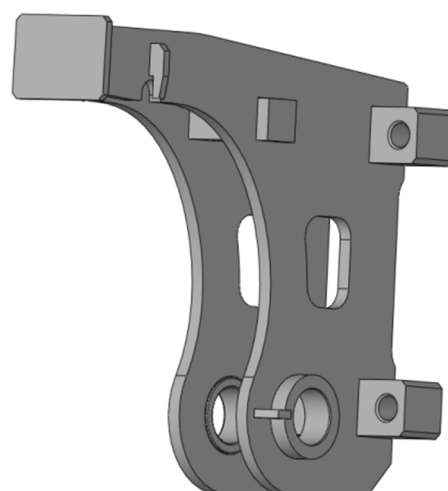
Na obrázcích 5.9.1 a 5.9.2 výše jsou náhledy pevné a pružinové jednotky shrnovacích prstů. Základem je shrnovací prst z 25 mm silného plechu z otěrvzdorné oceli Hardox 450. V případě pevného provedení je prst navíc opatřen ze své zadní strany zuby pro zlepšení funkce zpětného nahrnování. Připojení jednotek k rámu se děje s využitím šesti šroubů M20 zašroubovaných do závitových děr v čtyřhranech prstových jednotek. Jedná se o čtyřhran 40 x 40 mm. Pro variantu s pružením by bylo možné použít šroubů ve spojení s maticemi a nikoli výrobně nákladnějších závitových děr ve čtyřhranech ale pro variantu pevnou se taková možnost nenabízí, proto jsem v rámci jednotnosti zvolil toto řešení.

5.9.1 Popis pružinové jednotky

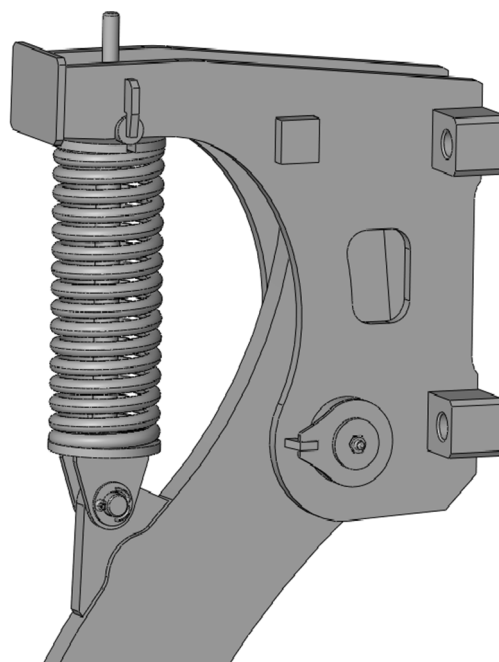
Jednotka pružinového shrnovacího prstu je konstruována tak, že shrnovací prst je otočně uložen na hlavním čepu (viz obr. 5.9.1.1) a může tak vykonávat kyvný pohyb, ovšem pouze v pracovním rozsahu, který je omezen dvojicí dorazů (viz tentýž obr.). Výše zmíněné má za následek, že pružina není nijak přetěžována a její maximální namáhání je jasně omezeno.



Obr. 5.9.1.1 – Řez jednotkou pružinového prstu



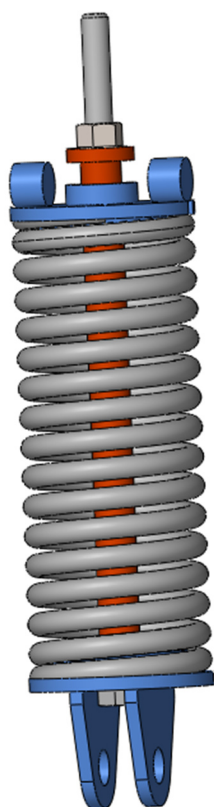
Obr. 5.9.1.2 – Svařenec rámu jednotky shrnovacího prstu



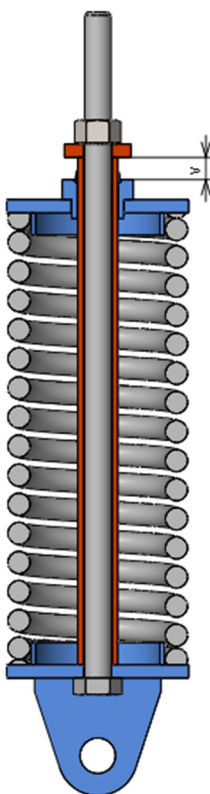
Obr. 5.9.1.3 – Detailní pohled na uložení pružinové jednotky

Uložení pružiny znázorňuje obr. 5.9.1.4 až obr. 5.9.1.6, pružinová jednotka je zde vyobrazena v pozici v jaké se nachází zamontovaná do stroje, předepnutá na požadované předpětí. Hlavní součástí jednotky je válcová tlačná pružina stažená středovým šroubem M12 přes spodní a dolní miskou (modrá barva). Jako délkový doraz a zároveň vedení pro horní miskou slouží sestava dorazové trubky (červená barva). Montáž probíhá následujícím způsobem: nejprve se pomocí matice stahuje pružina z volné délky tak dlouho, dokud nedosedne čelo dorazové trubky na spodní

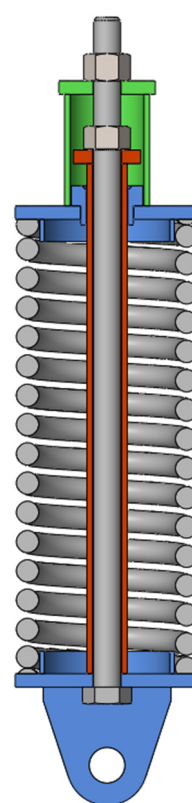
misku. V této chvíli je nutno použít montážní přípravek viz obr. 5.9.1.6 (zelená barva) k dalšímu stlačení pružiny o hodnotu mezery „v“ viz obr. 5.9.1.5. S nasazeným montážním přípravkem je jednotka vložena do rámu a připojena spodním čepem (viz obr. 5.9.1.1). Po ustavení je montážní přípravek odejmut. Výsledkem je, že i při počáteční poloze vyvíjí pružina tlak na čepy svých misek, což je důležité především pro horní uložení kde nehrozí ani při jistém otlacení zadního dorazu (viz obr. 5.9.1.1) vyvolnění nebo vypadnutí válečků horní misky z drážek v rámu. Taktéž případné rázy vzniklé při vypružení prstu nejsou přenášeny středovým šroubem pružinové jednotky, ale zadním dorazem viz obr. 5.9.1.1.



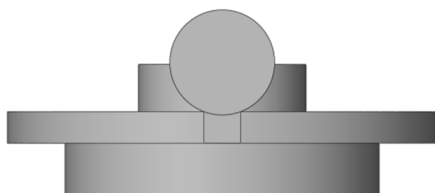
Obr 5.9.1.4 – pohled na pružinovou jednotku



Obr. 5.9.1.5 – Řez pružinovou jednotkou



Obr. 5.9.1.6 – Řez pružinovou jednotkou s montážním přípravkem



Obr. 5.9.1.7 – Detail ustavení válečku horní misky při svařování pomocí drážky

5.9.2 Výpočet tlačné pružiny

Výchozí parametry pro návrh pružiny vztažené k bodu na špičce shrnovacího prstu:

síla na špičce prstu pro aktivaci pružení:	$F_{1s} = 300 \text{ N}$
maximální síla na špičce prstu před dosednutím do dorazu:	$F_{8s} = 500 \text{ N}$
délka trajektorie bodu na špičce prstu při vykonání celého pracovního kroku:	$x_s = 120 \text{ mm}$

Protože hodnoty vstupních údajů není důležité, ba ani možné dodržet zcela přesně, vypíšu na základě výpočtu návrhového níže vstupní údaje pro výpočet kontrolní a provedu kontrolu navrhnuté pružiny.

síla na špičce prstu pro aktivaci pružení	$F_{1s} = 309,5 \text{ N}$
maximální síla na špičce prstu před dosednutím do dorazu	$F_{8s} = 520 \text{ N}$
délka trajektorie bodu na špičce prstu při vykonání celého pracovního kroku	$x_s = 120 \text{ mm}$
průměr pružinového drátu	$d = 10 \text{ mm}$
průměr šroubovice pružiny	$D = 71 \text{ mm}$
počet aktivních závitů	$n_a = 14$
počet závěrných závitů	$n_z = 2$
stoupání šroubovice pružiny	$s_p = 16,5 \text{ mm}$
konce pružiny	uzavřené, obrobené
modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku [26]	$G = 81500 \text{ MPa}$

polotovary	pružinový drát třídy TD kalený v oleji specifikovaný v EN 10270-2
Provedení pružiny	pružina vinutá za studena, krátce nepěchovaná

Nejprve si předvedu silové působení vztažené ke špičce shrnovacího prstu na silové působení přímo na pružinu:

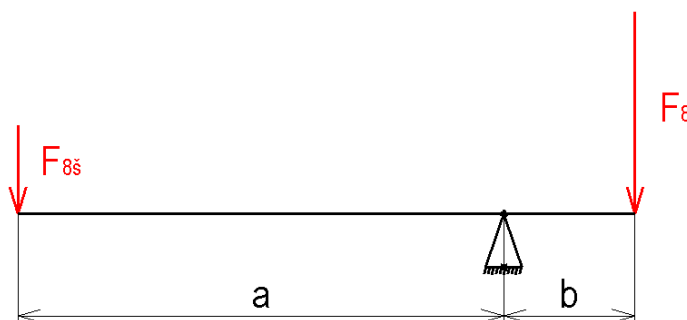
$$a = 673 \text{ mm (viz obr. 5.9.1.1)}$$

$$b = 180 \text{ mm (viz obr. 5.9.1.1)}$$

$$F_8 = \frac{F_{8s} * a}{b} = \frac{520 * 673}{180} = 1944 \text{ N}$$

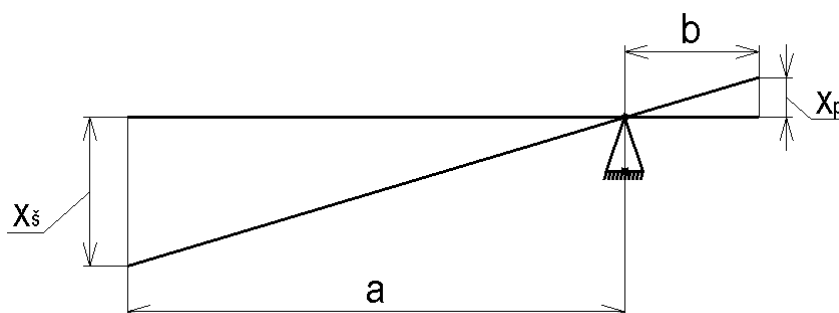
Obdobně:

$$F_1 = \frac{F_{1s} * a}{b} = \frac{309,5 * 673}{180} = 1157 \text{ N}$$



Obr 5.9.2.1 – Silová rovnováha na páce

Obdobně přepočítám i délku potřebného pracovního kroku:



Obr.5.9.2.2 - Pracovní krok shrnovacího prstu

Z podobnosti trojúhelníků plyne:

$$\frac{x_s}{a} = \frac{x_p}{b} \rightarrow x_p = \frac{x_s * b}{a} = \frac{120 * 180}{673} = 32 \text{ mm}$$

Kde x_p je pracovní krok pružiny.

Všechny níže uvedené vztahy jsou v souladu s ČSN EN 13906-1 ([26])

Úhel stoupání šroubovice pružiny α :

$$\alpha = \arctg\left(\frac{s}{\pi * D}\right) = \arctg\left(\frac{16,5}{3,14 * 71}\right) = 4,23^\circ$$

kde $\pi \approx 3.14$ je Ludolfovo číslo

Index pružiny w :

$$w = \frac{D}{d} = \frac{71}{10} = 7,1$$

Wahlův součinitel κ :

$$\kappa = \frac{4 * w - 1}{4 * w - 4} + \frac{0,615}{w} = \frac{4 * 7,1 - 1}{4 * 7,1 - 4} + \frac{0,615}{7,1} = 1,21$$

Tuhost pružiny k :

$$k = \kappa * \frac{G * d^4}{8 * n_a * D^3} = \frac{81500 * 10^4}{8 * 14 * 71^3} = 24,6 \text{ N/mm}$$

Volná délka pružiny l_0 :

$$l_0 = n_a * s + n_z * d = 14 * 16,5 + 2 * 10 = 251 \text{ mm}$$

Stlačení pružiny při předpětí x_1 :

$$x_1 = \frac{F_1}{k} = \frac{1157}{24,6} = 47 \text{ mm}$$

Délka předeprnuté pružiny l_1 :

$$l_1 = l_0 - x_1 = 251 - 47 = 204 \text{ mm}$$

Maximální stlačení pružiny při provozu x_8 :

$$x_8 = \frac{F_8}{k} = \frac{1944}{24,6} = 79 \text{ mm}$$

Stlačení pružiny při dosednutí závitů x_9 :

$$x_9 = l_0 - (n_a + n_z) * d = 251 - (14 + 2) * 10 = 91 \text{ mm}$$

$$x_8 < x_9 \Rightarrow \text{OK}$$

Namáhání drátu pružiny:

Norma ČSN EN13906 uvažuje pouze torzní namáhání krutem – ohyb, smyk a tlak se zanedbávají. Pro dynamicky namáhané pružiny norma rozeznává:

