



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH HORIZONTÁLNÍHO ŠTÍPACÍHO ZAŘÍZENÍ NA DŘEVO - PŘÍDAVNÉ ZAŘÍZENÍ ZA TRAKTOR

CONCEPTION OF A HORIZONTAL WOOD SPLITTING DEVICE - ADDITIONAL TRACTOR
EQUIPMENT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Jaroš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Jaroš**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger**
Akademický rok: 2018/19

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

Návrh horizontálního štípacího zařízení na dřevo – přídatné zařízení za traktor

STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU:

Návrh horizontálního štípače dřeva jako přípojné zařízení za traktor s těmito základními technickými parametry:

- maximální délka polena 1000 mm,
- maximální průměr polena 550 mm.

CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:

Kritická rešerše a koncepce navrženého řešení.
Funkční výpočet zařízení včetně návrhu jednotlivých komponent.
Pevnostní výpočet.
Výkres celkové sestavy.
Výkres podsestavy rámu.
Výkresy výrobní dokumentace.

SEZNAM DOPORUČENÉ LITERATURY:

KLIMEŠ, Pavel. Části a mechanismy strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80- 214-2422-2.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19.

V Brně, dne:

L. S.

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

.....
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem této práce je stručná kritická rešerše a popis koncepce navrženého řešení horizontálního štípače dřeva. Práce dále zahrnuje funkční výpočet zařízení včetně návrhu jednotlivých komponent, pevnostní výpočet, výkres celkové sestavy, výkres podsestavy rámu a výkresy výrobní dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

horizontální štípačka, štípačka dřeva, stroje na zpracování dřeva, zpracování dřeva

ABSTRACT

The content of this work is a brief critical recherche and description of the concept of the proposed solution of the wood splitter. The work includes functional calculation of the equipment including design of individual components, strength calculation, drawing of the complete assembly, drawing of the subassembly of frame and drawings of production documentation.

KEYWORDS

horizontal splitter, log splitter, wood splitter, wood processing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JAROŠ, PETR. *Návrh horizontálního štípacího zařízení na dřevo - přídatné zařízení za traktor*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce je Ing. Lukáš Zeizinger.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lukáše Zeizingera a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Petr Jaroš

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval Ing. Lukáši Zeizingerovi za ochotu a cenné rady při tvorbě mé bakalářské práce.

Dále děkuji své rodině za trpělivost a podporu, kterou mi po dobu mého dosavadního studia na VUT FSI poskytovala.

OBSAH

Stručná charakteristika problematiky úkolu:	2
Cíle bakalářské práce:	2
Seznam doporučené literatury:	2
Úvod	9
1 Typy štípačů na trhu a jejich rozdělení	10
1.1 Konstrukce rámu	10
1.2 Typ pohonu	12
1.3 Velikost štípací (tlačné) síly	13
1.4 Typ a tvar štípacího nástroje	13
2 Koncepce konstrukčního řešení	14
2.1 Podrobnější popis	16
2.2 Dosažené výsledky	21
3 Funkční výpočty	24
3.1 Síly vyvozené hydraulickým válcem	24
3.2 Doby výsuvu a zpětného chodu hydraulického válce	24
3.3 Maximální příkon	25
4 Pevnostní výpočty	26
4.1 Základní silový rozbor	26
4.2 Kontrola hydraulického válce na vzpěr	27
4.3 Minimální požadovaná bezpečnost	29
4.4 Kontrola traverzy	30
4.5 Kontrola držáku klínu	33
4.6 Kontrola držáku hydraulického válce	35
4.7 Kontrola svarů držáku klínu	42
4.8 Kontrola svarů držáku hydraulického válce – přední stěna	46
4.9 Kontrola svarů držáku hydraulického válce – boční stěna	48
Závěr	55
Seznam použitých zkratk a symbolů	58
Seznam příloh	63

ÚVOD

Častým způsobem přípravy topného dřeva je krácení surového polotovaru na metrové špalky a jejich následné štípání. Rozštípané dřevo se zpravidla rovná do rázů, ve kterých alespoň několik měsíců přirozeně vysychá před finálním zpracováním. Rozštípaní dřeva zajišťuje jeho dobré vyschnutí, snadnou manuální manipulaci a usnadňuje jeho následné zpracování. Štípání dřeva probíhá většinou přímo v terénu, v místě těžby.

Manuální štípání špalků například pomocí palice a klínů je poměrně namáhavé a neefektivní. Při větším množství dřeva je použití manuálních metod nereálné. Tento problém řeší různé typy štípacích zařízení. Jednotlivé typy těchto zařízení se od sebe liší například zvolenou koncepcí řešení, tvarem štípacího nástroje, velikostí štípací síly a také výrazně i svou cenou.

Jak již bylo uvedeno, štípání dřeva probíhá většinou přímo v terénu, v místě těžby. K tomu účelu se velmi dobře hodí štípací zařízení za traktor, zvláště ta, která jsou nesená na tříbodovém závěsu traktoru. Traktor má vynikající průchodnost terénem a pohon štípačky zajistí buď olejem ze svého hydraulického okruhu, nebo přes vývodový hřídel.

Na trhu dominují dvě základní koncepce štípaček za traktor. Vertikální, kde je špalek při štípání ve svislé poloze a horizontální, kde je špalek při štípání ve vodorovné poloze. Horizontální štípačky jsou ve srovnání s vertikálními většinou těžší, podstatně složitější a také dražší, ale snadno se na nich zpracovávají i těžké a rozměrné špalky.

Cílem této práce je návrh horizontálního štípacího zařízení jako přídavného zařízení za traktor, určeného pro štípání špalků surového dřeva o maximální délce 1 m a maximálním průměru 0,55 m. Cílem je navrhnout jednoduché cenově efektivní konstrukční řešení, které umožní zpracování kulatiny zadaných parametrů s minimalizací manuální náročnosti pro obsluhu. Návrh koncepce tohoto horizontálního štípacího zařízení vychází z provedené rešerše. Nezbytnou částí této práce jsou také funkční a pevnostní výpočty. Výstupem práce je i výkresová dokumentace.

1 TYPY ŠTÍPAČŮ NA TRHU A JEJICH ROZDĚLENÍ

Štípače na metrové špalky se nabízejí většinou jako nesené na třibodovém závěsu traktoru. Důvodem, je jednoduchost konstrukce a především skvělá mobilita takového řešení. Zpracování dřeva probíhá často přímo v lese a přesouvat se lesním terénem se štípačem neseným za traktorem je podstatně jednodušší a praktičtější než s taženými typy.

Na trhu jsou různé typy štípačů na metrové špalky nesených na třibodovém závěsu traktoru, lze je rozčlenit podle následně zvolených kritérií:

- konstrukce rámu
- typ pohonu
- velikost štípací síly
- typ a tvar štípacího nástroje

1.1 KONSTRUKCE RÁMU

VERTIKÁLNÍ KONSTRUKCE RÁMU

Hydraulický válec a štípaný špalek jsou ve vertikální poloze viz *Obr. 1*. Menší rozměry podstavy umožňují snadný pohyb v terénu a menší nároky na místo při uskladnění stroje. Nevýhodou bývá nízká stabilita stroje při jeho uskladnění. Podstatnou nevýhodou je obtížná manipulace s těžšími špalky a se špalky o větším průměru. Každý špalek je nutné postavit do svislé polohy, udržet ho v této poloze po čas štípaní a následně manipulovat s těžkými odštípnutými kusy. I když bývají tyto štípače vybaveny zvedacími rámy pro těžší špalky, je stále nutné značné manuální úsilí při manipulaci se špalky a těžkými odštípnutými kusy.



Obr. 1: Vertikální štípač HydroCombi 18 [1]

HORIZONTÁLNÍ KONSTRUKCE RÁMU S POHYBLIVÝM TLAČNÝM ČLEMEM A STABILNÍM KLÍNEM

U této konstrukce je hydraulický válec a štípaný špalek umístěn v horizontální poloze viz *Obr. 2*. Štípač je nesený tříbodovým závěsem traktoru většinou napříč k podélné ose traktoru. Takové štípače jsou vždy vybaveny zvedacími stoly. Jejich podstatnou výhodou je, že manipulace s kulatinou i odštípnutými poleny probíhá ve vodorovné poloze bez většího manuálního úsilí obsluhy. Lze je proto výhodně použít i ke štípání těžkých kusů dřeva. Další výhodou je vyšší produktivita, protože díky přesunnému křížovému klínu probíhá zpracování většiny špalků na finální velikost polen jen na jeden zdvih válce. Vzhledem k tomu, že jsou působící síly na větších ramenech od rámu a vzhledem ke složitější konstrukci (zvedací stůl, přesuvný křížový klín, ...) bývají těžší než vertikální typy. Toto vše se pravděpodobně citelně promítne i do vyšší finální ceny stroje. Nevýhodou, vzhledem k velkému půdorysu, který v rozložené poloze hrubě přesahuje obrysy traktoru, je obtížnější pojezd terénem, štípač se i před krátkými přejezdy v terénu musí složit do přepravní polohy.



Obr. 2: Horizontální štípač SplitMaster 30 [2]

HORIZONTÁLNÍ KONSTRUKCE RÁMU S POHYBLIVÝM KLÍNEM

Tyto štípače jsou v podstatě vertikální štípače položené vodorovně. Jako nesené na tříbodovém závěsu traktoru se vyskytují většinou jen *hobby* konstrukce. Štípač je podélně za traktorem a vyčnívá do značné vzdálenosti za traktor, protože hydraulický válec nacházející se zpravidla hned za traktorem, nelze složit do přepravní polohy.

1.2 TYP POHONU

POHON Z HYDRAULICKÉHO ROZVODU TRAKTORU

Traktory mají vnější okruhy hydrauliky, kterými jsou schopny pohánět celou řadu strojů. Výhodou je jednoduchost a nízká cena tohoto řešení. Nevýhodou je, že vnější okruh hydrauliky traktoru musí splňovat určité parametry a také může dojít k míchání olejů. Pokud je štípač postupně zapřažen za různé traktory, tak přes olej ve štípači dojde ke smíchání oleje traktoru s olejem z jiných traktorů, které před ním štípač použily. To může působit určité obtíže vzhledem k předepsaným druhům olejů v různých typech traktorů a vzhledem k reálné čistotě olejů obsažených v různých traktorech.

POHON PŘES VÝVODOVÝ HŘÍDEL TRAKTORU

Traktor přes vývodový hřídel pohání čerpadlo zcela samostatného hydraulického okruhu štípače (štípač má svoji olejovou nádrž, své vlastní hydraulické čerpadlo, atd.) viz *Obr. 3*. Nevýhodou je složitost konstrukce štípače a tím i vyšší cena, výhodou je spolehlivé dosažení výrobcem uváděných parametrů štípače, možnost vyladit hydraulický okruh pro potřeby štípače a širší výběr mezi traktory, které štípač mohou pohánět.



Obr. 3: Vertikální štípač JOLLY KARDAN 10T [3]

HYBRIDNÍ POHON

Štípač poháněný vývodovým hřídelem traktoru obsahuje navíc elektromotor. Štípač poháněný elektromotorem podává nižší výkony než při pohonu traktorem a opět se zvyšuje cena štípače.

1.3 VELIKOST ŠTÍPACÍ (TLAČNÉ) SÍLY

Rakouský výrobce štípaček dřeva *POSCH* nabízí vertikální štípače na metrové špalky o velikosti štípací síly od 98,1 kN do 255,06 kN [4]. Nabídku vertikálních štípačů *POSCH* bych rozdělil na lehkou řadu: 98,1 kN až 176,58 kN a těžkou řadu: 196,2 kN až 255,06 kN.

Štípací síla nabízených horizontálních štípačů *POSCH* na metrové špalky se pohybuje od 255,06 kN až po 294,3 kN [5]. Francouzský výrobce *AMR* udává štípací sílu u svých horizontálních štípačů od 166,77 kN do 274,68 kN [6] a britský výrobce *BALFOR* nabízí horizontální štípače profesionální řady o velikosti štípací síly od 215,82 kN do 441,45 kN [7]. Horizontální štípače jsou určeny ke zpracování i větších průměrů kulatiny a často protlačují špalek přes klín tvaru kříže nebo hvězdy, takže mají v základu vyšší tlačné síly.

1.4 TYP A TVAR ŠTÍPACÍHO NÁSTROJE

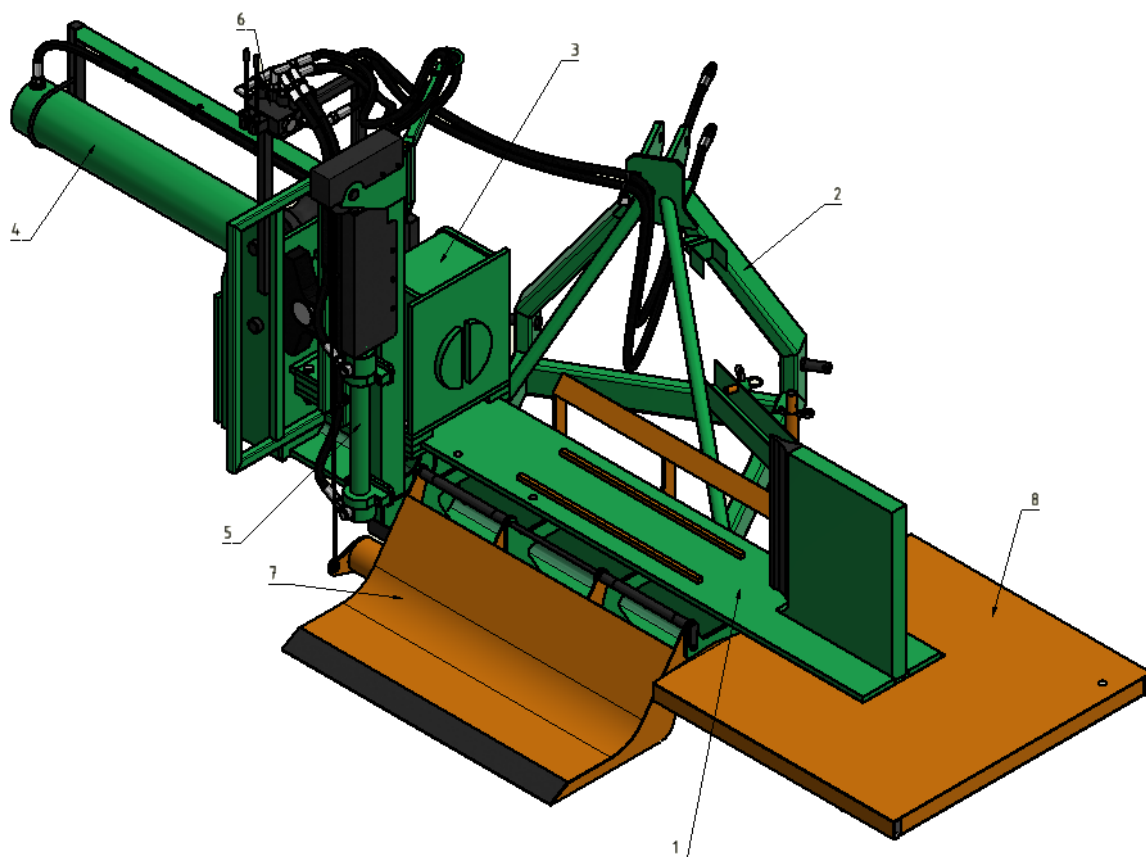
Štípacím nástrojem pro horizontální a vertikální konstrukce štípačů je klín. Klíny se však podstatně liší právě mezi těmito dvěma koncepcemi. Klín pro vertikální konstrukci štípače je tlačěn hydraulickým válcem, zpravidla je výměnný a jeho tvar odpovídá klasické představě klínu, viz *Obr. 1*. Existují rovněž konstrukce s pevným klínem viz *Obr. 3*. U vertikální konstrukce štípače jde o to tvarem klínu dosáhnout rozštípnutí špalku ještě před dosažením dolní polohy klínu, což výrazně zvyšuje produktivitu. Výměnné klíny vertikálních konstrukcí štípačů mají buď různé rozevření podle druhu štípaného dřeva, případně válečky na koncích pro snížení štípací síly, nebo mají křídla do kříže pro štípání vhodných průměrů rovnou na čtyři kusy.

Klín horizontální konstrukce štípače je zpravidla štíhlý, je veden přes celý průměr špalku a počítá se s tím, že tlačný člen dojíždí do bezprostřední blízkosti klínu, což zajistí dokonalé rozštípnutí špalku. Pevné klíny horizontálních konstrukcí štípačů slouží k rozštípnutí špalku na dva kusy. Na pevné klíny se často nasazují adaptéry s křídly do tvaru kříže, nebo hvězdy, které dělí špalek na více polen. Jsou buď manuálně, nebo hydraulicky přestavitelné. Dalším druhem klínu horizontální konstrukce štípače je klín posuvně nasazený na pevném držáku klínu, nebo posuvně zapřený pevným držákem klínu, viz *Obr. 2*. Takové klíny jsou výměnné, mají většinou tvar kříže nebo hvězdy a jsou hydraulicky ovládané, aby se střed kříže (hvězdy) vždy přesunul na střed špalku.

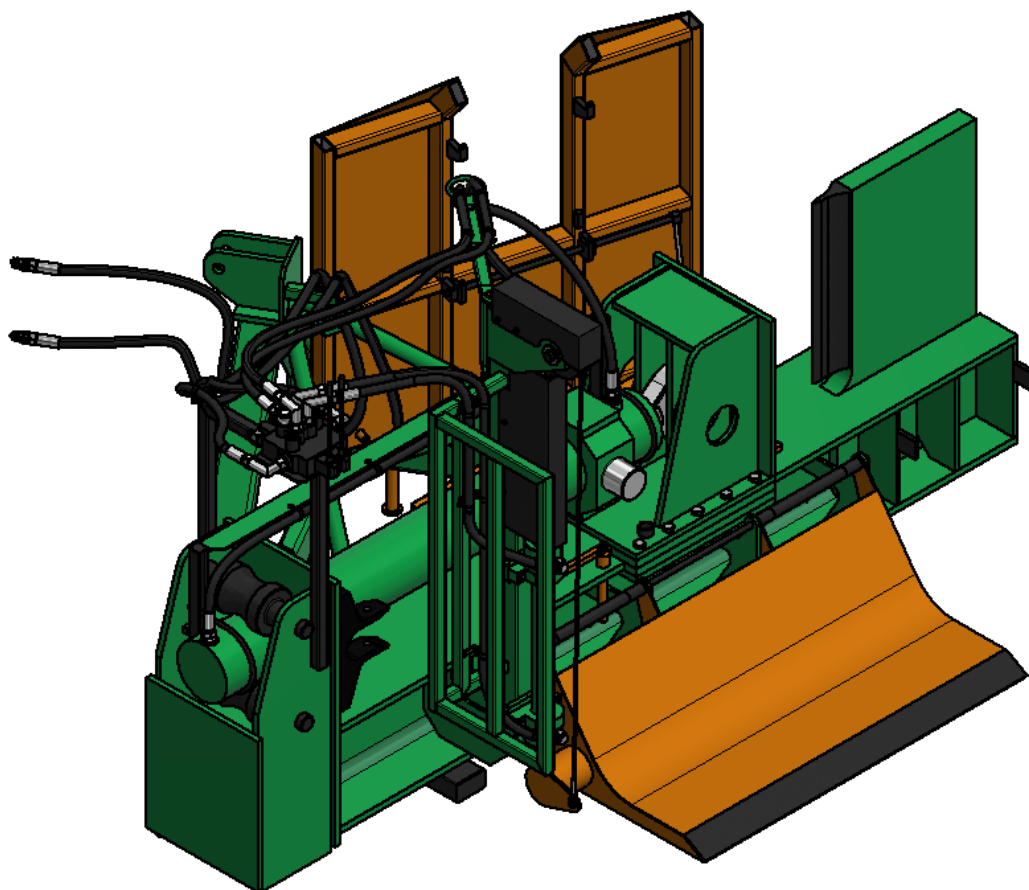
2 KONCEPCE KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Tato práce se zabývá návrhem horizontálního štípače dřeva jako přípojného zařízení za traktor určeného pro štípání špalků o maximálním průměru 550 mm a délce 1 000 mm. Cílem je navrhnout jednoduché cenově efektivní konstrukční řešení, které umožní zpracování kulatiny zadaných parametrů s minimalizací manuální náročnosti pro obsluhu.

Štípač je navržen jako nesený na třibodovém závěsu traktoru s tím, že ve složeném stavu nesmí jeho obrysy výrazně přesahovat šířku traktoru, aby se zajistila maximální průjezdnost lesním terénem. Tato konstrukce umožňuje, zasunout hydraulický válec z pracovní do přepravní polohy. V pracovní poloze aretovaný stůl viz *Obr. 4* se odpojí a uloží do přepravní polohy viz *Obr. 5*.