Maximální torzní napětí τ_{kO}

Minimální torzní napětí τ_{kU}

Rozsah torzního napětí τ_{kH}

$$\tau_{kO} = \frac{8 * D * F_8}{\pi * d^3} = \frac{8 * 71 * 1944}{3,14 * 10^3} = 351,7 \text{ MPa}$$

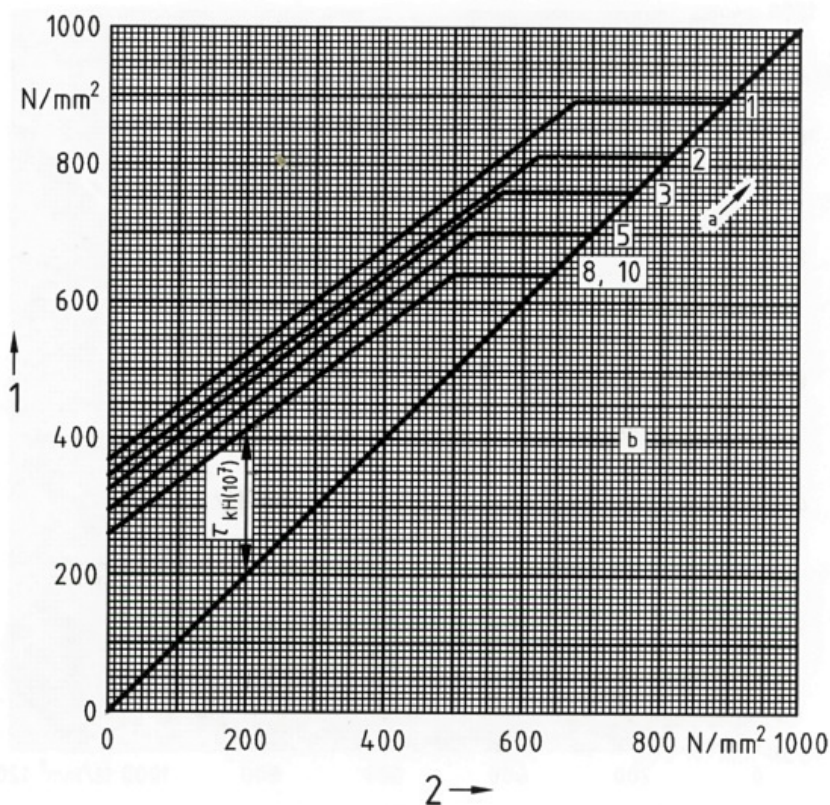
$$\tau_{kU} = \frac{8 * D * F_1}{\pi * d^3} = \frac{8 * 71 * 1157}{3,14 * 10^3} = 209,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kH} = \tau_{kO} - \tau_{kU} = 351,7 - 206,3 = 145,4 \text{ MPa}$$

Kontrola pružiny na trvalou pevnost:

Norma ČSN EN13906 přímo udává „diagramy rozsahu meze únavové pevnosti (Goodmanovy diagramy)“ pro jednotlivé třídy a úpravy pružinových drátů. Diagram pro zvolený typ pružinového drátu je zobrazen na obr. 5.9.2.3. Diagram pracuje rovnou se smykovými napětími τ_{kO} a τ_{kU} , potažmo s τ_{kH} tak, že vykresluje mezní křivky pro jednotlivé průměry drátů. Pracovní body pružin spadající do oblasti pod danou mezní křivkou indikují neomezený únavový život pružiny. Pracovní bod pružiny shrnovače z drátu o průměru 10 mm, kde $\tau_{kO} = 351,7 \text{ MPa}$ a $\tau_{kU} = 209,3 \text{ MPa}$ tak spadá do zmíněné bezpečné oblasti, to ale nic neříká o tom, s jakou bezpečností je tato podmínka splněna. Protože nevím, jakým způsobem z tohoto diagramu bezpečnost spočítat, převedl jsem si tento digram na diagram Smithův, kde už si s tímto úkolem dokážu poradit. Smithův diagram popisuje totéž, jen trochu jinak,

osa Y je zde taktéž tvořena horním napětím, kdežto osu X tvoří napětí střední. Standardně je zde uvažováno napětí normálové, avšak nevidím důvod, proč by nebylo možné zhotovit diagram s napětími smykovými.



Legenda

1 $\tau_{kO}(10^7)$

2 $\tau_{kU}(10^7)$

a d

b $N = 10^7$

Obr 5.9.2.3 – Diagram rozsahu meze únavové pevnosti (Goodmanův diagram) pro pružiny vinuté za studena, vyrobené ze třídy FD nebo TD kaleného v oleji a temperovaného drátu specifikovaného v EN 10270-2, krátce nepřechované [25]

Abych nedělal příliš velký zmatek ve značení, přidržím se symboliky použité ve výše uváděné normě kde:

maximální torzní napětí = horní napětí τ_{kO}

minimální torzní napětí = dolní napětí τ_{kU}

rozsah torzního napětí τ_{kH}

(index „k“ značí korigovanou hodnotu – tj. výpočet s uvažováním součinitele χ)

Dále zavádím:

střední torzní napětí τ_{kM}

amplitudní torzní napětí τ_{kA}

Mezní čáru v diagramu dle obr. 5.9.2.3 tvoří dvě přímky. Přímka rovnoběžná s osou X pouze ořezává od bezpečné oblasti napětí přesahující mez kluzu a zůstává v obou

diagramech neměnná. Naopak přímka šikmá se při transformaci mění. Přepočet jsem provedl pomocí dvou libovolně zvolených bodů ležících na oné přímce. Pro sestavení Smithova diagramu viz. obr. 5.9.2.4 jsem pak použil příslušné hodnoty τ_{kO} a τ_{kM} .

Bod č. 1:

$$\tau_{kU} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kO} = 320 \text{ MPa}$$

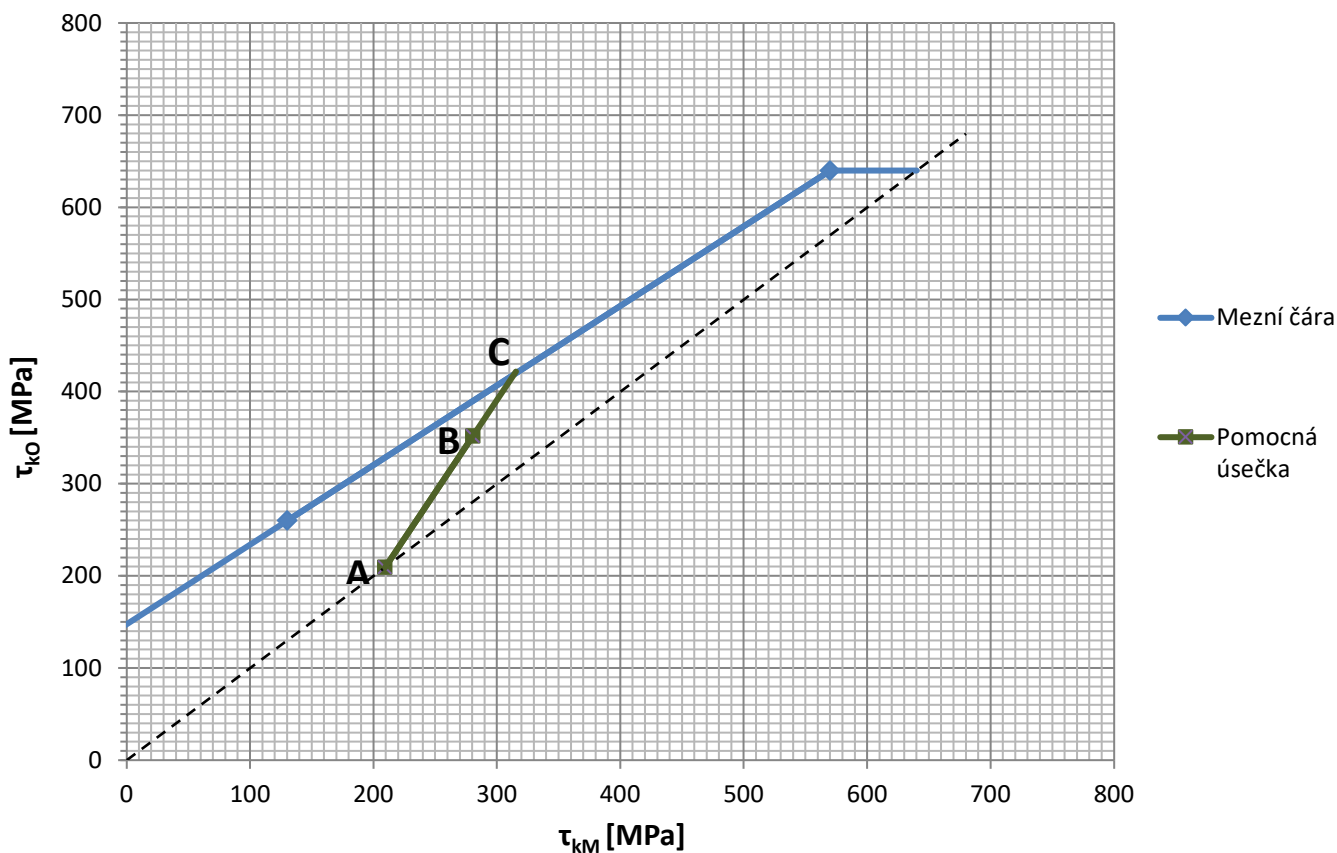
$$\tau_{kM} = \frac{\tau_{kU} + \tau_{kO}}{2} = \frac{0 + 320}{2} = 160 \text{ MPa}$$

Bod č. 2:

$$\tau_{kU} = 500 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kO} = 640 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kM} = \frac{\tau_{kU} + \tau_{kO}}{2} = \frac{500 + 640}{2} = 570 \text{ MPa}$$



Obr. 5.9.2.4 – Upravený Smithův diagram pro pružiny vinuté za studena, vyrobené ze třídy FD nebo TD kaleného v oleji a temperovaného drátu specifikovaného v EN 10270-2, krátce nepěchované

Pro stanovení bezpečnosti na trvalou pevnost k_{cp} slouží v diagramu zelená přímka, přičemž bod A je dán napětím v pružině ve stavu montážního předpětí, bod B charakterizuje napjatost v plně stlačené pružině a konečně bod C je průsečíkem zelené přímky s mezní čarou. Tedy:

Bod A:

$$\tau_{kU} = \tau_{kM} = 209,3 \text{ MPa (statické zatížení)}$$

Bod B:

$$\tau_{kO} = 351,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kU} = 209,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kM} = \frac{\tau_{kU} + \tau_{kO}}{2} = \frac{209,3 + 351,7}{2} = 280,5 \text{ MPa}$$

Bod C: (odečet z diagramu)

$$\tau_{kO} = 420 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kM} = 315 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k_{cp} je pak dána vztahem:

$$k_{cp} = \frac{\overline{AC}}{\overline{AB}} = \frac{\sqrt{(C_x - A_x)^2 + (C_y - A_y)^2}}{\sqrt{(B_x - A_x)^2 + (B_y - A_y)^2}} = \sqrt{\frac{(315 - 209,3)^2 + (420 - 209,3)^2}{(280,5 - 209,3)^2 + (351,7 - 209,3)^2}}$$

$$k_{cp} = 1,48$$

$$k_{cp} > 1 \Rightarrow OK$$

Kde:

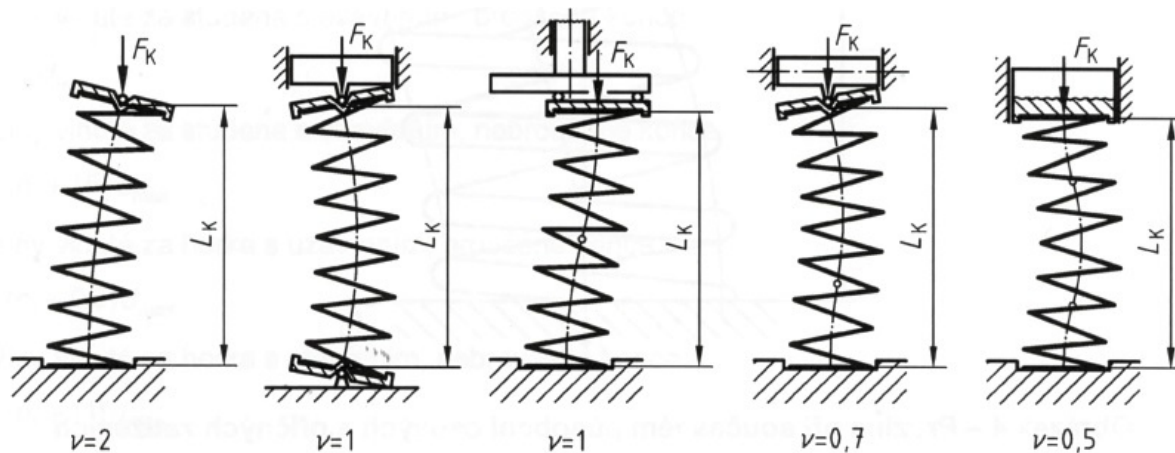
A_x x-ová souřadnice bodu A

A_y y-ová souřadnice bodu A

analogicky dále...