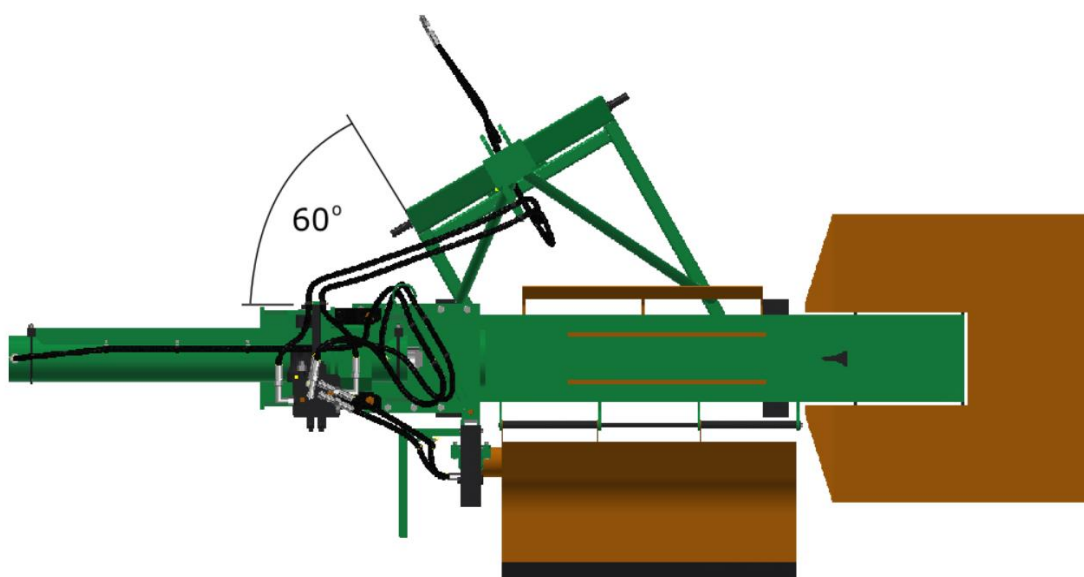


Obr. 4: Štípač v pracovní poloze; 1 - rám s pevným klínem, 2 - uchycení za traktor, 3 - tlačný člen, 4 - hydraulický válec, 5 - pohon plošiny, 6 - rozvaděč, 7 - plošina, 8 - stůl



Obr. 5: Transportní poloha štípače

Osa štípače je natočena pod úhlem 60° od osy traktoru, viz *Obr. 6*, což má dva příznivé důsledky: významně se sníží transportní šířka štípače a v pracovní poloze je i na druhé straně štípače dostatek místa pro obsluhu štípače.



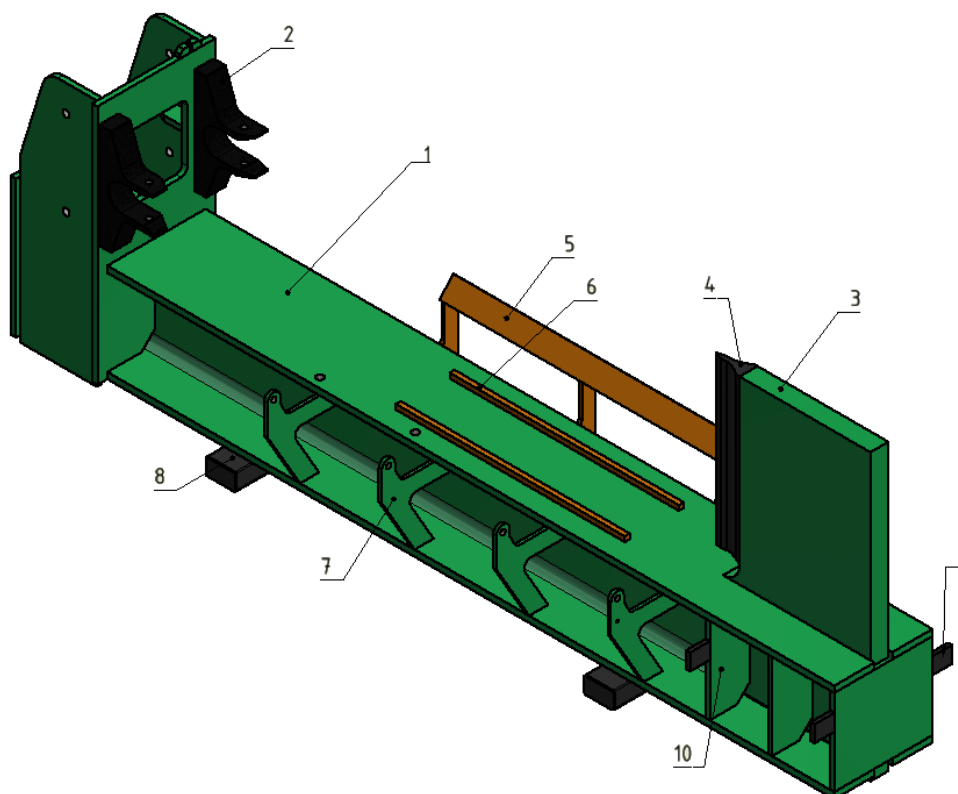
Obr. 6: Půdorys štípače

V pracovní poloze leží štípač na zemi na dvou nízkých nohách a je upnutý v třibodovém závěsu traktoru. Výška pracovní plochy nad terénem je minimální cca 350 mm, což umožnilo zmenšit a podstatně zjednodušit podávací plošinu a tím i zkrátit čas na dopravu špalku před tlačný člen. Malá plošina rovněž umožňuje snadný přístup obsluhy ke štípači při dodatečné manipulaci se dřevem. Nízká pracovní výška umožňuje pohodlnou manipulaci se špalkem i poleny pouze pomocí sapiny, což zvyšuje ergonomii obsluhy štípače. Jednoduchá konstrukce a využití vnějšího okruhu hydrauliky traktoru se příznivě promítne do ceny štípače.

2.1 PODROBNĚJŠÍ POPIS

RÁM

Na Obr. 7 jsou znázorněny části rámu. Základní součástí rámu je nosná traverza. Rám je dále tvořen držákem hydraulického válce, který se skládá z přední stěny s otvorem pro hydraulický válec, ze dvou bočních stěn, zadní stěny a dvou držáků čepů hydraulického válce. Tyto součásti jsou svařeny tak, aby plnily funkci skříňového nosníku. Držák klínu je veden skrze obě pásnice traverzy. Klín je navařen přímo na držák klínu. Zábрана a vedení špalku napomáhá správnému ustavení polohy, vedení a rozštípnutí špalku. Uchycení plošiny zajišťují členy, kterými je veden čep mazaný mazacími hlavicemi na plošině. Dalšími částmi jsou nohy a úchyty pracovního stolu. Poslední částí jsou žebra, umístěná pod držákem klínu jako výztuhy.



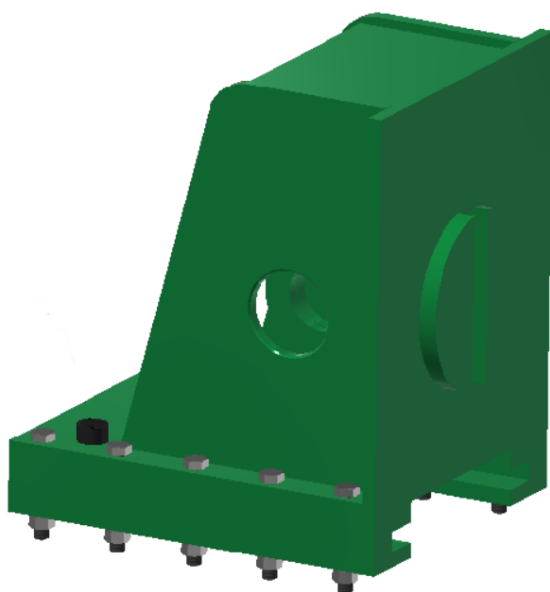
Obr. 7: Rám štípače; 1 - traverza, 2 - držák hydraulického válce, 3 - držák klínu, 4 - klín, 5 - zábрана, 6 - vedení polena, 7 - uchycení plošiny, 8 - nohy, 9 - úchyty pracovního stolu, 10 - výztužné žebro

UCHYCENÍ ZA TRAKTOR

Jedná se o konstrukci pro třibodový závěs traktoru kategorie II. Konstrukce je přivařena k rámu pod úhlem 60° viz *Obr. 6*.

TLAČNÝ ČLEN

Na *Obr. 8* a je zobrazen tlačný člen, který je pomocí čepu spojen s hydraulickým válcem a tlačí před sebou špalek směrem ke klínu, kde se rozštípne. Je veden po vrchní pásnici traverzy (štípacím stole) pomocí svého vedení, které je tvořeno několika plechy a sešroubováno šrouby. Tlačný člen je opatřen také párem mazacích hlavice. Tyto mazací hlavice jsou chráněny před případným poškozením navařeným trubkovým krytem viz *Obr. 9*.



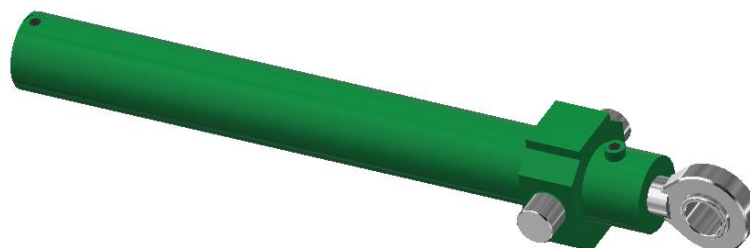
Obr. 8: Tlačný člen



Obr. 9: Mazací hlavice chráněná krytem na tlačném členu

HYDRAULICKÝ VÁLEC

Byl zvolen hydraulický válec CDL2 MT4/125/80/1200D1X/B11CF UMWW od firmy Bosch Rexroth viz *Obr. 10* s výsuvem 1 200 mm, průměr pístní tyče 80 mm a průměr pístu 125 mm dle [8] (strana 12 a 13).



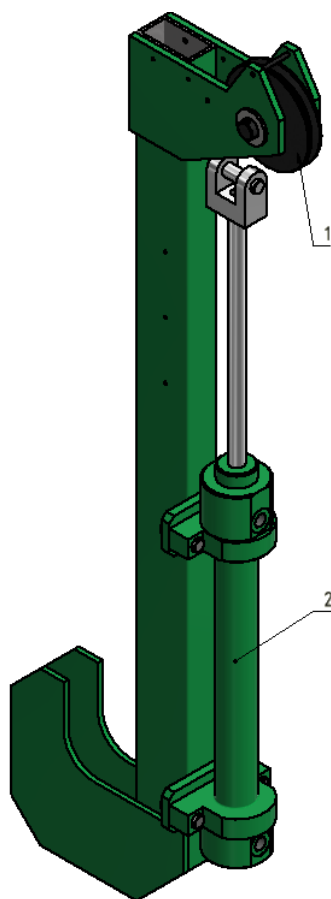
Obr. 10: Hydraulický válec

Maximální pracovní tlak byl zvolen 20 MPa, ten bude nastaven na pojistném ventilu rozvaděče a mírně přesahuje pracovní tlaky uvažovaných traktorů zmíněných níže. Z maximálního pracovního tlaku vyplynuly rozměry hydraulického válce, takže je dosaženo maximální tlačné síly 245 kN, což odpovídá hodnotám štípacích sil udávaných pro horizontální štípače.

POHON PLOŠINY

Zvedání a sklápění plošiny zajišťuje pohon plošiny viz *Obr. 11*, který se skládá z kladky a hydraulického válce. V kladce je vedeno ocelové lano o průměru 6 mm, které je upevněno na jednom konci v oku na plošině viz *Obr. 4* a na druhém konci na čepu hydraulického válce. Při výsuvu pístu se plošina sklápí a při zasunutí pístu se plošina zvedá.

Pro tyto účely byl zvolen hydraulický válec CDH1 MS2/40/22/360/A3X/M11CGDMW od firmy Bosch Rexroth s výsuvem 360 mm, průměr pístní tyče 22 mm a průměr pístu 40 mm dle [9] (strana 20 a 21).