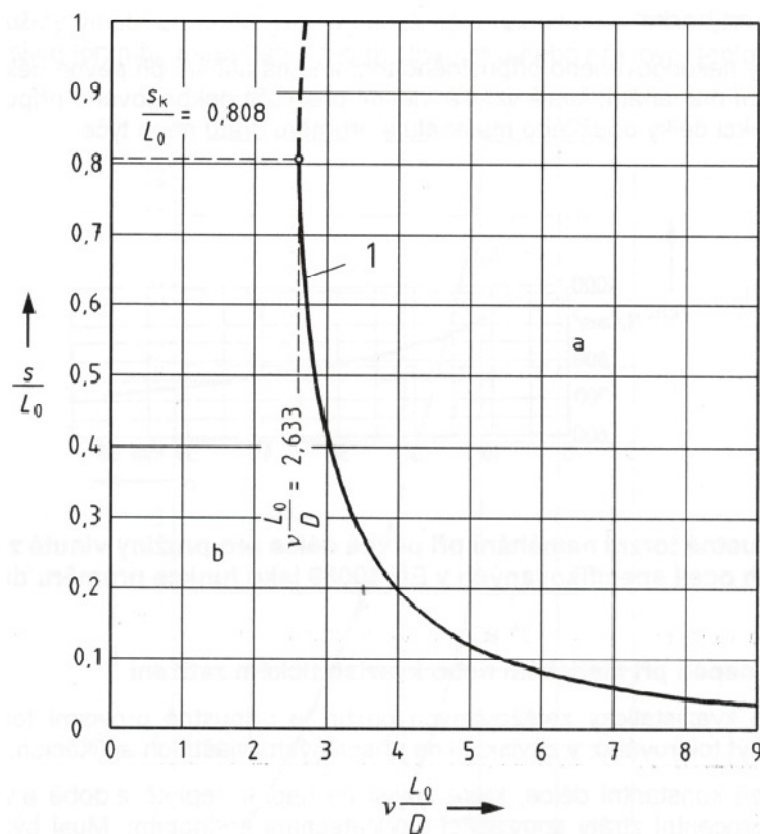
Kontrola pružiny na vzpěr:

Při posuzování vzpěrné stability vinuté pružiny hraje zásadní roly její usazení, to popisuje obr. 5.9.2.5, kde ν symbolizuje koeficient usazení. [25]



Obr. 5.9.2.5 – typy usazení osově zatížených pružin [25]

Mezní křivku oddělující oblast ohledně vzpěru stabilních pružin od oblasti nestabilní je možno vidět na obr. 5.9.2.6.



Legenda:

1 - Mezní křivka

a - nestabilní oblast

b - stabilní oblast

s – stlačení pružiny [mm] (ve výpočtech výše označováno jako x)

Obr. 5.9.2.6. – Teoretická mez vybočení šroubových tlačných pružin [25]

Pružina shrnovače je uložena do vedených misek, tomu odpovídá koeficient usazení $\nu = 0,5$. Na konci jejího pracovního kroku platí:

$$\frac{s}{L_0} = \frac{x_8}{L_0} = \frac{79}{250} = \mathbf{0,316}$$

$$\nu \frac{L_0}{D} = 0,5 * \frac{250}{71} = \mathbf{1,76}$$

Při vynesení výše spočítaných hodnot do grafu z obr. 5.9.2.6 je zřejmé, že pružina zůstává hluboko ve stabilní oblasti.

Závěrem k návrhu pružiny:

Závěrem bych chtěl poznamenat, že výše navrhnutá pružina vyhovuje všem požadavkům, avšak je lehce předdimenzovaná, což ukazuje hodnota bezpečnosti k_{cp} , která se blíží hodnotě 1,5.

Návrh pružiny bere v úvahu jako polotovár pro výrobu pružiny kalený a temperovaný pružinový drát třídy TD bez dalších mechanických úprav specifikovaný v EN 10270-1, o kterém lze tvrdit, že patří do kategorie pružinových drátů s nižšími mechanickými vlastnostmi. Jak budu uvádět v dalších kapitolách, jedním ze zásadních problémů shrnovače je jeho velká hmotnost a to i přes to, že na exponované části rámu jsou použity vysokopevnostní ocele. Z tohoto hlediska by bylo vhodnější použít byť jistě dražší pružinový drát s větší mezí únavy a tím snížit hmotnost pružiny. Jako příklad uvádím patentovaný a tažený pružinový drát třídy SH specifikovaný v EN 10270-1, jehož mez únavy je pro stejné průměry drátů v porovnání se zmiňovaným drátem třídy TD dle [25] cca o 23% vyšší. Další možností, jak zvýšit mez únavy pružinového drátu je technologická operace zvaná krátké pěchování, jde o dodatečné pěchování materiálu drátu pružiny prováděné již na jejím konečném tvaru. Z tohoto důvodu však musí parametry pružiny splňovat jistá kritéria, aby byla tato operace proveditelná. Dle [25] je nutné, aby: $d > 1mm$, $w < 15$ a mezera mezi aktivními závity $a_0 > d$.

Pro navrženou pružinu platí.:

$$a_0 = s_p - d = 16,5 - 10 = 6,5 \text{ mm}$$

Kde:

s_p stoupání šroubovice pružiny v aktivní části [mm]

a_0 mezera mezi aktivními závity pružiny [mm]

Jelikož pro navrženou pružinu $a_0 < d$, nemůže pro ni být využito krátké pěchování, nicméně jen doplním, že dle [25] dojde při aplikaci krátkého pěchování na pružinu vinutou za studena ze zmiňovaného drátu třídy TD k nárůstu meze únavy o cca 38,5%. U drátu třídy SH je to o cca 25% oproti variantě bez pěchování.

Ne zcela zavrhnutí hodnou možností řešení odpružení shrnovacího prstu by vedle použití vinuté pružiny mohla být aplikace pružiny listové, to by ovšem vyžadovalo zcela jinou konstrukci.

5.9.3 Kontrola čepů jednotky odpruženého prstu

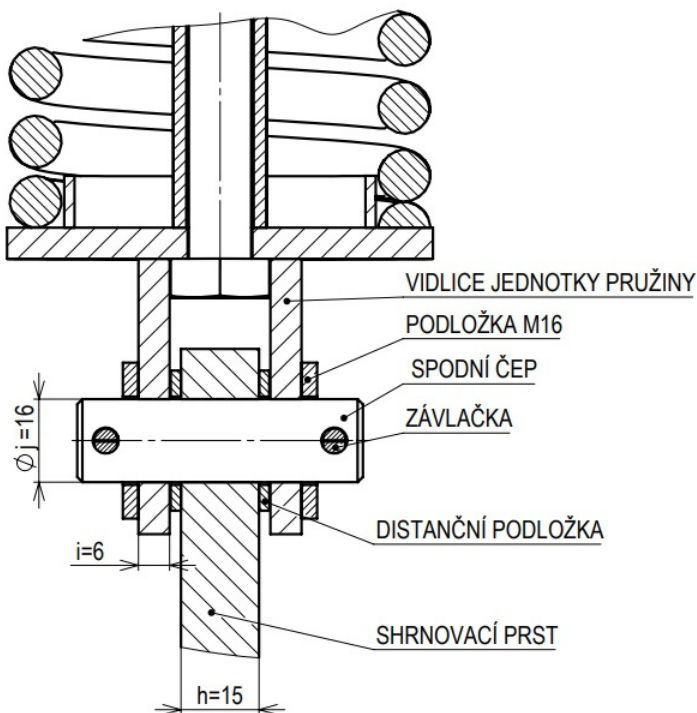
Při kontrolních výpočtech čepů jsem vycházel z doporučených hodnot kontaktních tlaků z tabulky níže.

Materiál nábojů, čepů, kolíků a hřídelů (otlačovaný materiál)	Nepohyblivá uložení			Točná (kloubová) uložení		
	p_D (Mpa)			p_D (Mpa)		
	klidné	míjivé	střídavé	klidné	míjivé	střídavé
Ocel třídy 37, 42, automatové oceli	90	63	45	30	24	12
Ocel třídy 50	125	90	56	30	24	12
Ocel třídy 60	160	100	63	30	24	12
Ocel třídy 70, ušlechtilé a legované oceli	180	110	70	30	24	12
Oceli na odlitky	80	56	40	18	14	7
Šedá litina	70	50	32	12	10	5
Bronz	32	22	16	20	16	8

Tab. 5.9.3.1 – Doporučené hodnoty kontaktních tlaků [26]

Spodní čep pružinové jednotky:

Umístění tohoto čepu je patrné z obr. 5.9.1.1, řez čepovým spojem pak zobrazuje obr. 5.9.3.1. Materiál čepu a součástí jím spojených je S 355 J0. Čep přenáší silové působení pružiny na shrnovací prst, velikost maximálního zatížení čepu je tak jasně definována silou pružiny $F_8 = 1944 N$.



Obr. 5.9.3.1 – Spodní čep pružinové jednotky – osový řez

Kontrola kontaktního tlaku:

Kontrolu jsem provedl logicky pro menší ze dvou kontaktních ploch, tedy pro dotykovou plochu mezi čepem a vidlicí. Pro větší přiblížení reality jsem navíc uvažoval sražení hran díry vidlice o velikosti $0,5 \times 45^\circ$. Potom je kontaktní plocha dána vztahem:

$$S = 2 * (i - 2 * 0,5) * j = 2 * (6 - 2 * 0,5) * 16 = 160 \text{ mm}^2$$

$i; j$ - viz obr. 5.7.3.1 [mm]

Kontaktní tlak:

$$p = \frac{F_8}{S} = \frac{1944}{160} = \mathbf{12,5 \text{ MPa}}$$

Ocel S 355 se v pojetí tab. 5.9.3.1 řadí do ocelí třídy 50 (cca 500 MPa mez pevnosti). Čep je zatěžován pulzující silou, takovýto druh zatížení však zmíněná tabulka nebere v úvahu, proto jsem zvolil nejbližší možný horší případ – zatížení míjivé, kde $p_D = 24 \text{ MPa}$.

$$p < p_D \Rightarrow \mathbf{OK}$$

I přes značnou rezervu mezi doporučenou a spočítanou hodnotou kontaktního tlaku nepovažuji čep za předimenzovaný a to zejména z důvodu, že se předpokládá zanedbatelné mazání. (absence mazací hlavičky).

Kontrola na stříh:

Při korektním postupu kontroly čepu by v tomto případě bylo nutné vzhledem ke konstrukci spoje zahrnout nejenom vliv stříhu ale i ohybu čepu. Protože ale již podle poměrně nízkého kontaktního tlaku na ne příliš velké kontaktní ploše soudím, že napětí v čepu bude velice nízké, dovoluji si výpočet zjednodušit pouze na stříh.

Smykové napětí ve stříhu:

$$\tau = \frac{F_8}{2 * S} = \frac{4 * F_8}{2 * \Pi * c^2} = \frac{4 * 1944}{2 * 3,14 * 16^2} = 4,8 \text{ MPa}$$

Jak už jsem zmínil, namáhání čepu má pulzující charakter. Při korektním postupu by bylo nutné stanovit např. amplitudu a střední hodnotu napětí ve stříhu, dále stanovit mezní hodnotu amplitudního napětí pro dané střední napětí např. pomocí Haighova nebo Smithova diagramu a tuto hodnotu porovnat s amplitudním napětím na čepu. Protože je na první pohled jasné, že hodnota napětí $\tau = 4,8 \text{ MPa}$ je opravdu velice nízká a tím pádem je zřejmé, že čep vyhoví, ať už tuto hodnotu porovnáme téměř s čímkoli, nebude tak velkým prohřeškem porovnat tuto hodnotu rovnou s τ_C pro danou ocel. (Zanedbávám součinitel velikosti a jakosti povrchu).

$$\text{Pro S355: } \tau_C \approx 0,25 * 500 = 125 \text{ MPa}$$

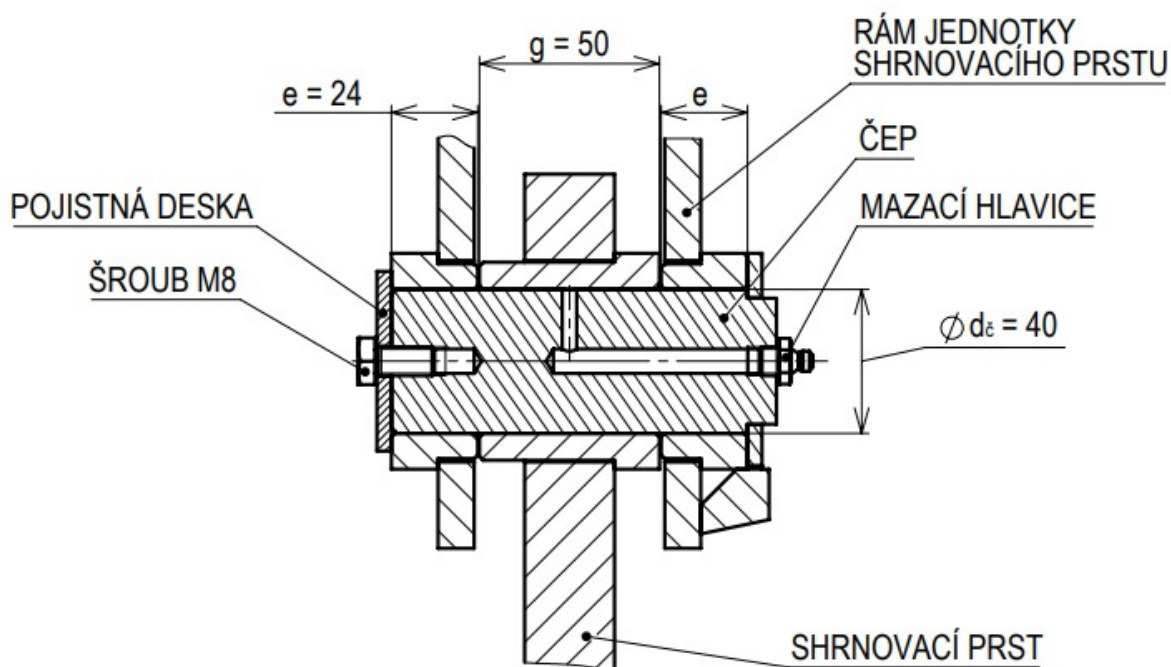
$$\Rightarrow \tau < \tau_C \Rightarrow \mathbf{OK}$$

Kontrola horního čepu pružinové jednotky:

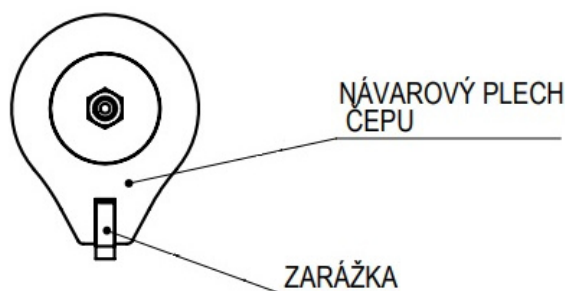
Tento čep je patrný např. z obr. 5.9.1.3. Zde dochází ke kontaktu na průměru 20 mm v šířce 2*10 mm, což v součinu dává větší plochu než v případě spodního čepu a je tedy zřejmé, že při stejném zatížení je zde kontaktní tlak menší. Protože se navíc nejedná o čep v klasickém pojetí (viz obrázky v kapitole 5.9.1) není nutná ani kontrola na stříh / ohyb.

Kontrola hlavního čepu prstu:

Umístění čepu je patrné z obr. 5.9.1.1, detailnější informace podává dvojice obrázků 5.9.3.2 a 5.9.3.3. Čepu je zabráněno v rotaci vůči pouzdrům spojeným s rámem pomocí návarového plechu (viz obr.5.9.3.3) jehož vybrání zapadá do zářky která je opět součástí rámu, zpětnému vypadnutí brání šroub s pojistnou deskou. Zvolený materiál čepu a pouzder je E 335.



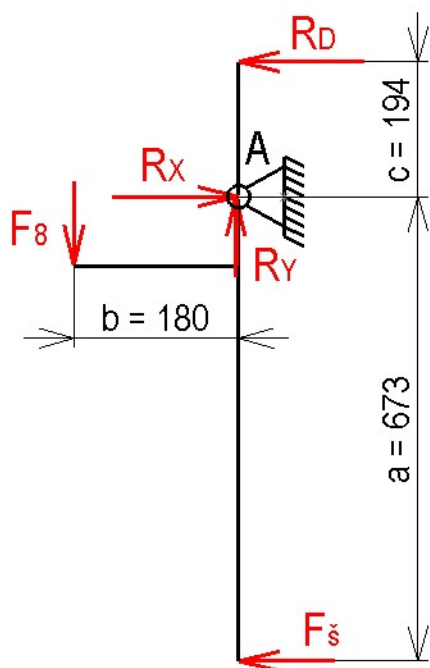
Obr. 5.9.3.2 – osový řez čepovým spojem hlavního čepu prstu



Obr. 5.9.3.3 – Čelní pohled na hlavní čep prstu

Kontrola kontaktního tlaku:

K relativnímu pohybu prstu vůči čepu dochází pod zatížením, jehož velikost definuje síla pružiny. Nesrovnatelně větší silou je ale čep namáhán po opření prstu do dorazu, při tomto zatížení již ale nedochází k žádnému pohybu. Protože zatížení působící na čep při pohybu je v porovnání s rozměry čepu velice malé, kontroloval jsem čep ohledně kontaktního tlaku pouze při opření prstu do dorazu. Této situaci odpovídá následující schéma.:



Bod A	Hlavní čep
R_D	Reakce v dorazu
F_8	Síla pružiny
R_X	X-ová složka reakce v čepu
R_Y	Y-ová složka reakce v čepu
F_s	Max. síla působící na špičku prstu

Obr. 5.9.3.4 – Silové působení na shrnovacím prstu při opření do dorazu

Momentová rovnováha k bodu A:

$$M_A = 0 = F_8 * b - F_s * a + R_D * c \Rightarrow R_D = \frac{F_s * a - F_8 * b}{c} = \frac{38\,000 * 673 - 1\,944 * 180}{194}$$

$$R_D = 130\,021\,N$$

Rovnováha sil ve směru osy X:

$$R_X = R_D + F_s = 130\,021 + 38\,000 = 168\,021\,N$$

Rovnováha sil ve směru osy Y:

$$R_Y = F_8$$

Celková reakce na čepu:

$$R_{\check{c}} = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} = \sqrt{168\,021^2 + 1\,944^2} = 168\,032\,N$$

Kontaktní plocha čepu a pouzder rámu: (Uvažováno oboustranné sražení 1 x 45°)

$$S = 2 * (e - 2 * 1) * d_{\zeta} = 2 * (24 - 2) * 40 = 1\,760 \text{ mm}^2$$

Kontaktní tlak:

$$p = \frac{R_{\zeta}}{S} = \frac{168\,032}{1\,760} = 95,5 \text{ MPa}$$

Dovolený kontaktní tlak dle tab. 5.9.3.1:

E 335 – ocel třídy 60 (R_m cca 600 MPa)

U odpružené jednotky shrnovacího prstu se nepředpokládá časté „zpětné hnutí“, proto jsem uvažoval míjivé zatížení čepu.

$$\Rightarrow p_D = 100 \text{ MPa}$$

$$p < p_D \Rightarrow OK$$

Závěrem ke kontrole kont. tlaku:

Kontaktní tlak spadá do povoleného rozmezí, avšak poměrně těsně. Vzhledem k možnosti zatížit prst i v obráceném směru (jakkoli se to neuvažuje) by stálo za úvahu zvětšení kontaktních ploch popř. použití tvrzených materiálů.

Kontrola na stříh:

Smykové napětí ve stříhu:

$$\tau_{max} = \tau_h = \frac{4 * R_{\zeta}}{2 * \Pi * (d_{\zeta}^2 - d_k^2)} = \frac{4 * 168\,032}{2 * 3,14 * (40^2 - 6,8^2)} = 68,8 \text{ MPa}$$

Odhad meze únavy ve smyku pro E 335 s použitím vztahu dle [27] :

$$\tau_{C(-1)} = \tau_{H(-1)} \approx 0,25 * R_m = 0,25 * 600 = 150 \text{ MPa}$$

Spočítanou hodnotu napětí ve stříhu čepu chápu jako jeho maximální hodnotu. Výše uvedená τ_C platí pro cyklus symetricky střídavý. Namáhání čepu uvažuji míjivou silou. Pro míjivé namáhání mohu s jistotou tvrdit, že mezní horní napětí je zde vyšší, než pro namáhání symetricky střídavé. Z tohoto důvodu mohu dále tvrdit, že pokud $\tau_h < \tau_{H(-1)}$, pak i $\tau_h < \tau_{H(0)}$ a to i s větší rezervou. Tj.:

$$\tau_{H(0)} > \tau_{H(-1)} > \tau_h \Rightarrow OK$$

Kde:

τ_h	horní smykové napětí cyklu
$\tau_{H(-1)}$	mezní horní smykové napětí při symetricky střídavém zatížení ($R = -1$)
$\tau_{H(0)}$	mezní horní smykové napětí při pulzujícím zatížení ($R = 0$)

5.10 Analýza nosných částí shrnovače z hlediska únavy

Ke kontrole nosných částí shrnovače jsem využíval modely zatížené vždy silou od shrnování směrem „ k sobě“, přičemž jsem uvažoval zátěžný cyklus s hodnotou asymetrie $R = -0,7$ (viz kapitola 5.1). Kontrolu částí rámu mimo oblast svarů jsem prováděl porovnáním redukovaného napětí v daném místě napěťové mapy s horním mezním napětím σ_H pro daný materiál a hodnotu asymetrie cyklu $R = -0,7$. Při stanovování této hodnoty jsem zanedbal vlivy velikosti a drsnosti povrchu součástí, tj.: $\sigma_c = \sigma_c^*$

Co se týče kontroly svarových spojů na únavu, je zde značně komplikovanější situace. Hlavním problémem je fakt, že např. ČSN 05 0120, která mimo jiné řeší i problematiku únavy svarových spojů vychází z analytického výpočtu svaru, tj. z jakéhosi zprůměrovaného napětí. Vlivy koncentrace napětí vlivem základní geometrie svaru, nedokonalostí provedení svaru a vliv tepelného ovlivnění materiálu jsou zahrnuty až v doporučených hodnotách mezí únavy, resp. v normě uvedených Smithových diagramech. Z MKP výpočtu ale získávám napětí ve svaru, ve kterém již je vliv základní geometrie zahrnut. **Protože nevím jak tento problém korektně vyřešit, zdržím se hodnocení únavového hodnocení svarů s výjimkou, kdy napětí ve svaru, nebo jeho blízkosti přesahuje mez kluzu nebo σ_H základního materiálu.** V těchto případech lze s jistotou tvrdit, že svarový spoj nevyhovuje požadavku trvalé pevnosti.

Výpočet σ_H pro ocel Strenx 700 MC:

Fiktivní napětí dle [28]:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c}{\psi} = \frac{440}{0,2} = 2200 \text{ MPa}$$

... kde ψ je součinitel citlivosti k asymetrii cyklu (tzv. sbíhavost) jehož (jejíž) hodnotu jsem stanovil dle [28] jako doporučení pro ocel pevnosti 750 – 1000 MPa namáhanou tahem- tlakem, či ohybem.

Mezní amplituda napětí dle [28]:

$$\sigma_A = \sigma_c * \left(1 - \frac{\sigma_M}{\sigma_F}\right)$$

... kde σ_M [MPa] je střední napětí mezního cyklu

Dále platí:

$$R = \frac{\sigma_D}{\sigma_H} = \frac{\sigma_M - \sigma_A}{\sigma_M + \sigma_A} = -0,7$$

$$\Rightarrow 1,7 * \sigma_M = 0,3 * \sigma_A$$

$$\Rightarrow \sigma_M = 0,18 * \sigma_A$$

... kde: σ_D [MPa] je dolní mezní napětí

σ_H [MPa] je horní mezní napětí

Po dosazení do rovnice pro σ_A :

$$\sigma_A = \sigma_c * \left(1 - \frac{0,18 * \sigma_A}{\sigma_F}\right)$$

$$\Rightarrow \sigma_A = \frac{\sigma_c}{1 + 0,18 * \frac{\sigma_c}{\sigma_F}} = \frac{440}{1 + 0,18 * \frac{440}{2200}} = 424,7 \text{ MPa}$$

Horní mezní napětí:

$$\sigma_H = \sigma_A + \sigma_M = \sigma_A + 0,18 * \sigma_A = 1,18 * \sigma_A = 1,18 * 424,7 = 501 \text{ MPa}$$

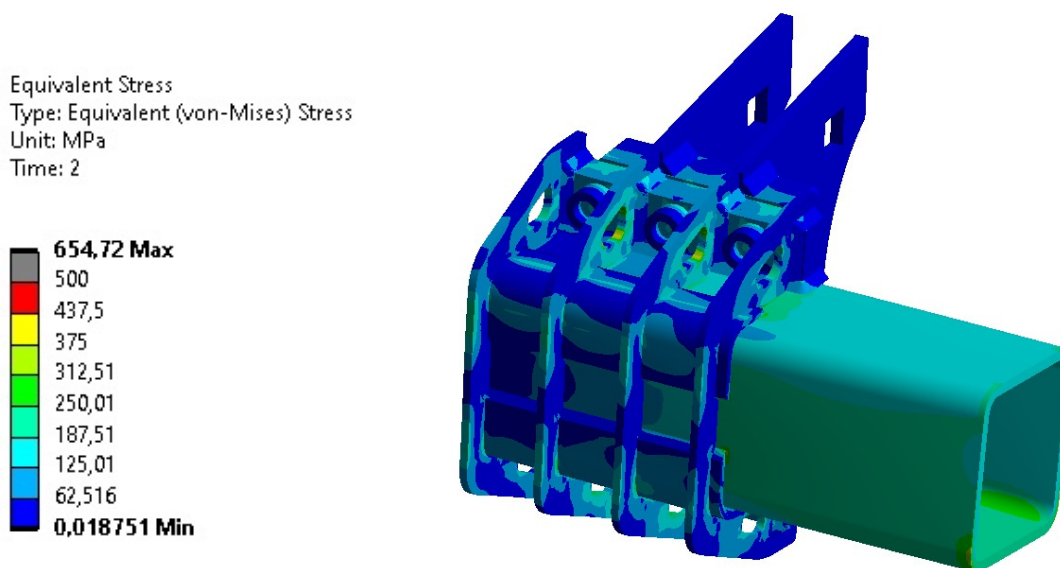
$$\sigma_{H \text{ strenx}} = 501 \text{ MPa}$$

Výpočet σ_H pro ocel S355 J0:

Protože se jedná o stejný výpočet, pouze s jinými čísly, uvedu pouze výsledek, tj.:

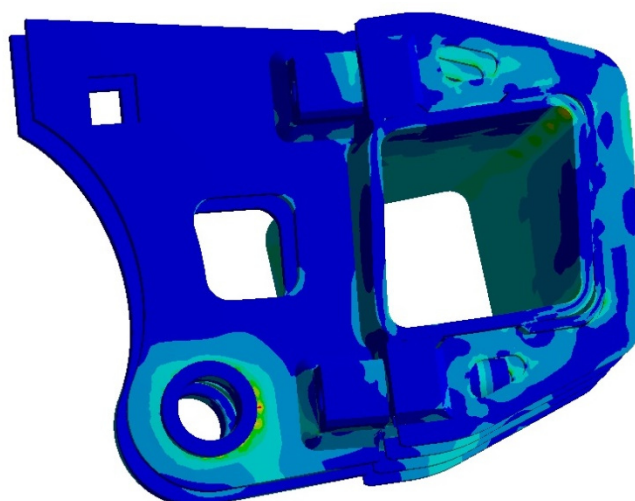
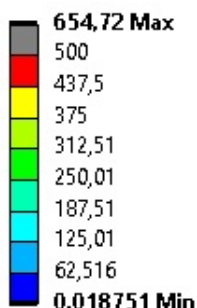
$$\sigma_{H \text{ S355}} = 203 \text{ MPa}$$

Jako první uvádím model spoje rámu shrnovače s jednotkou shrnovacího prstu, který jsem již používal pro kontrolu šroubů v kapitole 5.8.1, jeho ukotvení a zatížení tedy již nebudu znova popisovat. Výsledky popisují následující obrázky 5.10.1 až 5.10.3.