Obr. 11: Pohon plošiny; 1 - kladka, 2 - hydraulický válec

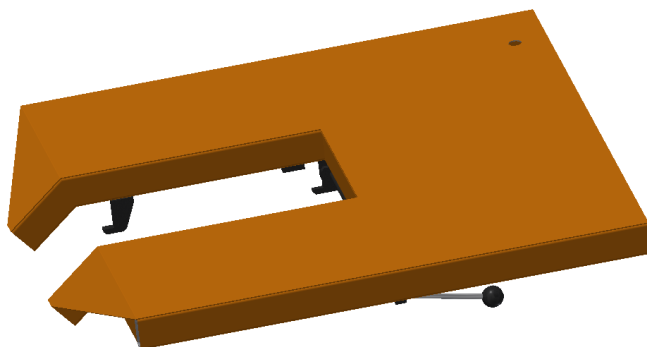
PLOŠINA

Plošina viz *Obr. 4* je určena k dopravě špalku před tlačný člen. Je svařena ze 4 žeber propojených trubkou proti zkrutu a je otočně uchycena na rámu štípače. Pomocí lana ji zvedá výše zmíněný pohon plošiny. Lano zajišťuje, že se plošina svým vyklopením přizpůsobí

jakémukoliv terénu. Případné další úpravy lze snadno provést seřízením délky třetího bodu tříbodového závěsu traktoru.

PRACOVNÍ STŮL

Pracovní stůl viz *Obr. 12* slouží ke snadné manipulaci s rozštípnutými kusy dřeva. Pomocí sapiny viz *Obr. 13* lze rozštípnutý kus dřeva přetáhnout zpět před tlačný člen a poté znovu rozštípnout na menší kusy. Pracovní stůl je pomocí jednoduchého pákového mechanismu lehce připojitelný a odpojitelý. Rovněž jej lze snadno upevnit do přepravní polohy.



Obr. 12 Pracovní stůl


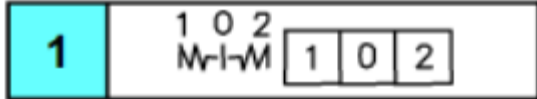


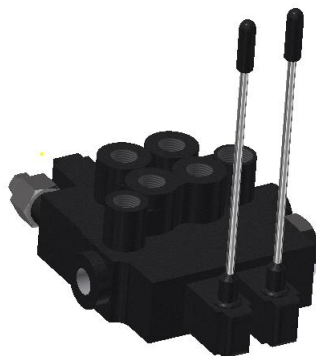
Obr. 13 Sapina [10]

ROZVADĚČ

Pro štípač byl zvolen šoupátkový sekční rozvaděč s ručním ovládním a přepouštěcím ventilem 2P40-2A1A1-GKZ viz *Obr. 14* dle [11]. Symbolika názvu rozvaděče je uvedena v následující tabulce.

Tab. 1: Symbolika názvu rozvaděče dle [11]

2	Dvě sekce (dvě páky)	
P40	Typ rozvaděče a jmenovitý průtok 40 l/min	
2	Sériové zapojení sekcí	
A	Typ šoupátka	A 
1	Způsob aretace šoupátka	1 
G	Trubkové závity výstupů v těle rozvaděče	
KZ	Způsob uchycení pák	

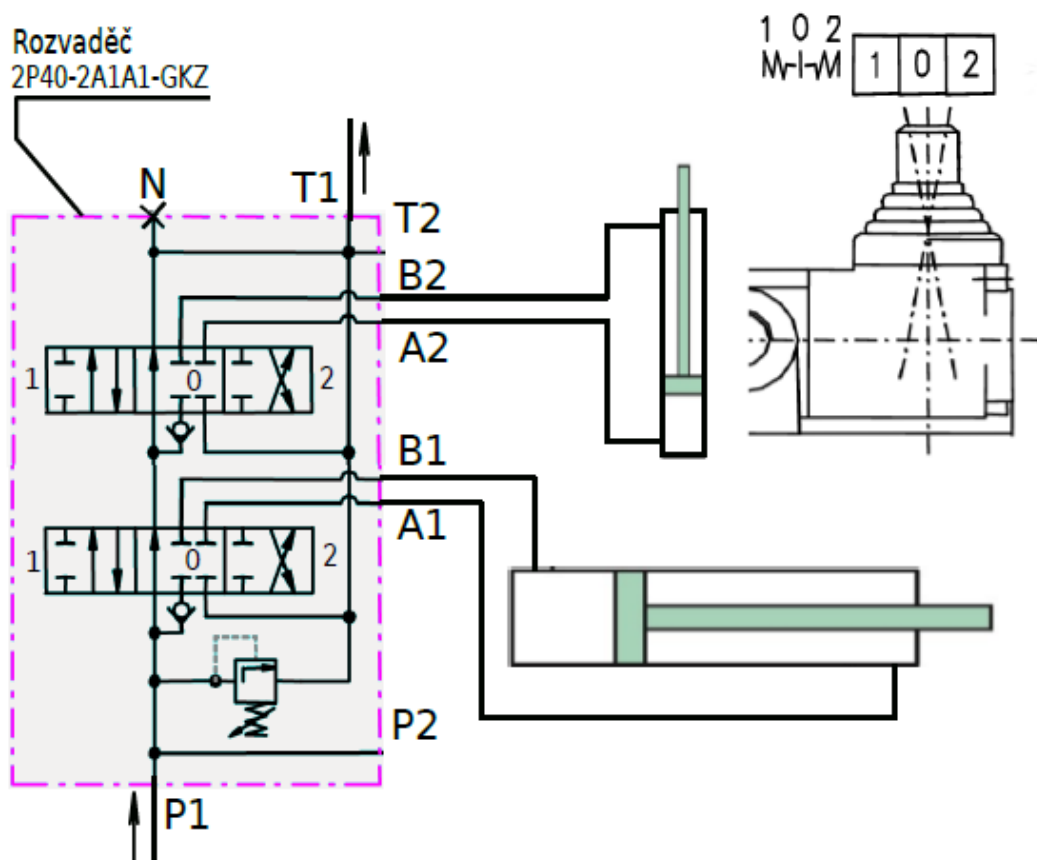


Obr. 14: Šoupátkový sekční rozvaděč s ručním ovládáním 2P40-2A1A1-GKZ

POHON ŠTÍPAČE

Štípač je připojen k hydraulickému rozvodu traktoru. Tlakový olej je dodáván vnějším okruhem hydrauliky traktoru, rozvaděč je opatřen pojistným přepouštěcím ventilem seřízeným na 20 MPa.

Ve schématu Obr. 15 jsou zobrazeny oba hydraulické válce. Vodorovný hydraulický válec určený k pohybu tlačného členu a tedy i ke štípání špalků a druhý menší svislý hydraulický válec určený pro zvedání a sklápění plošiny.



Obr. 15: Schéma hydraulického obvodu; P - vstup tlakového oleje z traktoru, T - zpátečka do traktoru, A, B - výstupy ze sekcí k hydraulickým válcům [11]

2.2 DOSAŽENÉ VÝSLEDKY

Horizontální štípač poháněný hydraulickým okruhem traktoru byl konstruován pro traktory s tříbodovým závěsem kategorie II, jako je například Zetor Major viz *Obr. 16* nebo Zetor Proxima viz *Obr. 17*.



Obr. 16: Zetor Major [12]



Obr. 17: Zetor Proxima [13]

Pracovní prostor mezi tlačným členem a klínem při maximálním zasunutí hydraulického válce je 1 200 mm, proto je možné dobře štípat špalky o délce až 1 150 mm a průměru 550 mm, čemuž odpovídá i výška klínu. Maximální výsuv válce je 1 200 mm, tlačný člen se neopře do klínu, protože je v tlačném členu výřez na klín, důvodem je dosažení úplného rozštípnutí špalku.

Maximální pracovní tlak je omezen pojistným ventilem na 20 MPa. Což odpovídá maximální štípací síle 245 kN. Maximální pracovní tlak štípače je volen mírně nad maximální pracovní tlaky traktorů zmíněných výše. Zvolená štípací síla odpovídá štípacím silám udávaných u horizontálních štípačů dostupných na trhu.

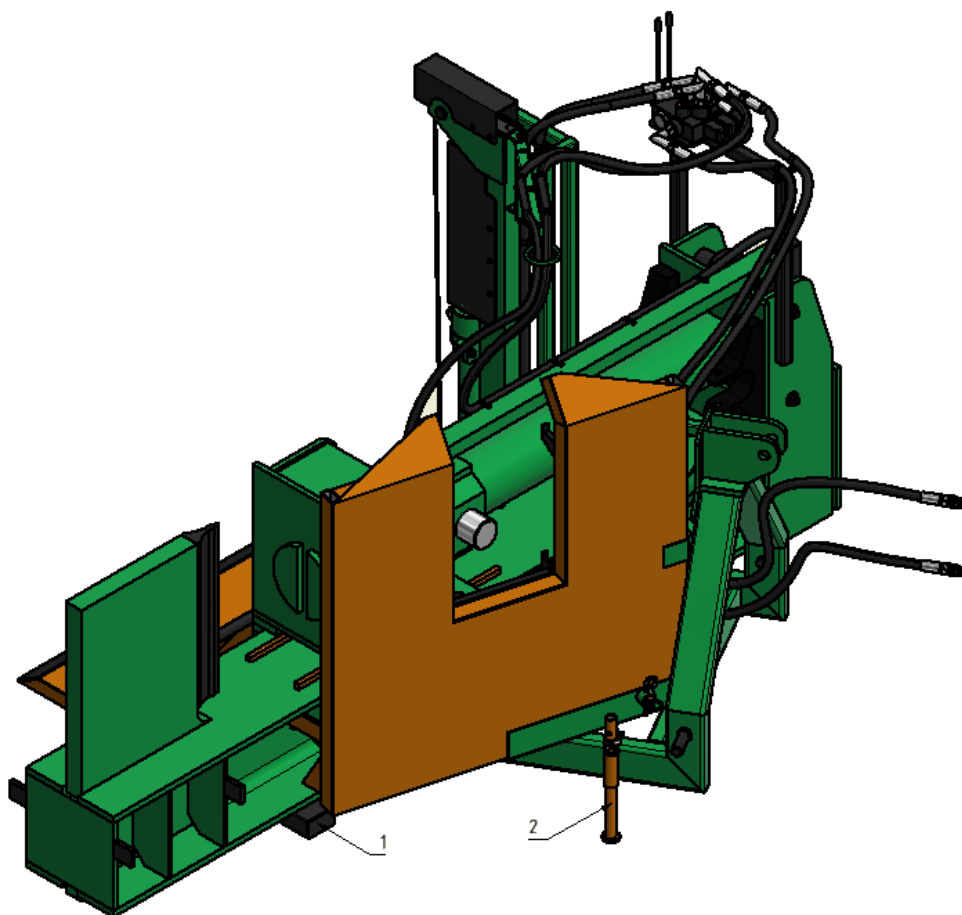
V pracovní poloze leží štípač na zemi na dvou nízkých nohách upnutý v tříbodovém závěsu traktoru. Výška pracovní plochy nad terénem je pouze 350 mm, což umožnilo zmenšit a zjednodušit plošinu a zkrátit čas na dopravu špalku před tlačný člen. Malá plošina umožňuje snadný přístup ke štípači při dodatečné manipulaci se dřevem. Nízká pracovní výška umožňuje pohodlnou manipulaci se špalkem i poleny pouze pomocí sapiny, což zvyšuje ergonomii obsluhy štípače.

Šířka štípače složeného do pracovní polohy měřená kolmo na osu traktoru (směr jízdy) je 2 318 mm. Maximální šířka menšího z traktorů ZETOR MAJOR je udávána v rozmezí 1 941 až 2 241 mm [14]. Což odpovídá přesahům štípače v transportní poloze přes siluetu traktoru 188,5 mm a 38,5 mm. Na *Obr. 18* je štípač v transportní poloze upnutý za Zetorem Major. Maximální šířky udávané pro ZETOR PROXIMA jsou 2 240 až 2 520 mm [15], což odpovídá přesahům štípače v transportní poloze přes siluetu traktoru o 39 mm a přes větší šířku nepřesahuje.



Obr. 18: Štípač v transportní poloze za traktorem Zetor Major [12]

Stabilita štípače při štípání je zajištěna nohami, na kterých leží a tím, že štípač při štípání je stále připojen za traktorem na třibodovém závěsu, takže se nemůže převrhnout. Stabilitu při odpojení od traktoru řeší podpěrná noha viz *Obr. 19*.



Obr. 19: Stabilita štípače; 1 - noha štípače, 2 - podpěrná noha

Jedním z důležitých parametrů je rovněž hmotnost. Jednotlivé hmotnosti byly zjištěny z 3D modelu v Inventoru Professional 2019, kromě hmotností hydraulických válců, ty byly zjištěny z katalogů [8] (strana 28) a [9] (strana 73). Celková hmotnost štípače činí 1 143,86 kg. Hmotnosti jednotlivých částí štípače jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 2: Hmotnosti částí štípače

Rám a konstrukce pro třibodový závěs	659,16	kg
Tlačný člen	130,37	kg
Plošina	33,02	kg
Pohon plošiny	30,33	kg
Svislý hydraulický válec	13,32	kg
Vodorovný hydraulický válec	188,2	kg
Stůl	35,3	kg
Ostatní (hadice, ...)	54,24	kg
Celkem	1143,94	kg

3 FUNKČNÍ VÝPOČTY

Maximální provozní tlak p_{max} určuje velikost maximální štípací síly a je omezen nastavením pojistného ventilu na 20 MPa. Velikost maximálního provozního tlaku byla stanovena z provozních tlaků cílených traktorů tak aby byla mírně nad jejich maximálními hodnotami.

3.1 SÍLY VYVOZENÉ HYDRAULICKÝM VÁLCEM

Nejdůležitějším parametrem štípače je štípací síla. Pro srovnání byly níže vypočteny tři síly, a to maximální síla daná nastavením pojistného ventilu štípače F_{max} (1), síla vyvozená traktorem Zetor Major F_m (2) a síla vyvozená traktorem Zetor Proxima F_p (3).

$$F_{max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} \cdot 20 = 245\,436,926\,N, \quad (1)$$

$$F_{max} = 245\,436,926\,N,$$

$$F_m = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_m = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} \cdot 18 = 220\,893,233\,N, \quad (2)$$

$$F_m = 220\,893,233\,N,$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_p = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} \cdot 19 = 233\,165,080\,N, \quad (3)$$

$$F_p = 233\,165,080\,N,$$

kde $D = 125\,mm$ je průměr hydraulického válce [8] (strana 13), $p_{max} = 20\,MPa$ je maximální provozní tlak omezený pojistným ventilem, $p_m = 18\,MPa$ je maximální provozní tlak traktoru Zetor Major [16] a $p_p = 19\,MPa$ je maximální provozní tlak traktoru Zetor Proxima [17].

3.2 DOBY VÝSUVU A ZPĚTNÉHO CHODU HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Dalším počítaným parametrem je doba výsuvu a zpětného chodu hydraulického válce. Pro srovnání byly níže vypočteny tyto jednotlivé doby pro traktory Zetor Major a Zetor Proxima.

Objemy V_V a V_Z hydraulického válce pro výsuv a pro zpětný chod byly vypočteny z parametrů hydraulického válce získaných z katalogu [8] (strana 12 a 13).

Doba výsuvu t_{mV} a zpětného chodu t_{mZ} hydraulického válce pro Zetor Major tedy je

$$t_{mV} = \frac{V_V}{D_m} \cdot 60 = \frac{14,726}{50} \cdot 60 = 17,671\,s, \quad (4)$$

$$t_{mV} = 17,671\,s,$$

$$t_{mZ} = \frac{V_Z}{D_m} \cdot 60 = \frac{8,694}{50} \cdot 60 = 10,433 \text{ s} , \quad (5)$$

$$t_{mZ} = 10,433 \text{ s} ,$$

doba výsuvu t_{pV} a zpětného chodu t_{pZ} hydraulického válce pro Zetor Proxima je

$$t_{pV} = \frac{V_V}{D_p} \cdot 60 = \frac{14,726}{40} \cdot 60 = 22,089 \text{ s} , \quad (6)$$

$$t_{pV} = 22,089 \text{ s} ,$$

$$t_{pZ} = \frac{V_Z}{D_p} \cdot 60 = \frac{8,694}{40} \cdot 60 = 13,042 \text{ s} , \quad (7)$$

$$t_{pZ} = 13,042 \text{ s} ,$$

kde $V_V = 14,726 \text{ l}$ je objem hydraulického válce pro výsuv, $V_Z = 8,694 \text{ l}$ je objem hydraulického válce pro zpětný chod, $D_m = 50 \text{ l/min}$ je dodávka čerpadla hydrauliky traktoru Zetor Major [16] a $D_p = 40 \text{ l/min}$ je dodávka čerpadla hydrauliky traktoru Zetor Proxima [17].

3.3 MAXIMÁLNÍ PŘÍKON

Dalším parametrem je maximální příkon štiपाče. Maximální příkon byl opět stanoven pro traktory Zetor Major a Zetor Proxima. Maximální příkon P_m pro Zetor Major a P_p pro Zetor Proxima určují vztahy (8) a (9).

$$P_m = \frac{F_m \cdot Z}{t_{mV}} \cdot \frac{1}{\mu} = \frac{220\,893,233 \cdot 1,2}{17,671} \cdot \frac{1}{0,9} = 16\,667 \text{ W} = 16,667 \text{ kW} , \quad (8)$$

$$P_m = 16,667 \text{ kW} ,$$

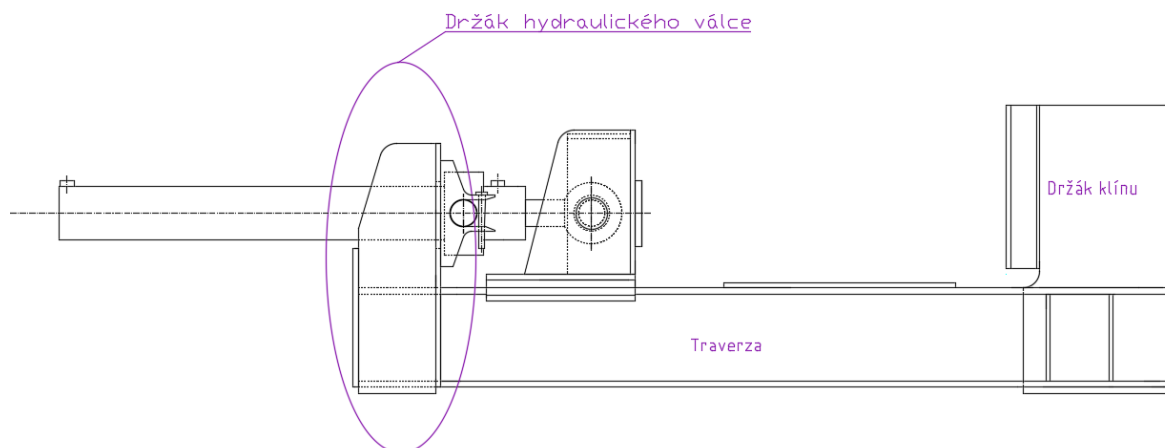
$$P_p = \frac{F_p \cdot Z}{t_{pV}} \cdot \frac{1}{\mu} = \frac{233\,165,080 \cdot 1,2}{22,089} \cdot \frac{1}{0,9} = 14\,074 \text{ W} = 14,074 \text{ kW} , \quad (9)$$

$$P_p = 14,074 \text{ kW} ,$$

kde $Z = 1,2 \text{ m}$ je zdvih hydraulického válce, $\mu = 0,9$ je předpokládaná účinnost pohonu, $F_m = 220\,893,233 \text{ N}$ je síla vyvozená Zetorem Major (2), $F_p = 233\,165,080 \text{ N}$ je síla vyvozená Zetorem Proxima (3), $t_{mV} = 17,671 \text{ s}$ je doba výsuvu hydraulického válce pro Zetor Major (4) a $t_{pV} = 22,089 \text{ s}$ je doba výsuvu hydraulického válce pro Zetor Proxima (6).

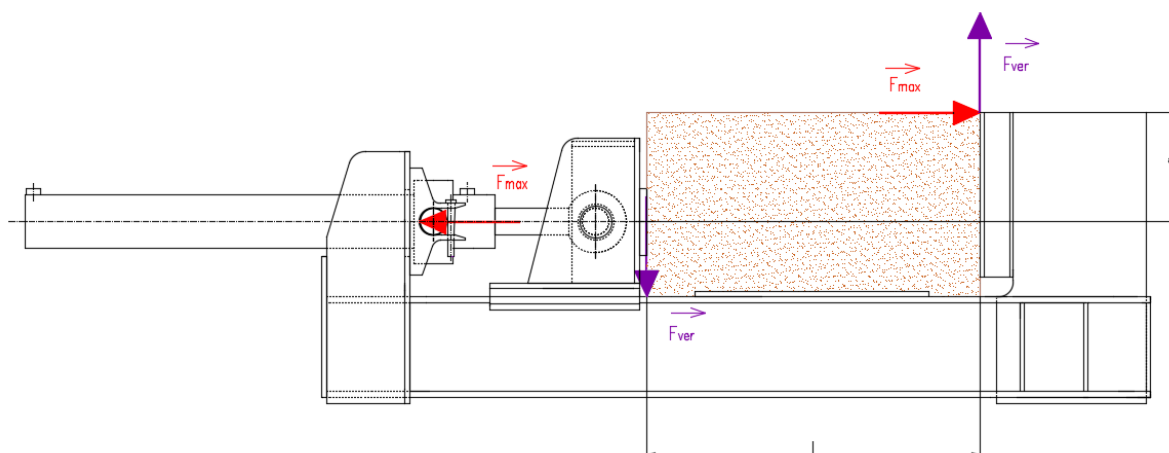
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Tato kapitola se zabývá pevnostními výpočty rámu včetně výpočtu svarů. Pevnostními výpočty byly zkontrolovány rozměry hlavních částí rámu, konkrétně traverzy, držáku hydraulického válce a držáku klínu, které jsou označeny níže na *Obr. 20*.