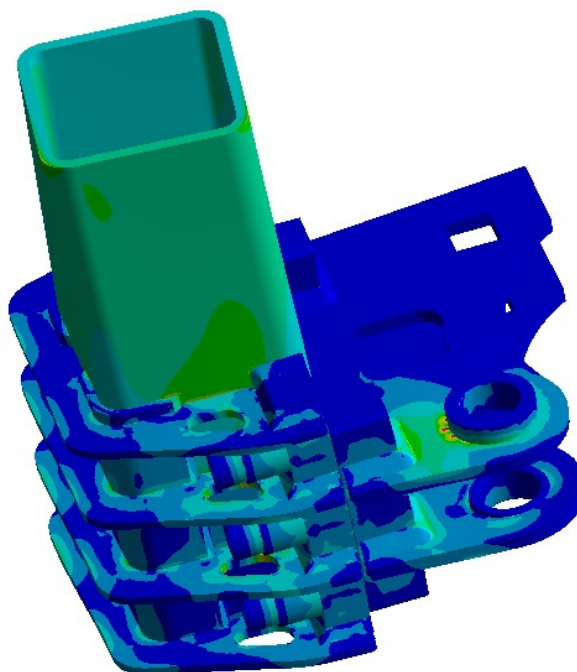
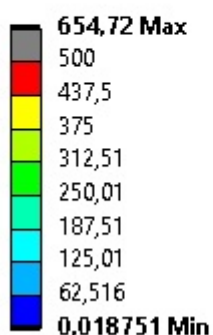
Obr. 5.10.1 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače a jednotky shrnovacího prstu – pohled č. 1

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



Obr. 5.10.2 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače a jednotky shrnovacího prstu – pohled č. 2

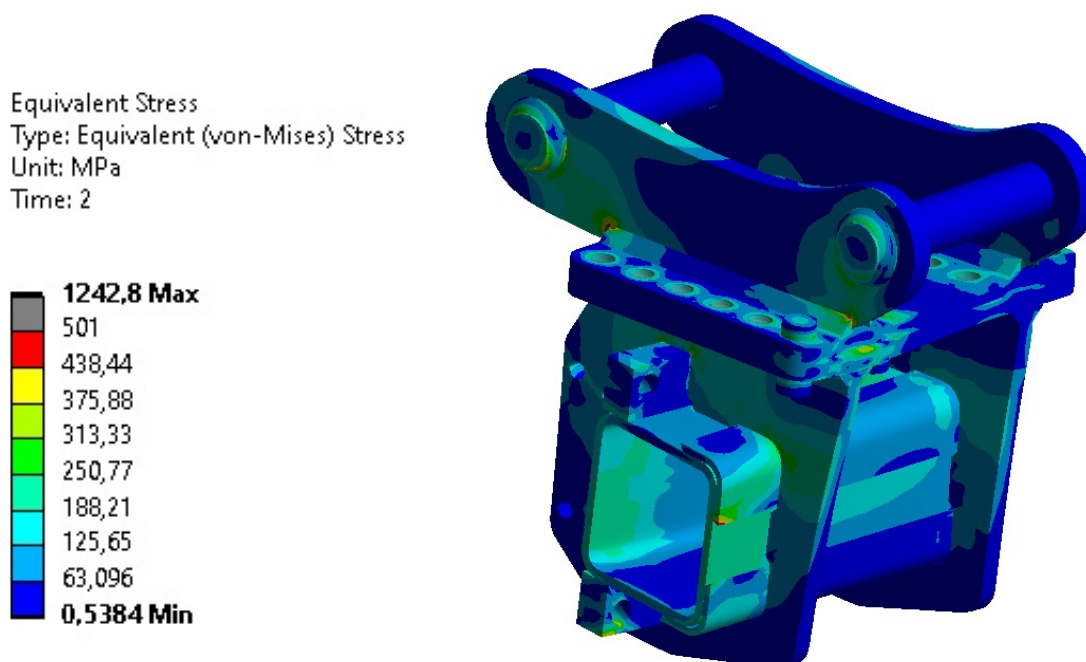
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



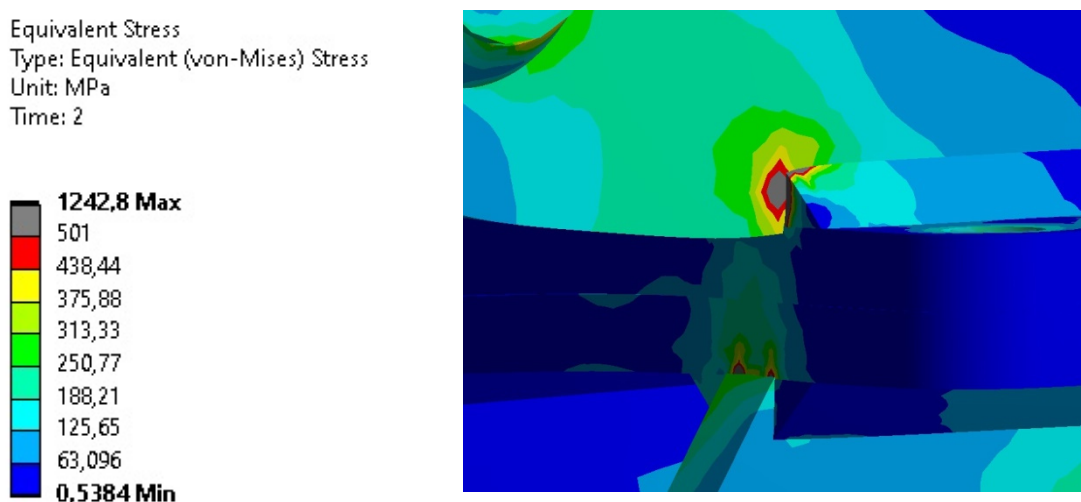
Obr. 5.10.3 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače a jednotky shrnovacího prstu – pohled č. 3

Tři výše uvedené obrázky ukazují, že nikde nedochází k překročení $\sigma_{H\text{ strenx}}$, popř. k překročení $\sigma_{H\text{ S355}}$ na čtyřhranech šroubového spoje. Uvedené maximální napětí 654.72 MPa je špičkové napětí v zanedbatelně malých oblastech a neberu ho tudíž vůbec v úvahu.

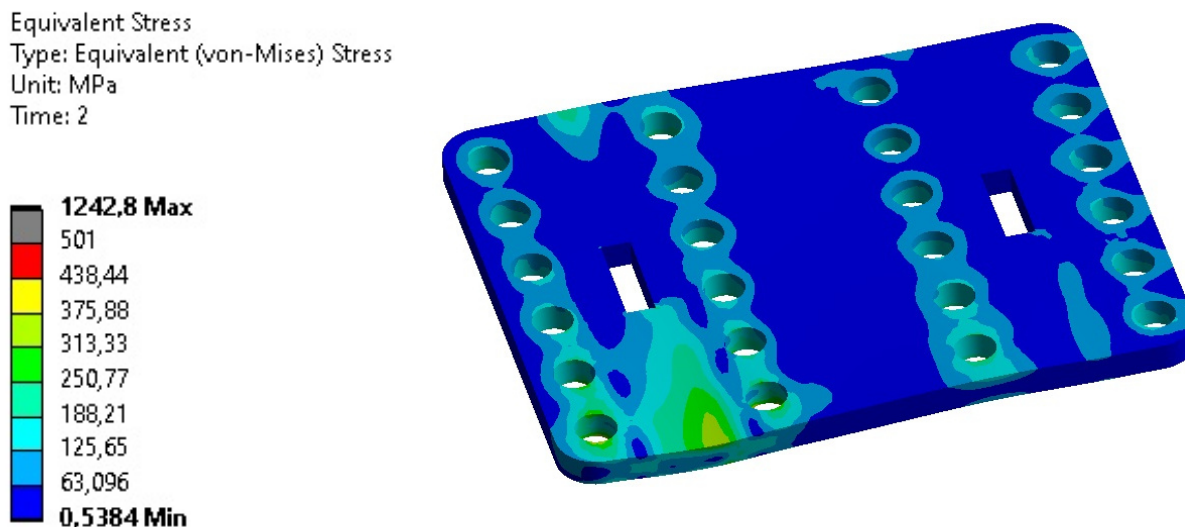
Dalším uvedeným modelem je spoj rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo, který jsem taktéž použil pro kontrolu šroubů v kapitole 5.8.2, proto zde opět nebudu znovu popisovat uložení a zatížení. Jen bych zde zopakoval, že síťování modelu viz obr. 5.8.2.4 předurčuje model pouze pro zkoumání desek šroubového spoje, šroubů, uchycení pro rypadlo a příslušných svarů, zbytek slouží jen pro „roznesení“ napětí. Výsledky jsou patrné z následujících obrázků 5.10.4 až 5.10.6.



Obr. 5.10.4 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo



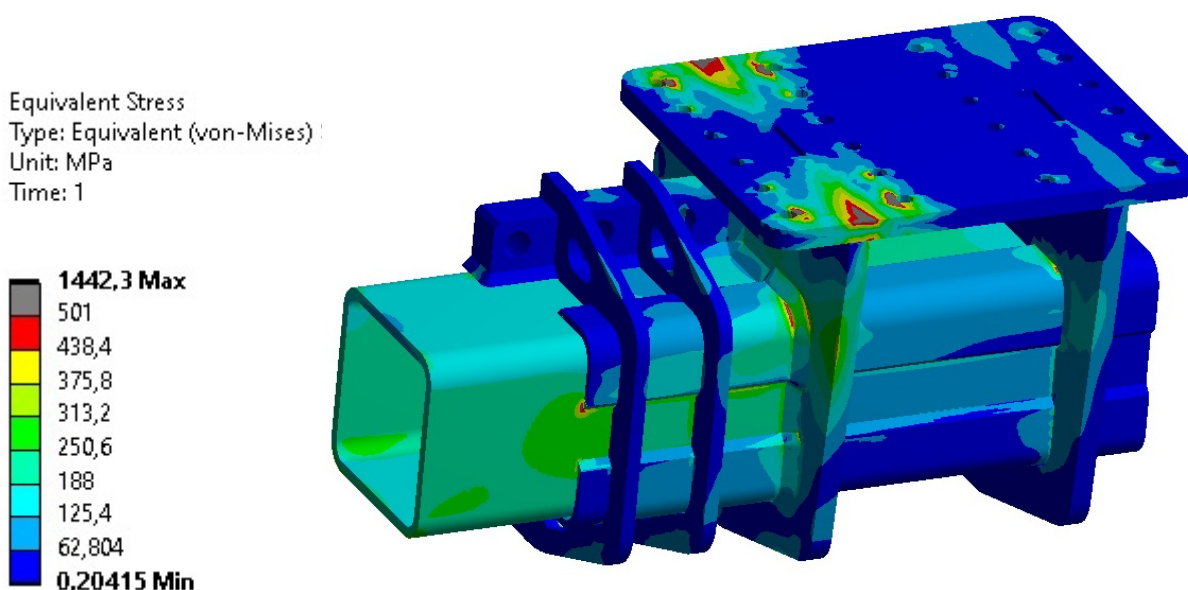
Obr. 5.10.5 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo – detail



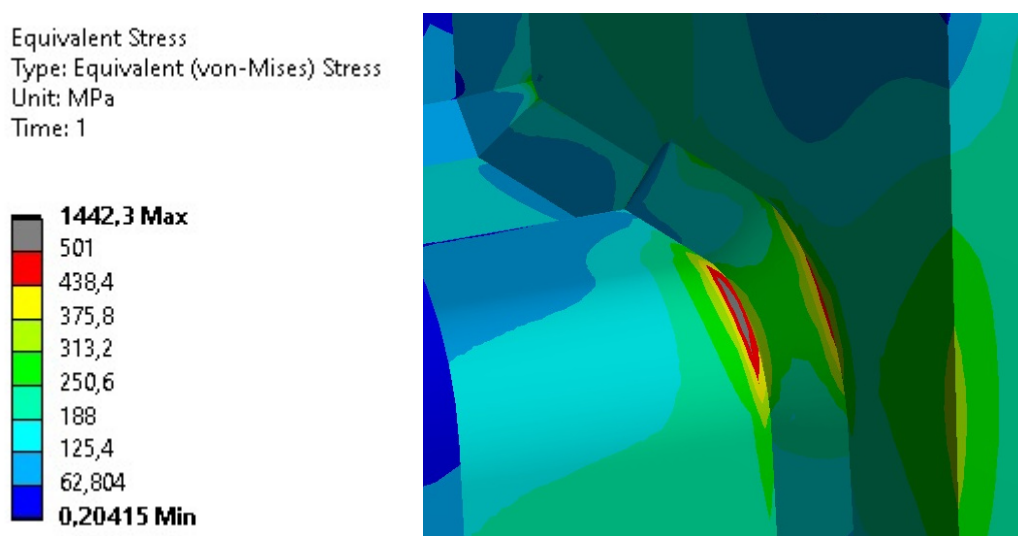
Obr. 5.10.6 – Napěťová mapa spodní desky šroubového spoje rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo

Uvedené obrázky 5.10.4 až 5.10.6 ukazují, že na zkoumaných dílech v oblastech mimo svary nepřesahuje napětí hodnotu $\sigma_{H\text{ strenx}}$. Špičky napětí se objevují u krajů svarů viz obr. 5.10.5, kde napětí stoupá nad $\sigma_{H\text{ strenx}}$. Nutno ale podotknout, že napětí zde může být značně zkresleno špatnou kvalitou sítě v okrajové části trojstranného hranolu modelujícího svarovou housenku a taktéž příliš hrubou sítí na bočnici uchycení pro rypadlo.