Obr. 20: Hlavní části štípače

4.1 ZÁKLADNÍ SILOVÝ ROZBOR



Obr. 21: Síly působící na štípač při štípání špalku (nepříznivý případ)

Na *Obr. 21* je maximální síla omezená pojistným ventilem F_{max} (1) předpokládána na vrcholu klínu a zároveň vodorovně v ose hydraulického válce. Vertikální síla F_{ver} (10) v tomto nepříznivém případě působí svisle na čepel klínu a na tlačný člen. Tyto síly jsou způsobeny šikmým tlakem působícím přes špalek na vrchol klínu. Maximální síla působící na samém vrcholu klínu, je velmi nepříznivý, pouze teoretický případ zatížení, uvažovaný pro výpočet bezpečnosti držáku klínu a traverzy.

Z momentové rovnováhy vycházející z *Obr. 21* je vypočtena vertikální síla F_{ver} .

$$F_{max} \cdot a - F_{ver} \cdot l = 0 ,$$

$$F_{ver} = \frac{F_{max} \cdot a}{l} ,$$

$$F_{ver} = \frac{245\,436,926 \cdot 325}{1\,000} , \quad (10)$$

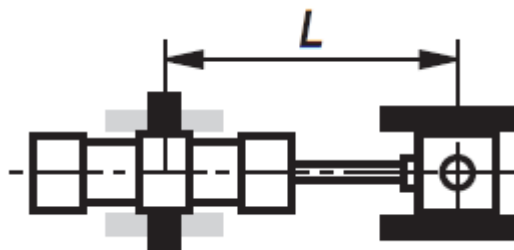
$$F_{ver} = 79\,767,001\,N ,$$

kde $F_{max} = 245\,436,926\,N$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $l = 1\,000\,mm$ je délka špalku – viz zadání a $a = 325\,mm$ je vzdálenost od osy hydraulického válce po vrchol klínu.

4.2 KONTROLA HYDRAULICKÉHO VÁLCE NA VZPĚR

Byl použit doporučený postup výpočtu dle katalogu [8] (strana 24) hydraulického válce Bosch Rexroth.

Hodnoty dovolených sil zpracované v tabulkách pro vzpěr ve výše zmíněném katalogu nelze použít, protože předpokládají uchycení hydraulického válce v polovině těla válce, čímž významně prodlužují vzpěrnou délku oproti navržené konstrukci.



Obr. 22: Vzpěrná délka [8] (strana 24)

Vzpěrná délka $L_K = L = 1498\,mm$ je odměřena od osy čepů závěsu hydraulického válce po osu oka na konci úplně vysunutě pístní tyče viz *Obr. 22*.

Pro výpočet je nejprve nutné stanovit mezní štíhlost λ_g .

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_{e3}}} ,$$

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,8 \cdot 285}} = 95,344 , \quad (11)$$

$$\lambda_g = 95,344 ,$$

kde $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ je modul pružnosti v tahu pro ocel a $R_{e3} = 285 \text{ MPa}$ je mez kluzu materiálu pístní tyče, ocel E295, dle [18] (strana 1127).

Štíhlost λ pístní tyče je dána vztahem

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_K}{d_{pt}},$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1498}{80} = 74,9, \quad (12)$$

$$\lambda = 74,9,$$

kde $L_K = 1498 \text{ mm}$ je vzpěrná délka a $d_{pt} = 80 \text{ mm}$ je průměr pístní tyče [8] (strana 12 a 13). Vzájemný poměr štíhlostí je $\lambda < \lambda_g$, proto následuje výpočet kritické síly dle Tetmajera.

Kritická síla F_{kr} dle Tetmajera je dána vztahem

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot d_{pt}^2}{4} \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda),$$

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} \cdot (335 - 0,62 \cdot 74,9) = 1\,450\,470,815 \text{ N}, \quad (13)$$

$$F_{kr} = 1\,450\,470,815 \text{ N},$$

kde $d_{pt} = 80 \text{ mm}$ je průměr pístní tyče [8] (strana 12 a 13) a $\lambda = 74,9$ je štíhlost pístní tyče (12).

Bezpečnost ve vzpěru k_{vz} je

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F_{max}},$$

$$k_{vz} = \frac{1\,450\,470,815}{245\,436,926} = 5,91, \quad (14)$$

$$k_{vz} = 5,91,$$

$$k_{vz} > k_{dop},$$

kde $F_{kr} = 1\,450\,470,815 \text{ N}$ je kritická síla dle Tetmajera (13), $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1) a $k_{dop} = 3,5$ je bezpečnost doporučená výrobcem hydraulického válce [8] (strana 24).

Bezpečnost ve vzpěru (14) je větší než bezpečnost doporučená výrobcem hydraulického válce [8] (strana 24), takže hydraulický válec z hlediska vzpěru dle Tetmajera vyhovuje.

Poslední kontrolou je bezpečnost proti mezi kluzu k_{Re} , tato kontrola je nad rámec doporučení výrobcem.

$$k_{Re} = \frac{R_{e3}}{\frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot d_{pt}^2}{4}}},$$

$$k_{Re} = \frac{285}{\frac{245\,436,926}{\frac{\pi \cdot 80^2}{4}}} = 5,84, \quad (15)$$

$$k_{Re} = 5,84,$$

$$k_{Re} > k_{dop},$$

kde $R_{e3} = 285 \text{ MPa}$ je mez kluzu materiálu pístní tyče, ocel E295 [18] (strana 1127), $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $d_{pt} = 80 \text{ mm}$ je průměr pístní tyče a $k_{dop} = 3,5$ je bezpečnost doporučená výrobcem hydraulického válce [8] (strana 24).

Bezpečnost proti mezi kluzu (15) je větší než bezpečnost doporučená výrobcem hydraulického válce [8] (strana 24), proto hydraulický válec z pohledu této bezpečnosti vyhovuje.

4.3 MINIMÁLNÍ POŽADOVANÁ BEZPEČNOST

Maximálních napětí je dosaženo jen zcela výjimečně, většina špalků se štípe při příznivých silových poměrech. K tomu přispívá klín, který má vysokou náběhovou štíhlost. Pevnostní výpočty v této práci se zabývají statickou kontrolou navržené konstrukce při maximálním dosažitelném zatížení. Pro pevnostní výpočty byla zvolena statická bezpečnost $k_{st} = 1,4$. Pro zohlednění charakteru namáhání byla požadovaná statická bezpečnost navýšena dle [19] (strana 17). Materiály v konstrukci rámu štípače jsou S235JR a S355J2, pro tyto oceli je součinitel míjivého zatěžování $c_{II} = 0,85$. Minimální požadovaná bezpečnost k_{min} , která je závazná pro všechny další provedené pevnostní výpočty, tedy je

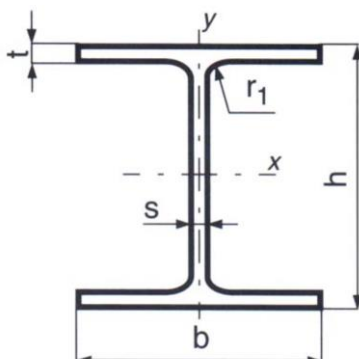
$$k_{min} = \frac{k_{st}}{c_{II}} = \frac{1,4}{0,85} = 1,647, \quad (16)$$

$$k_{min} = 1,647,$$

kde $k_{st} = 1,4$ je zvolená statická bezpečnost a $c_{II} = 0,85$ je součinitel míjivého zatěžování [19] (strana 17).

4.4 KONTROLA TRAVERZY

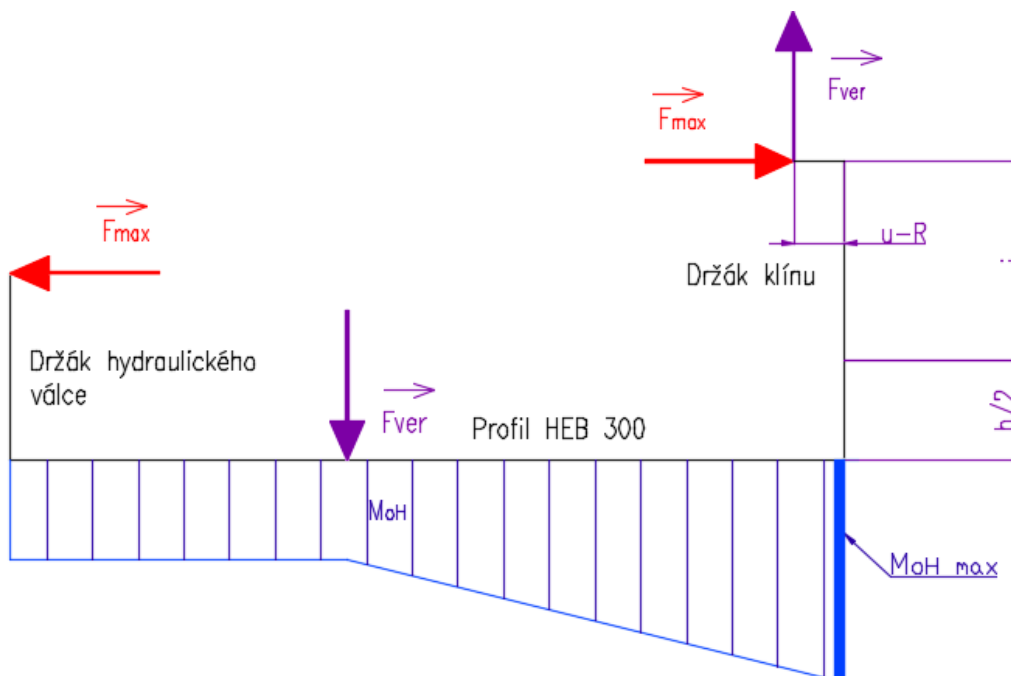
Jako nosná traverza byl zvolen profil HEB 300 válcovaný za tepla, DIN 1025-2 [20]. Jeho základní rozměry a parametry jsou uvedeny na Obr. 23.



Obr. 23: Průřez profilu HEB 300 [20]

Na Obr. 23 je $h = 300 \text{ mm}$ výška traverzy, $t = 19 \text{ mm}$ tloušťka pásnice, $s = 11 \text{ mm}$ tloušťka stojiny, $b = 300 \text{ mm}$ šířka pásnice, $W_H = 1\,680\,000 \text{ mm}^3$ průřezový modul v ohybu k ose ohybu x , $S_H = 14\,900 \text{ mm}^2$ plocha průřezu a $I_H = 251\,700\,000 \text{ mm}^4$ je moment setrvačnosti k ose ohybu x .

Průběh ohybového momentu podél střednice traverzy po počátek držáku klínu je na následujícím obrázku (vertikální síla přenášená přes tlačný člen na traverzu je pro zjednodušení předpokládána jako bodová).