Třetí uvedený model reprezentuje středovou část rámu shrnovače. Model je ukotven vetknutím za díry pro šrouby v desce šroubového spoje pro uchycení pro rypadlo. Protože však takovéto uložení neodpovídá realitě, tj. je příliš tuhé nebudu napětí vzniklá na desce vůbec uvažovat – tzn. použiji desku pouze jako pomocný díl. Zatížení modelu je realizováno opět pomocí vzdálené síly působící na čelo jaklu rámu. Působíště této síly odpovídá poloze špičky krajního shrnovacího prstu a její velikost je rovna síle F_k (viz kapitola 5.1). Výsledky shrnují následující obrázky 5.10.7 a 5.10.8.



Obr. 5.10.7 – Napěťová mapa střední části rámu shrnovače



Obr. 5.10.8 – Napěťová mapa střední části rámu shrnovače - detail

Obr. 5.10.7 ukazuje, že na zkoumaných dílech v oblastech mimo svarů nedochází k překročení $\sigma_{H\text{ strenx}}$, resp. $\sigma_{H\text{ S355}}$ na čtyřhranech pro připojení shrnovacích prstů. Na modelu je však několik míst v oblasti svarových spojů, kde napětí uvedenou hodnotu přesahuje. Za všechny jako příklad uvádím obr. 5.10.8 o kterém lze říci, že svarový spoj na něm zobrazený nesplňuje kritéria trvalé pevnosti.

Závěrem k této kapitole lze říci, že oblasti mimo svarové spoje a jejich bezprostřední okolí splňují při daném zatížení podmínky trvalé pevnosti. Svary

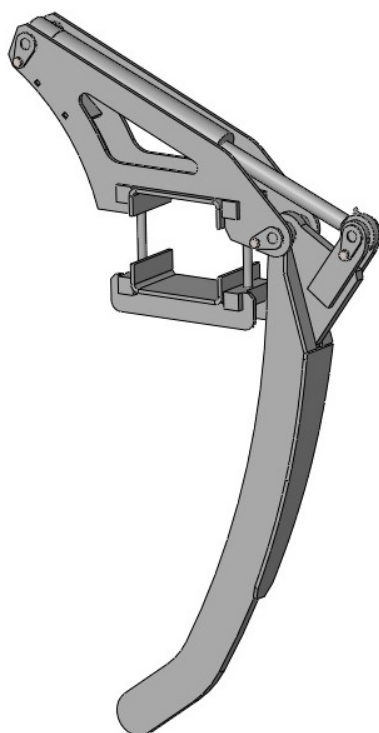
samotné pak zůstávají nehodnoceny s několika popsányými výjimkami, kde je zřejmé, že kontrole na trvalou pevnost nevyhovují.

Řešením tohoto problému by mohlo být např. navržení masivnější konstrukce, zmenšení délky shrnovacích prstů a tím zmenšení namáhání rámu, popř. přehodnocení uvažovaného zatížení.

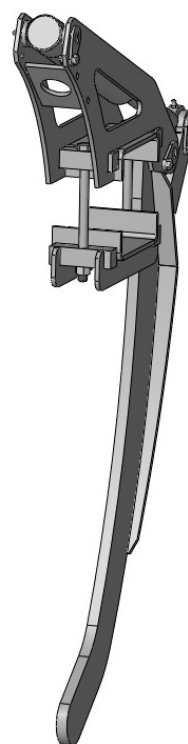
5.11 Doplnková výbava shrnovače

Shrnovač je možno vybavit hydraulicky ovládanými protiprsty nebo tzv. odrážecím nástavcem.

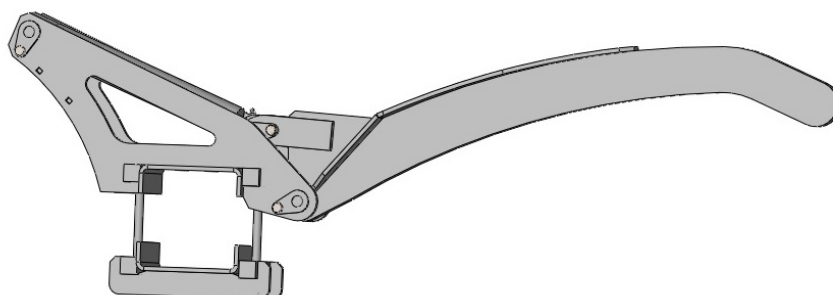
Protiprsty (viz obr. 5.11.1 až 5.11.3) slouží pro lepší uchopení shrnovaného materiálu. Je možno je namontovat na hlavní rám shrnovače prostřednictvím svěrného spoje se dvěma šrouby. Předpokládá se symetrická montáž dvou kusů viz obr. 5.11.4.



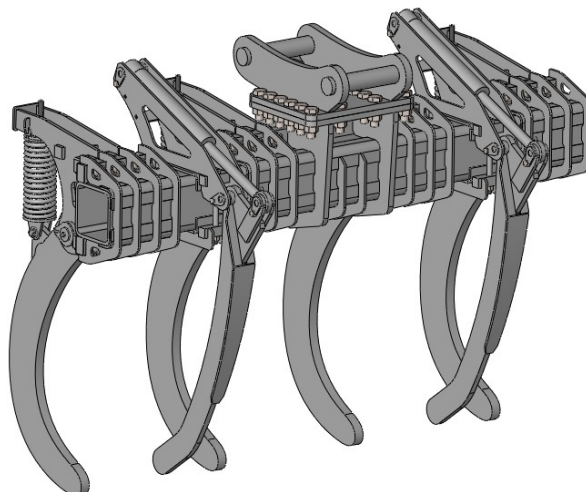
Obr. 5.11.1 - Protiprst v zavřené poloze – pohled zepředu



Obr. 5.11.2 – Protiprst v zavřené poloze – pohled zezadu

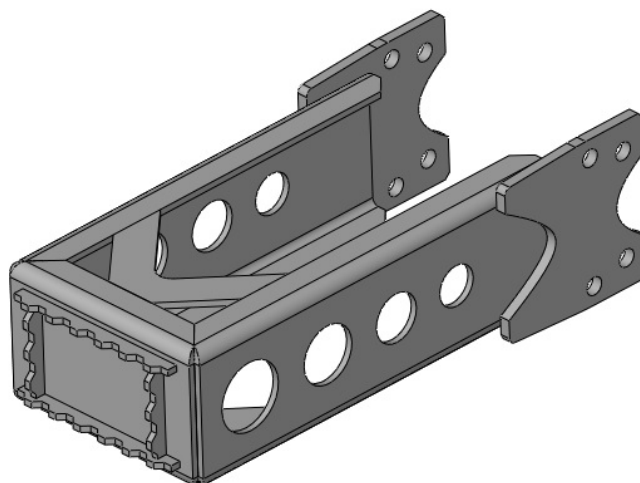


Obr. 5.11.3 – Protiprst v otevřené poloze

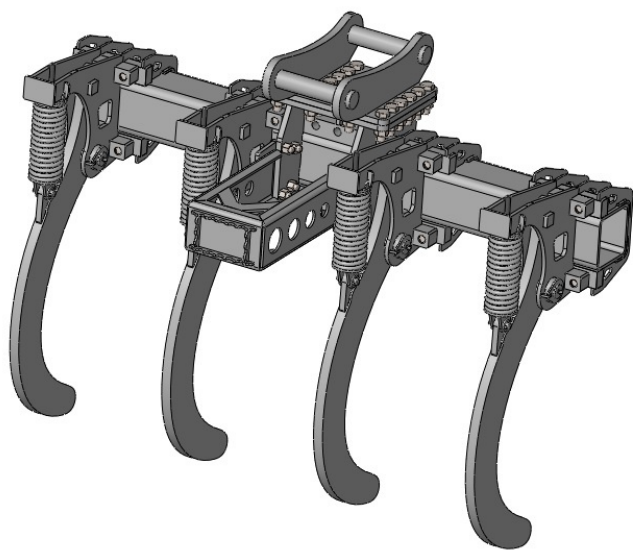


Obr. 5.11.4 – Protiprsty namontované na shrnovači

Tzv. odrážecí nástavec popisují následující obrázky 5.11.5 až 5.11.7. Jedná se o doplněk, který by měl rypadlu sloužit jako pevný opěrný bod a usnadňovat, či mu dokonce umožňovat pohyb ve zvlášť složitém terénu. Tento doplněk dle mého soudu ocení především tzv. kráčivá rypadla, která se bez možnosti opření a přitažení či odtlačení svým ramenem pohybují jen velmi těžko.

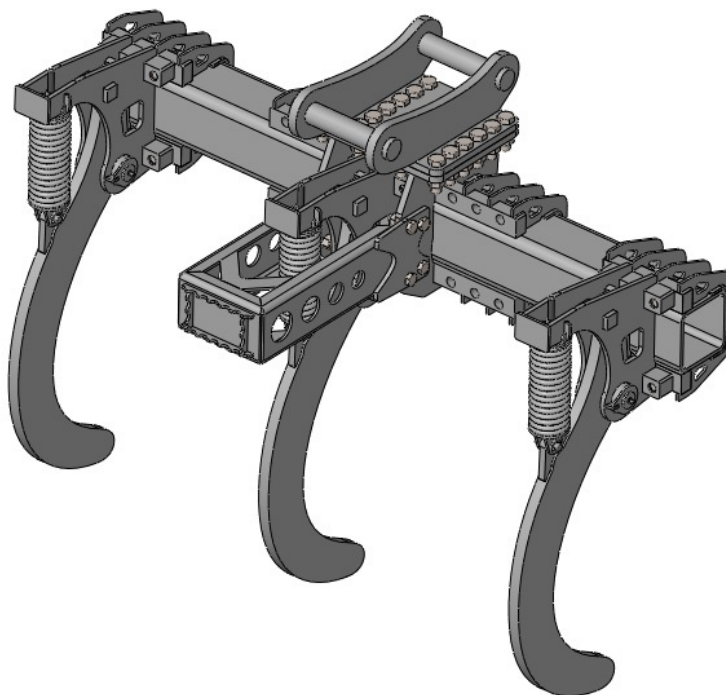


Obr. 5.11.5 – Odrážecí nástavec



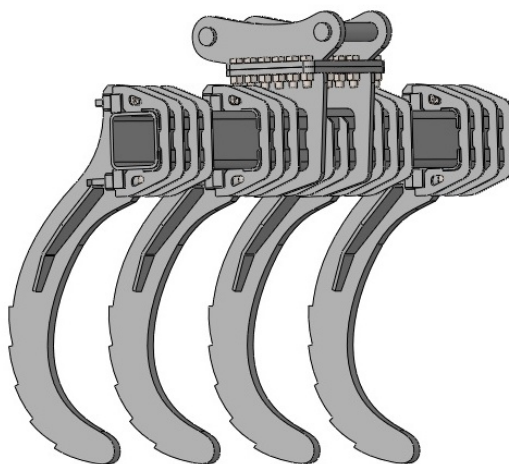
Obr. 5.11.6 – Odrážecí nástavec namontovaný na shrnovači se čtyřmi shrnovacími prsty

Obr. 5.11.7 – Odrážecí nástavec namontovaný na shrnovači se třemi shrnovacími prsty



5.12 Posouzení shrnovače z hlediska vlastní hmotnosti

Ještě než se začnu věnovat problematice hmotnosti shrnovače, pro úplnost ještě přikládám obrázek shrnovače v konfiguraci s pevnými shrnovacími prsty.