Obr. 24: Průběh ohybového momentu na střednici traverzy

Kritické místo je v místě maximálního ohybového momentu $M_{oH\ max}$ viz Obr. 24. Ohybové napětí σ_{oH} v tomto místě bude

$$\sigma_{oH} = \frac{M_{oH\ max}}{W_H} = \frac{F_{max} \cdot \left(i + \frac{h}{2}\right) + F_{ver} \cdot (u - R)}{W_H},$$

$$\sigma_{oH} = \frac{245\ 436,92 \cdot \left(550 + \frac{300}{2}\right) + 79\ 767,001 \cdot (100 - 50)}{1\ 680\ 000} = 104,639\ MPa, \quad (17)$$

$$\sigma_{oH} = 104,639\ MPa,$$

kde $h = 300\ mm$ je výška průřezu traverzy [20], $i = 550\ mm$ je výška držáku klínu nad traverzou, $u = 100\ mm$ je vzdálenost ostří klínu a držáku klínu, $R = 50\ mm$ je rádius držáku klínu na přechodu do vrchní pásnice (štipacího stolu) traverzy, $F_{max} = 245\ 436,926\ N$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $F_{ver} = 79\ 767,001\ N$ je vertikální síla (10) a $W_H = 1\ 680\ 000\ mm^3$ je průřezový modul v ohybu.

Napětí v tahu σ_{tH} , které působí v traverze je dáno vztahem

$$\sigma_{tH} = \frac{F_{max}}{S_H} = \frac{245\ 436,926}{14\ 900} = 16,472\ MPa,$$

$$\sigma_{tH} = 16,472\ MPa, \quad (18)$$

$$\sigma_{tH} = 16,472\ MPa,$$

kde $S_H = 14\ 900\ mm^2$ je plocha průřezu [20] a $F_{max} = 245\ 436,926\ N$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1).

Za zjednodušujícího předpokladu, že smykové napětí přenáší pouze stojina je průměrné smykové napětí ve stojině τ_{sH} dáno vztahem

$$\tau_{sH} = \frac{F_{ver}}{(h - 2 \cdot t) \cdot s} = \frac{79\ 767,001}{(300 - 2 \cdot 19) \cdot 11} = 27,678\ MPa,$$

$$\tau_{sH} = 27,678\ MPa, \quad (19)$$

$$\tau_{sH} = 27,678\ MPa,$$

kde $h = 300\ mm$ je výška traverzy [20], $t = 19\ mm$ je tloušťka pásnice [20], $s = 11\ mm$ je tloušťka stojiny [20] a $F_{ver} = 79\ 767,001\ N$ je vertikální síla (10).

Skutečný průběh smykového napětí je dán vztahy dle [21] (strana 116, po dosazení do těchto vztahů vychází smykové napětí těsně pod pásnicí 23,073 MPa). Použitím průměrného smykového napětí vypočteného pouze z plochy stojiny (19), ohybového napětí v okrajových vláknech nosníku (17) a tahového napětí (18) pro výpočet maximálního redukovaného napětí v průřezu nosníku bude mírně nadhodnocena skutečnost a výpočet bude na bezpečné straně.

Dle teorie τ max je vypočteno příslušné redukované napětí $\sigma_{red H}$.

$$\sigma_{red H} = \sqrt{(\sigma_{oH} + \sigma_{tH})^2 + 4 \cdot \tau_{sH}^2} ,$$

$$\sigma_{red H} = \sqrt{(104,639 + 16,472)^2 + 4 \cdot 27,678^2} = 133,162 \text{ MPa} , \quad (20)$$

$$\sigma_{red H} = 133,162 \text{ MPa} ,$$

kde $\sigma_{oH} = 104,639 \text{ MPa}$ je napětí v ohybu profilu HEB 300 (17), $\sigma_{tH} = 16,472 \text{ MPa}$ je napětí v tahu profilu HEB 300 (18) a $\tau_{sH} = 27,678 \text{ MPa}$ je průměrné napětí ve smyku profilu HEB 300 (19).

Koeficient bezpečnosti k_H v kritickém místě viz Obr. 24 tedy je

$$k_H = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red H}} = \frac{225}{133,162} = 1,69 ,$$

$$k_H = 1,69 , \quad (21)$$

$$k_H > k_{min} ,$$

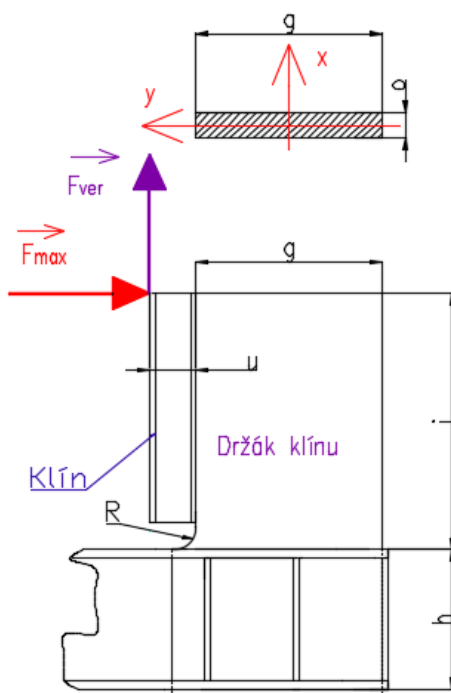
kde $R_{e1} = 225 \text{ MPa}$ je minimální mez kluzu pro S235JR [18] (strana 1125), $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16) a $\sigma_{red H} = 133,162 \text{ MPa}$ je redukované napětí v profilu HEB 300 dle teorie τ max (20).

Vypočtená bezpečnost k_H (21) je vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), takže profil HEB 300 v kritickém místě vyhovuje.

4.5 KONTROLA DRŽÁKU KLÍNU

Držák klínu je z plechu válcovaného za tepla ČSN EN 10029-A-N o tloušťce 55 mm [22]. Držák klínu je veden skrze stojinu a obě pásnice traverzy, je opatřen poloměrem R při přechodu na vrchní pásnici traverzy viz *Obr. 25* za účelem snížení koncentrace napětí.

Všechny potřebné rozměry a parametry pro následující pevnostní výpočet jsou vyznačeny na *Obr. 25*.



Obr. 25: Rozměry a zatížení držáku klínu

Na *Obr. 25* je $h = 300 \text{ mm}$ výška traverzy [20], $i = 550 \text{ mm}$ výška držáku klínu nad traverzou, $u = 100 \text{ mm}$ vzdálenost ostří klínu a držáku klínu, $o = 55 \text{ mm}$ tloušťka držáku klínu [22], $g = 400 \text{ mm}$ šířka držáku klínu, $S_{DK} = 22\,000 \text{ mm}^2$ plocha průřezu držáku klínu, $I_{DK} = 293\,333\,333,333 \text{ mm}^4$ kvadratický moment průřezu držáku klínu šířky g k ose ohybu x , $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ maximální síla omezená pojistným ventilem (1) a $F_{ver} = 79\,767,001 \text{ N}$ je vertikální síla (10).

Ohybové napětí σ_{oDK} v úrovni vrchní strany horní pásnice traverzy je

$$\sigma_{oDK} = \frac{F_{ver} \cdot \left(u + \frac{g}{2}\right) + F_{max} \cdot i}{I_{DK} \cdot \frac{2}{g}},$$

$$\sigma_{oDK} = \frac{79\,767,001 \cdot \left(100 + \frac{400}{2}\right) + 245\,436,926 \cdot 550}{293\,333\,333,333 \cdot \frac{2}{400}} = 108,355 \text{ MPa}, \quad (22)$$

$$\sigma_{oDK} = 108,355 \text{ MPa},$$

kde $F_{max} = 245\,436,926\text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $F_{ver} = 79\,767,001\text{ N}$ je vertikální síla od šikmého tlaku (10), $i = 550\text{ mm}$ je výška držáku klínu nad traverzou, $u = 100\text{ mm}$ je vzdálenost ostří klínu a držáku klínu, $g = 400\text{ mm}$ je šířka držáku klínu a $I_{DK} = 293\,333\,333,333\text{ mm}^4$ je kvadratický moment průřezu držáku klínu šířky g k ose ohybu x .

Poloměr R viz Obr. 25, přes který přechází ohybové napětí do další konstrukce, způsobuje koncentraci napětí, kterou lze zohlednit zvýšením původního napětí na napětí $\sigma_{o\,DK\,max}$ pomocí součinitele tvaru α_1 .

$$\begin{aligned}\sigma_{o\,DK\,max} &= \sigma_{o\,DK} \cdot \alpha_1 = 108,355 \cdot 1,65 = 178,785\text{ MPa}, \\ \sigma_{o\,DK\,max} &= 178,785\text{ MPa},\end{aligned}\tag{23}$$

kde $\sigma_{o\,DK} = 108,355\text{ MPa}$ je ohybové napětí v úrovni vrchní strany horní pásnice traverzy (22) a $\alpha_1 = 1,65$ je součinitel tvaru [18] (strana 1114, obr. A15-6).

Napětí v tahu $\sigma_{t\,DK}$ v držáku klínu ve sledovaném průřezu je tedy

$$\begin{aligned}\sigma_{t\,DK} &= \frac{F_{ver}}{S_{DK}} = \frac{79\,767,001}{22\,000} = 3,626\text{ MPa}, \\ \sigma_{t\,DK} &= 3,626\text{ MPa},\end{aligned}\tag{24}$$

kde $F_{ver} = 79\,767,001\text{ N}$ je vertikální síla (10) a $S_{DK} = 22\,000\text{ mm}^2$ je plocha průřezu držáku klínu.

Poloměr R viz Obr. 25, přes který přechází tahové napětí do další konstrukce, způsobuje koncentraci napětí, kterou lze zohlednit zvýšením původního napětí na napětí $\sigma_{t\,DK\,max}$ pomocí součinitele tvaru.

$$\begin{aligned}\sigma_{t\,DK\,max} &= \sigma_{t\,DK} \cdot \alpha_2 = 3,626 \cdot 1,8 = 6,526\text{ MPa}, \\ \sigma_{t\,DK\,max} &= 6,526\text{ MPa},\end{aligned}\tag{25}$$

kde $\alpha_2 = 1,8$ je součinitel tvaru 2 [18] (strana 1114 Obr. A15-5) a $\sigma_{t\,DK} = 3,626\text{ MPa}$ je napětí v tahu držáku klínu (24).

Průměrné smykové napětí $\tau_{s\,DK}$ v držáku klínu potom bude

$$\begin{aligned}\tau_{s\,DK} &= \frac{F_{max}}{S_{DK}} = \frac{245\,436,926}{22\,000} = 11,156\text{ MPa}, \\ \tau_{s\,DK} &= 11,156\text{ MPa},\end{aligned}\tag{26}$$

kde $S_{DK} = 22\,000\text{ mm}^2$ je plocha průřezu držáku klínu a $F_{max} = 245\,436,926\text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1).

Dle teorie τ max je redukované napětí $\sigma_{red DK}$ v kořenu držáku klínu

$$\sigma_{red DK} = \sqrt{(\sigma_{o DK max} + \sigma_{t DK max})^2 + 4 \cdot \tau_{s DK}^2},$$

$$\sigma_{red DK} = \sqrt{(178,785 + 6,526)^2 + 4 \cdot 11,156^2} = 186,650 \text{ MPa}, \quad (27)$$

$$\sigma_{red DK} = 186,650 \text{ MPa},$$

kde $\sigma_{o DK max} = 178,785 \text{ MPa}$ je maximální ohybové napětí v držáku klínu (23), $\sigma_{t DK max} = 6,526 \text{ MPa}$ je maximální tahové napětí v držáku klínu (25) a $\tau_{s DK} = 11,156 \text{ MPa}$ je průměrné napětí ve smyku v držáku klínu (26).