Obr. 5.12 – Shrnovač v konfiguraci se čtyřmi pevnými prsty

Pro možnost porovnání hmotností přikládám tab. 5.12.1, která vychází z tab. 4.1 a udává průměrné hodnoty zdvihových kapacit rypadel.

Průměrná zdvihová kapacita pro maximální vyložení ramene dle ISO 10567 [kg]		
	Kategorie 5t	Kategorie 8t
Čelně-spuštěná radlice	744	1443
Čelně- zvednutá radlice	528	979
Bočně	416	817

Tab. 5.12.1 - Průměrná zdvihová kapacita pro maximální vyložení ramene dle ISO 10567

Celkové shrnutí poskytuje následující tab. 5.12.2:

Varianta shrnovače		Hmotnost [kg]	% průměrné zdvihové kapacity rypadel kat. 5t při max. vyložení		% průměrné zdvihové kapacity rypadel kat. 8t při max. vyložení	
			bočně	Čelně - zvednutá radlice	bočně	Čelně - zvednutá radlice
Pevné shrnovací prsty	3 ks	241	58	46	29	25
	3 ks + protiprsty	288	69	55	35	29
	4 ks	272	65	51	33	28
	4 ks + protiprsty	319	77	60	39	33
Odpružené shrnovací prsty	3 ks	262	63	50	32	27
	3 ks + protiprsty	310	74	59	38	32
	3 ks - plná výbava	321	77	61	39	33
	4 ks	300	72	57	37	31
	4 ks + protiprsty	348	84	66	43	36
	4 ks - plná výbava	359	86	68	44	37
Doplňky	Protiprst	24				
	Odrážecí nástavec	11				

Tab. 5.12.2 – Porovnání hmotností jednotlivých konfigurací shrnovače

Z výše uvedené porovnávací tabulky vyplývá, že hmotnosti veškerých konfigurací shrnovače nepřesahují v žádném režimu 44 % průměrné zdvihové kapacity rypadel kat. 8t při maximálním vyložení. Odlišná situace panuje v oblasti agregace shrnovače s rypadly váhové kategorie 5t, kde se šplhá hmotnost shrnovače až k 86% zdvihové kapacity stroje. Nutno zdůraznit, že zdvihové kapacity rypadel jsou stanovovány na rovném podkladu. Při práci rypadla v často svažitém a nerovném lesním terénu pak tato kapacita logicky klesá. Z tohoto důvodu si myslím, že **většinu variant shrnovače není možné efektivně používat ve spojení s rypadly spadajícími do váhové kategorie 5t.**

6 Závěr

Výsledkem této práce je návrh shrnovače klestu, ve kterém jsem se snažil zohlednit všechny požadavky zadavatele. Z vlastní iniciativy jsem pak navrhl shrnovač jako určitou stavebnici, což jako vše přináší svá pozitiva i negativa, tj. např. vyšší hmotnost, složitost a cenu, naproti tomu ale i variabilitu a možnost snadné výměny dílčích částí. Osobně si myslím, že tento návrh má spoustu nedostatků, z nichž některé ale tak trochu plynou ze samotného zadání. Např. stanovený zátěžný cyklus a dimenzování celého stroje na nekonečný počet cyklů (Ačkoli se to v případě hlavního rámu nakonec nepovedlo úplně dodržet.) považuji za přehnaný a vedoucí k předimenzování stroje a k problémům s vlastní hmotností, kvůli jejíž velké hodnotě se ukazuje jako nevhodné používat většinu konfigurací shrnovače ve spojení s rypadly váhové kategorie 5t.

Seznam zkratk a symbolů

F_k	maximální síla, kterou dokáže vyvinout rypadlo pomocí hydromotoru násady směrem „ k sobě“
F_{od}	maximální síla, kterou dokáže vyvinout rypadlo pomocí hydromotoru násady směrem „ od sebe“
$D; d$	průměry
S	plocha
p	tlak
p_h	poměr pístní a pístnicové plochy pístu lineárního hydromotoru
p_D	dovolený kontaktní tlak
R_{p02}	smluvní mez kluzu
R_m	mez pevnosti
R	součinitel asymetrie cyklu
σ	normálové napětí
τ	smykové napětí
σ_C	mez únavy – normálové napětí
τ_C	mez únavy – smykové napětí
σ_c^*	mez únavy konkrétní součásti
$a; b; c; j; i; h$	délkové rozměry
$g; e$	délkové rozměry
$F_{1\mathcal{S}}$	síla na špičce prstu pro aktivaci pružiny
F_1	síla pružiny při předepnutí
$F_{8\mathcal{S}}$	maximální síla na špičce prstu před dosednutím do dorazu
F_8	maximální síla pružiny na konci jejího pracovního kroku
$x_{\mathcal{S}}$	délka trajektorie bodu na špičce prstu při vykonání celého pracovního kroku
x_p	pracovní krok pružiny
n_a	počet aktivních závitů pružiny
n_z	počet závěrných závitů pružiny
G	modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku
α	úhel stoupání šroubovice pružiny
s_p	stoupání šroubovice pružiny v aktivní části
s	stoupání závitu šroubu
Π	Ludolfovo číslo
w	index pružiny
κ	Wahlův součinitel
k	tuhost pružiny, příp. bezpečnost
l_0	volná délka pružiny
l_1	délka předepnuté pružiny
x_1	stlačení pružiny při předpětí
x_8	maximální stlačení pružiny při provozu
x_9	stlačení pružiny při dosednutí závitů
τ_{k0}	maximální torzní napětí pružiny

τ_{kU}	minimální torzní napětí pružiny
τ_{kH}	rozsah torzního napětí pružiny
τ_{kM}	střední torzní napětí pružiny
τ_{kA}	amplitudní torzní napětí
$k_{c p}$	bezpečnost pružiny na trvalou pevnost
ν	koeficient usazení pružiny
a_0	mezera mezi aktivními závity pružiny
$d_{\check{c}}$	průměr čepu
R_D	reakce v dorazu odpruženého shrnovacího prstu
R_X	x-ová složka reakce v hlavním čepu shrnovacího prstu
R_Y	y-ová složka reakce v hlavním čepu shrnovacího prstu
$R_{\check{c}}$	celková reakce na hlavním čepu shrnovacího prstu
$F_{\check{s}}$	Max. síla působící na špičku prstu
d_{mk}	průměr mazacího kanálku čepu
τ_h	horní smykové napětí cyklu
$\tau_{H(-1)}$	mezní horní smykové napětí při symetricky střídavém zatížení (R = -1)
$\tau_{H(0)}$	mezní horní smykové napětí při pulzujícím zatížení (R = 0)
F_p	síla přitěžující šroubu
F_o	síla odlehčující šroubu
Q_0	osová síla ve šroubu po montáži
Q_{max}	maximální osová síla ve šroubu
Q_{min}	minimální osová síla ve šroubu
σ_o	ohybové napětí
d_1	malý průměr závitu šroubu
d_2	střední průměr závitu šroubu
d_3	průměr jádra závitu
d_k	průměr válcové hlavy šroubu
S_3	průřez jádra závitu
$\sigma_{Q_{max}}$	tahové napětí od osové síly Q_{max}
$\sigma_{Q_{min}}$	tahové napětí od osové síly Q_{min}
σ_d	dolní napětí cyklu
σ_D	dolní mezní napětí cyklu
σ_h	horní napětí cyklu
σ_H	horní mezní napětí cyklu
$\sigma_{H \text{ strenx}}$	horní mezní napětí cyklu pro ocel Strenx 700 MC
$\sigma_{H S355}$	horní mezní napětí cyklu pro ocel S355 J0
σ_m	střední napětí cyklu
σ_M	střední napětí mezního cyklu
σ_a	amplituda napětí cyklu
σ_A	mezní amplituda napětí cyklu
Φ	koeficient zohledňující tvar, velikost a drsnost povrchu šroubu
$\sigma_f; \sigma_F$	fiktivní napětí
k_{dyn}	bezpečnost vůči tzv. dynamické čáře
k_{stat}	bezpečnost vůči tzv. statické čáře
k_{σ}	výsledná bezpečnost bez vlivu krutu

k_{τ}	bezpečnost při namáhání krutem
γ	úhel stoupání závitu šroubu
β_n	poloviční úhel profilu normální
f_z	<i>součinitel smykového tření v závitu</i>
φ'	třecí úhel
$M_{kš}$	kroučící moment v jádře šroubu pro vyvození předpětí
M_h	třecí moment pod hlavou šroubu
M_u	utahovací moment šroubu
f_h	součinitel smykového tření pod hlavou šroubu
d_d	jmenovitý průměr díry pro šroub
σ_{red}	redukované napětí
p_h	kontaktní tlak pod hlavou šroubu
p_z	kontaktní tlak v závitech
n	počet závitů zašroubovaných do matice
l_z	délka zašroubování
ψ	součinitel citlivosti k asymetrii cyklu (tzv. sbíhavost)

Seznam zdrojů

- [1] LKT 81 při tahání kulatiny [Online] [Citace: 20.červen 2023]
https://www.google.com/search?q=ikt+81+tah%C3%A1n%C3%AD&tbm=isch&ved=a hUKEwjGsrGf5tj9AhX3caQEHU_8Am0Q2-cCegQIABAA&oq=ikt+81+tah%C3%A1n%C3%AD&gs_lcp=CgNpbWcQAzIECCMQJ1CDBlivDWDiEmgAcAB4AIABR4gBpgOSAQE3mAEAoAEBqgELZ3dzLXdpei1pbWfAAQE&sclient=img&ei=hwgPZlbtOffjkdUPz_iL6AY&bih=875&biw=1606&client=firefox-b-d#imgsrc=blTxqo03rvK9OM&imgdii=TXYAKL_mR3q0wM
- [2] LKT 80 vybavený shrnovačem klestu [Online] [Citace: 20.červen 2023]
<https://stroje.bazos.cz/inzerat/164124430/shrnovac-klestu-ikt.php>
- [3] shrnovač Forest Meri [Online] [Citace: 20.červen 2023]
<https://www.forestmeri.cz/shrnovac-klestu-sh2-3>
- [4] Maximální výkyv prstu shrnovače značky Orsales [Online] [Citace: 20.červen 2023]
<https://www.orsales.cz/uk%C3%A1zky-na%C5%A1%C3%AD-pr%C3%A1ce?pgid=kls8asre-4684b143-f4a9-410d-a2e7-df4fc7b867af>
- [5] Shrnovač značky Orsales pro čelní nakladače [Online] [Citace: 20.červen 2023]
<https://www.orsales.cz/uk%C3%A1zky-na%C5%A1%C3%AD-pr%C3%A1ce?pgid=kls8asre-bbae759a-151a-4b81-ae2d-f4ea22b63221>
- [6] Shrnovač značky Orsales pro čelní nakladače s přídržovači [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.orsales.cz/uk%C3%A1zky-na%C5%A1%C3%AD-pr%C3%A1ce?pgid=kls8asre-cc587a95-e591-47f3-b066-7dfb5b63cadf>

[7] Pružinově jištěný shrnovač na manipulátoru při práci [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.youtube.com/watch?v=gRI5eUfA8TE>

[8] Shrnovač značky FK Machinery [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://kolaszewski.com/cs/fk-machinery-cs/lesni-technika/shrnovac-klestu-s-drapakem/>

[9] kořenová lžíce Hitachi EX70 [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.lzicealopaty.cz/ex70-6/hitachi-ex70-korenova-lzice-lopata-1500-mm/>

[10] kořenová lžíce Roderechen MS08 [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://gmmetal.com/produkten/130-cm-roderechen-mit-ms03-aufnahme-36-55-tonnen-kopie/>

[11] kořenová lžíce Grutech Roderechen GTH-GDK [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.traktorpool.cz/cs/details/p%C5%99%C3%ADslu%C5%A1enstv%C3%AD-ostatn%C3%AD-komun%C3%A1ln%C3%AD-technika/Grutech-Roderechen-GTH-GDK/7046216/>

[12] Svépomocí vyrobený shrnovač klestu na rypadle Menzi Muck A71 [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.instagram.com/patrikrozum/>

[13] Parametry vybraných rypadel Kubota [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://kbm.kubota-eu.com/constructionmachinery/en/products/>

[14] Hlavní části ramene rypadla [Online] [Citace: 20.červen 2023]

https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=86070

[15] Parametry rypadla Komatsu pc45mr-5 [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.komatsu.com/products/excavators/small-excavators/pc45mr-5>

[16] Parametry rypadla Komatsu pc78us-11 [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.komatsu.com/products/excavators/small-excavators/pc78us-11>

[17] Parametry vybraných rypadel JCB [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.jcb.com/en-gb/request-brochure>

[18] Tzv. clamp instalovaný na rypadle bobcat [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.bobcat.com/eu/en/attachments/hydraulic-clamp>

[19] Kypřič Horsch Tiger [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.horsch.com/en/products/soil-cultivation/cultivators/tiger-lt>

[20] Schéma jednocestného škrťícího ventilu [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://www.kardanka.cz/skrťici-ventil-1-4-26980>

[21] The fatigue life of researched steels [Online] [Citace: 20.červen 2023]

<https://suw.biblos.pk.edu.pl/downloadResource&mId=1936226>

[22] Vlastnosti oceli Hardox 450 [Online] [Citace: 20.červen 2023]
<https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyroby/hardox/produktovy-program/450>

[23] Vlastnosti oceli S355 J0 [Online] [Citace: 20.červen 2023]
<https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355jo>

[24] Vlastnosti oceli Strenx 700 MC [Online] [Citace: 20.červen 2023]
https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyroby/strenx/nabidka-produktu?gclid=Cj0KCQjwr82iBhCuARIsAO0EAZzYDAUn3VP0nN-4UPyb0iWgEaxpFJ4U-egTmfjoc-HfFAKnd8VRQz0aAILEEALw_wcB

[25] Katalog hydraulických válců spol. Charvát Group s.r.o [Online] [Citace: 20.červen 2023]
https://www.charvatchs.cz/produkty/hydraulickevalce/?gclid=Cj0KCQjw9deiBhC1ARIsAHLjR2Bpuf4fydLLZO2hQ0HEAV6urROQg7FDk7z3Dpi9y0gDYE8QlumtDc4aAo7YEALw_wcB

[25] Norma ČSN EN 13906-1

[26] Ing Pavel Vávra, Strojírenská příručka – svazek 5, Scientia spol. s.r.o, 1994, ISBN 80-85827-59-X

[27] Interní podklady k předmětu “Části a mechanismy strojů I. a II.” na ČVUT

[28] Interní podklady k předmětu “Dynamická pevnost a životnost” na ČVUT

Seznam obrázků

Obr. 3.1.1 – LKT 81 při tahání kulatiny [1]	2
Obr. 3.1.2 –LKT 80 vybavený shrnovačem klestu [2]	3
Obr. 3.1.3 –Boční pohled na shrnovač prodáváný pod značkou Forest Meri [3]	4
Obr. 3.1.4 – Maximální výkyv prstu shrnovače značky Orsales [4].....	4
Obr. 3.2.1 – Shrnovač značky Orsales pro čelní nakladače [5]	5
Obr. 3.2.2 – Shrnovač značky Orsales pro čelní nakladače s přídržovači [6]	5
Obr. 3.2.3 – Pružinově jištěný shrnovač na manipulátoru při práci [7]	6
Obr. 3.2.4 – Pružinově jištěný shrnovač na manipulátoru při práci – detailní pohled [7]	6
Obr. 3.2.5 – Shrnovač značky FK Machinery [8]	7
Obr. 3.2.6 – Shrnovač značky FK Machinery – nákres krajních poloh [8]	7
Obr. 3.3.1 – kořenová lžíce Hitachi EX70 [9].....	8

Obr. 3.3.2 – kořenová lžíce Roderechen MS08 [10].....	8
Obr. 3.3.3 – kořenová lžíce Grutech Roderechen GTH-GDK [11].....	9
Obr. 3.3.4 – Svépomocí vyrobený shrnovač klestu na rypadle Menzi Muck A71 [12]	9
Obr. 3.3.5 – Svépomocí vyrobený shrnovač klestu na rypadle Menzi Muck A71 [12]	10
Obr. 4.1 – Zdvihová kapacita stroje [13].....	11
Obr. 4.2 – Hlavní části ramene rypadla [14].....	11
Obr. 5.1 – Tzv. clamp instalovaný na rypadle bobcat [18].....	13
Obr. 5.2.1 - The fatigue life of researched steels; fatigue test, rotary bending in the highcycle interval [$f = 30 \text{ Hz}$, $T = 20^\circ\text{C} \pm 10^\circ\text{C}$, $R = -1$]. [21].....	16
Obr. 5.3.1 – Prvotní návrh shrnovače – pohled zepředu.....	17
Obr. 5.3.3 – Prvotní návrh shrnovače s namontovanými protiprsty.....	17
Obr. 5.3.2 – Prvotní návrh shrnovače – pohled zezadu.....	17
Obr. 5.4.1 – Kypřič Horsch Tiger [19].....	18
Obr. 5.4.2 – Schéma jednocestného škrťícího ventilu [20].....	19
Obr. 5.5.1 – Svěrná objímka – pohled zepředu.....	21
Obr. 5.5.2 – Svěrná objímka – pohled zezadu.....	21
Obr. 5.5.4 – Síťování modelu objímky.....	22
Obr. 5.5.3 – okrajové podmínky MKP modelu objímky.....	22
Obr. 5.5.5 – Napěťová mapa zatížené objímky.....	23
Obr. 5.5.6 – Napěťová mapa na výřezu jaklu procházejícího objímkou.....	23
Obr. 5.5.7 – Napěťová mapa na příčném řezu jaklem ve středu objímky.....	24
Obr. 5.5.8 – Svěrná objímka se třemi žebry – model upravený pro MKP výpočet.....	24
Obr. 5.6.1 - hlavní rám shrnovače – varianta se dvěma žebry.....	25
Obr. 5.6.2 - hlavní rám shrnovače – varianta se dvěma žebry- čelní pohled.....	26
Obr. 5.6.3 - hlavní rám shrnovače – varianta se čtyřmi žebry.....	26
Obr. 5.7.1 – Demonstrační šroubový spoj – geometrie a zatížení.....	26
Obr. 5.7.2 – Zjednodušený model šroubu a matice pro účely MKP výpočtu.....	27
Obr. 5.7.4 – Napěťová mapa na šroubu.....	28
Obr. 5.7.3 – Deformované příruby spoje (100 x zvětšená deformace).....	28
Obr. 5.7.6 – Výřez přechodu šroubu do matice – síť s velikostí elementu 1,5 mm....	28
Obr. 5.7.5 – Výřez přechodu šroubu do matice – síť s velikostí elementu 1 mm.....	28
Obr. 5.6.7 – tahová napětí ve šroubu (bez krutu).....	29
Obr. 5.8.1.2 – Spoj jednotky shrnovacího prstu a rámu- verze se dvěma žebry (model upraven pro MKP výpočet).....	30

Obr. 5.8.1.1 – Spoj jednotky shrnovacího prstu a rámu- verze se dvěma žebry (model upraven pro MKP výpočet)	30
Obr. 5.8.1.3 – Model spoje doupravený pro MKP	31
Obr. 5.8.1.4 – Ilustrační obr. spoje při maximálním zatížení od shrnování směrem „k sobě“	31
Obr. 5.8.1.5 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“	32
Obr. 5.8.1.6 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“	32
Obr. 5.8.1.8 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“	32
Obr. 5.8.1.7 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“	32
Obr. 5.8.1.9 – Haighův diagram [28].....	34
Obr. 8.8.1.10 - upravená verze spoje rámu a shrnovacího prstu	37
Obr. 8.8.1.11 - upravená verze spoje rámu a shrnovacího prstu – pohled na spodní řadu šroubů	37
Obr. 5.8.1.13 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“	38
Obr. 5.8.1.12 – Osová síla ve šroubech – max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“	38
Obr. 5.8.1.13 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ k sobě“	38
Obr. 5.8.1.14 – Tahové napětí ve šroubech + vliv ohybu - max. zatížení od shrnování směrem „ od sebe“	39
Tab. 5.8.1.3 – namáhání šroubů – spoj rámu a shrnovacího prstu se	39
Obr. 5.8.2.1 – uchycení pro rychloupínač rypadla	40
Obr. 5.8.2.2 – uchycení pro rypadlo přišroubované na rámu.....	41
Obr. 5.8.2.3 – označení poloh jednotlivých šroubů šroubového pole – pohled shora	41
Obr. 5.8.2.4 – síťovaný model pro MKP simulaci spoje rámu a uchycení pro rypadlo	42
Obr. 5.8.2.5 – Napěťová mapa na spoji upínacího mezikusu s rámem – zatížení od shrnování směrem „k sobě“	43
Obr. 5.8.2.6 – Osová síla ve šroubech spoje upínacího mezikusu s rámem při zatížení od shrnování směrem „k sobě“	43
Obr. 5.8.2.7 – Napěťová mapa na šroubech č. 1 a 2 při zatížení od shrnování směrem „ k sobě“	44
Obr. 5.8.2.8 – Ohybový moment na šroubech spoje upínacího mezikusu a rámu modelovaných pomocí prutů při zatížení od shrnování směrem „k sobě“	44

Obr. 5.8.2.10 – Ohybový moment na šroubech spoje upínacího mezikusu a rámu modelovaných pomocí prutů při zatížení od shrnování směrem „od sebe“.....	45
Obr. 5.8.2.9 – Osová síla ve šroubech spoje upínacího mezikusu s rámem při zatížení od shrnování směrem „od sebe“	45
Obr. 5.9.2 – Pevná prstová jednotka	47
Obr. 5.9.1 – Jednotka pružinového shrnovacího prstu	47
Obr. 5.9.1.2 – Svařenec rámu jednotky shrnovacího prstu.....	48
Obr. 5.9.1.1 – Řez jednotkou pružinového prstu	48
Obr. 5.9.1.3 – Detailní pohled na uložení pružinové jednotky.....	48
Obr. 5.9.1.5 – Řez pružinovou jednotkou	49
Obr. 5.9.1.6 – Řez pružinovou jednotkou s montážním přípravkem	49
Obr. 5.9.1.4 – pohled na pružinovou jednotku	49
Obr. 5.9.1.7 – Detail ustavení válečku horní misky při svařování pomocí drážky	49
Obr. 5.9.2.1 – Silová rovnováha na páce	50
Obr. 5.9.2.2 - Pracovní krok shrnovacího prstu	51
Obr. 5.9.2.3 – Diagram rozsahu meze únavové pevnosti (Goodmanův diagram) pro pružiny vinuté za studena, vyrobené ze třídy FD nebo TD kaleného v oleji a temperovaného drátu specifikovaného v EN 10270-2, krátce nepěchované [25].....	53
Obr. 5.9.2.4 – Upravený Smithův diagram pro pružiny vinuté za studena, vyrobené ze třídy FD nebo TD kaleného v oleji a temperovaného drátu specifikovaného v EN 10270-2, krátce nepěchované	54
Obr. 5.9.2.5 – typy usazení osově zatížených pružin [25]	56
Obr. 5.9.2.6. – Teoretická mez vybočení šroubových tlačných pružin [25].....	56
Obr. 5.9.3.1 – Spodní čep pružinové jednotky – osový řez.....	58
Obr. 5.9.3.2 – osový řez čepovým spojem hlavního čepu prstu	60
Obr. 5.9.3.3 – Čelní pohled na hlavní čep prstu	60
Obr. 5.9.3.4 – Silové působení na shrnovacím prstu při opření do dorazu	61
Obr. 5.10.1 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače a jednotky shrnovacího prstu – pohled č. 1	64
Obr. 5.10.2 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače a jednotky shrnovacího prstu – pohled č. 2.....	65
Obr. 5.10.3 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače a jednotky shrnovacího prstu – pohled č. 3.....	65
Obr. 5.10.4 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo	66
Obr. 5.10.5 – Napěťová mapa spoje rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo – detail.....	66

Obr. 5.10.6 – Napěťová mapa spodní desky šroubového spoje rámu shrnovače s uchycením pro rypadlo.....	67
Obr. 5.10.7 – Napěťová mapa střední části rámu shrnovače	68
Obr. 5.10.8 – Napěťová mapa střední části rámu shrnovače - detail	68
Obr. 5.11.2 – Protiprst v zavřené poloze – pohled zezadu	69
Obr. 5.11.1 - Protiprst v zavřené poloze – pohled zepředu.....	69
Obr. 5.11.3 – Protiprst v otevřené poloze	70
Obr. 5.11.4 – Protiprsty namontované na shrnovači Chyba! Záložka není definována.	
Obr. 5.11.4 – Protiprsty namontované na shrnovači.....	70
Obr. 5.11.5 – Odrážecí nástavec.....	70
Obr. 5.11.7 – Odrážecí nástavec namontovaný na shrnovači se třemi shrnovacími prsty.....	71
Obr. 5.11.6 – Odrážecí nástavec namontovaný na shrnovači se čtyřmi shrnovacími prsty.....	71
Obr. 5.12 – Shrnovač v konfiguraci se čtyřmi pevnými prsty	72

Seznam tabulek

Tab. 4.1 – Parametry vybraných rypadel [13], [15], [16], [17]	12
Tab. 5.1.1 – Tabulka katalogových hydraulických válců spol. Charvát Group s.r.o [25]	
Tab. 5.2.1 – základní mech. vlastnosti vybraných materiálů [22], [23], [24].....	15
Tab. 5.8.1.1 – namáhání šroubů – spoj rámu a shrnovacího prstu se dvěma žebry	33
Tab. 5.8.1.2 – Shrnutí výsledků na šroubech pro spoj rámu a shrnovacího prstu se dvěma žebry	36
Tab. 5.8.1.3 – namáhání šroubů – spoj rámu a shrnovacího prstu se čtyřmi žebry..	39
Tab. 5.8.1.4 – Shrnutí výsledků na šroubech pro spoj rámu a shrnovacího prstu se čtyřmi žebry	39
Tab. 5.8.2.1 – Výsledková tabulka šroubů spoje upínacího mezikusu s rámem.....	46
Tab. 5.9.3.1 – Doporučené hodnoty kontaktních tlaků [26].....	58
Tab. 5.12.1 - Průměrná zdvihová kapacita pro maximální vyložení ramene dle ISO 10567.....	72
Tab. 5.12.2 – Porovnání hmotností jednotlivých konfigurací shrnovače.....	73

Seznam příloh

Příloha 1	3D model stroje (ve formátech Solidworks 2017 a STEP AP203)
-----------------	---