Bezpečnost k_{DK} ve sledovaném průřezu je dána vztahem

$$k_{DK} = \frac{R_{e2}}{\sigma_{red DK}} = \frac{335}{186,650} = 1,795,$$

$$k_{DK} = 1,795, \quad (28)$$

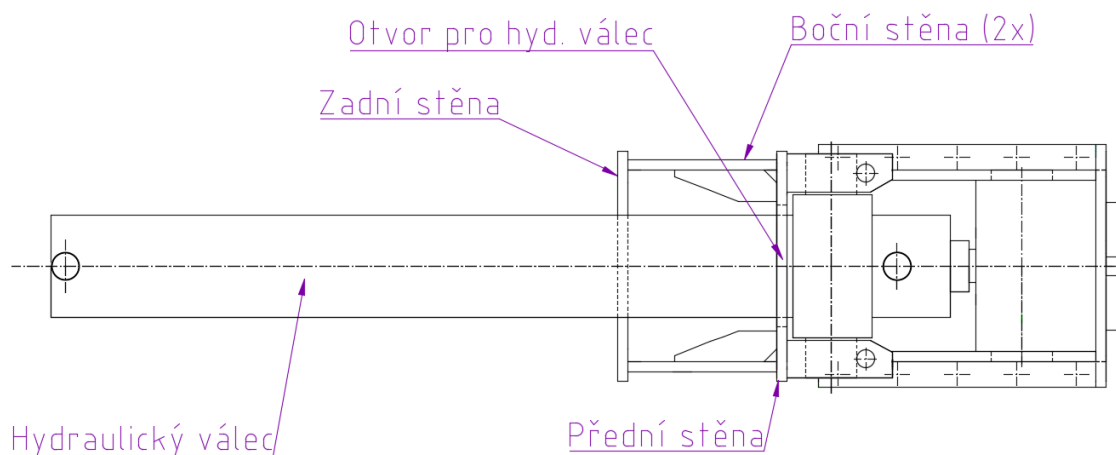
$$k_{DK} > k_{min},$$

kde $R_{e2} = 335 \text{ MPa}$ je minimální mez kluzu pro S355J2 [18] (strana 1 125), $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16) a $\sigma_{red DK} = 186,650 \text{ MPa}$ je redukované napětí v držáku klínu (27).

Vypočtená bezpečnost k_{DK} (28) je vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), držák klínu tedy vyhovuje.

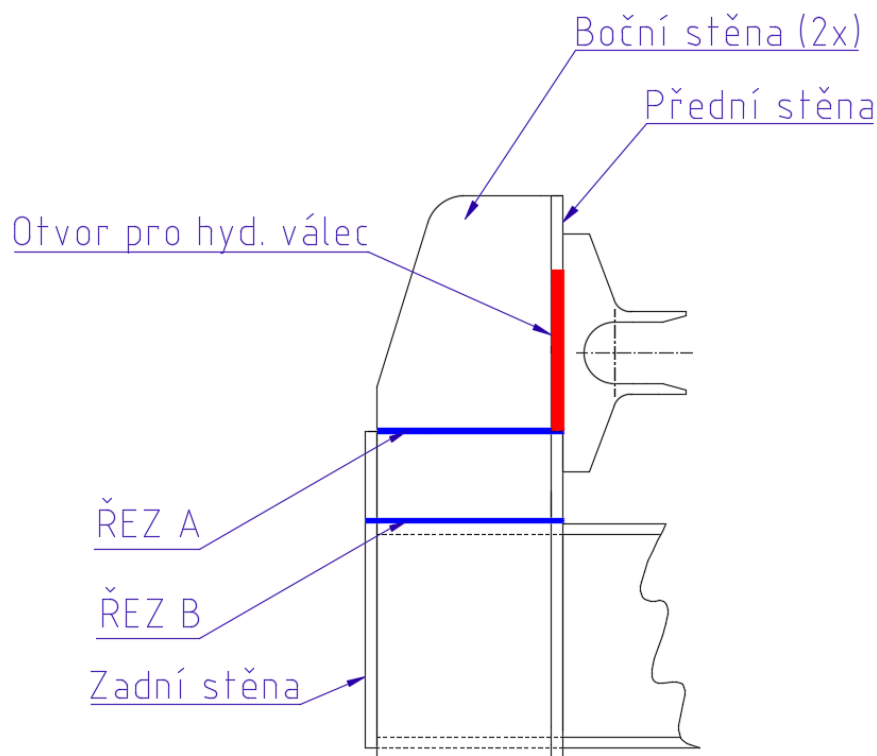
4.6 KONTROLA DRŽÁKU HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Další kontrolovanou částí rámu je držák hydraulického válce. Na Obr. 26 jsou popsány jednotlivé díly, ze kterých se držák hydraulického válce skládá. Všechny tyto popsané díly jsou vyrobeny z plechu válcovaného za tepla ČSN EN 10029-A-N o tloušťce 16 mm dle [23].



Obr. 26: Popis jednotlivých částí držáku hydraulického válce

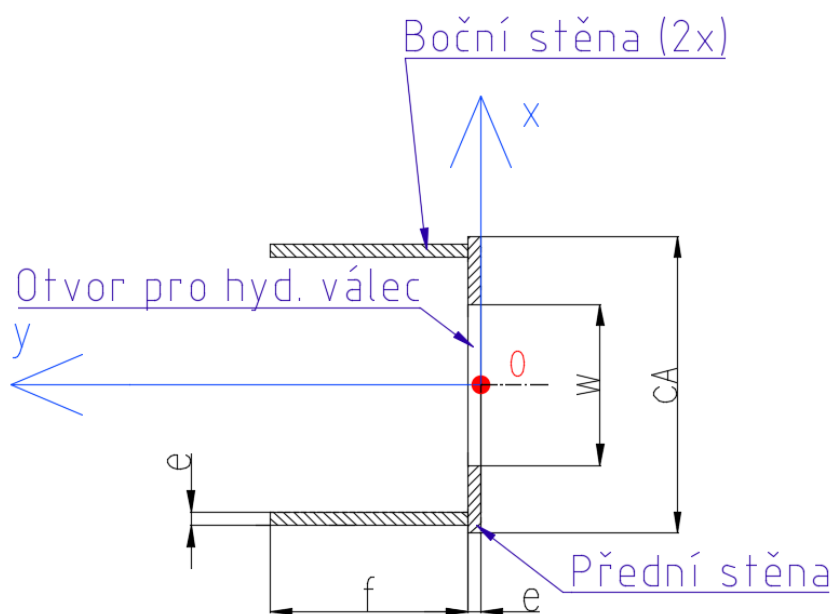
Pevnostní výpočty byly provedeny pro dva řezy A a B, které jsou znázorněny na *Obr. 27*.



Obr. 27: Kontrolované průřezy

4.6.1 KONTROLA V ŘEZU A

Řez A s popisky, rozměry a parametry je znázorněn na *Obr. 28*.



Obr. 28: Řez A držáku hydraulického válce

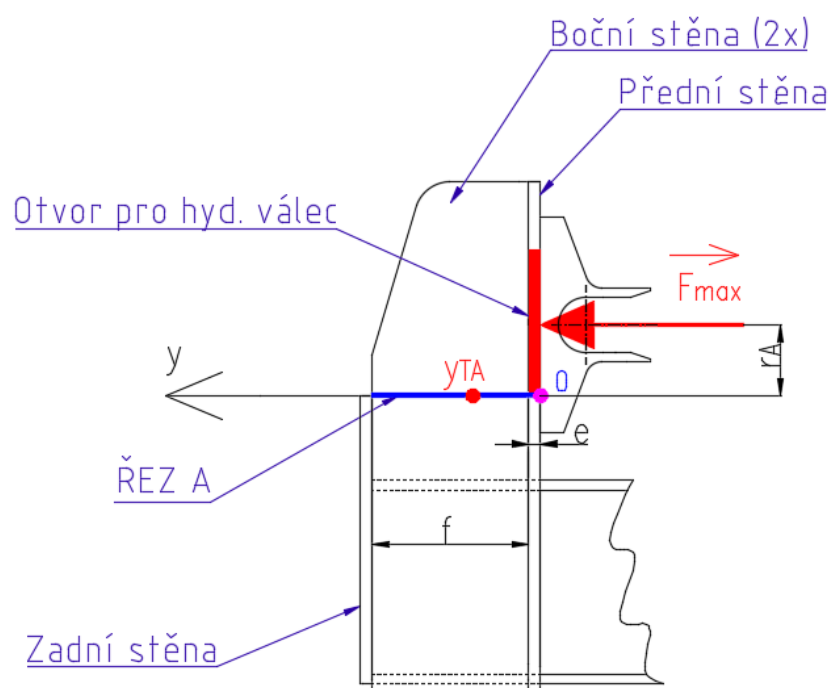
Na *Obr. 28* je $e = 16 \text{ mm}$ tloušťka plechu [23], $f = 233 \text{ mm}$ šířka boční stěny, $w = 190 \text{ mm}$ šířka otvoru pro hydraulický válec, $c_A = 360 \text{ mm}$ šířka přední stěny pro řez A,

$S_{bs} = 3\,728\text{ mm}^2$ plocha boční stěny, $S_{Aps} = 2\,720\text{ mm}^2$ plocha přední stěny pro řez A, $I_{bs} = 16\,865\,782,667\text{ mm}^4$ kvadratický moment boční stěny k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm a $I_{Aps} = 58\,026,667\text{ mm}^4$ je kvadratický moment přední stěny pro řez A k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm.

Z rozměrů a parametrů uvedených výše byly pomocí rovnováhy statických momentů vypočteny souřadnice těžiště řezu A $y_{TA} = 99,222\text{ mm}$ a $x_{TA} = 0\text{ mm}$.

Pomocí Steinerovy věty byl vypočten celkový kvadratický moment držáku k ose rovnoběžné s osou x procházející těžištěm průřezu držáku hydraulického válce pro řez A $I_{ADH} = 64\,680\,907,849\text{ mm}^4$.

Zatížení důležité pro pevnostní výpočet je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 29: Silové působení na držák hydraulického válce pro řez A

Na Obr. 29 je $r_A = 105\text{ mm}$ vzdálenost osy hydraulického válce od řezu A, $F_{max} = 245\,436,926\text{ N}$ maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $e = 16\text{ mm}$ tloušťka plechu [23], $f = 233\text{ mm}$ šířka boční stěny a $y_{TA} = 99,222\text{ mm}$ je Y-ová souřadnice těžiště pro řez A.

Ohybové napětí v předních vláknech přední stěny σ_{oA1} (29) a zadních vláknech boční stěny σ_{oA2} (30) je vypočteno dle vztahů (29) a (30).

$$\sigma_{oA1} = \frac{F_{max} \cdot r_A}{\frac{I_{ADH}}{y_{TA}}} = \frac{245\,436,926 \cdot 105}{\frac{64\,680\,907,849}{99,222}} = 39,533\text{ MPa}, \quad (29)$$

$$\sigma_{oA1} = 39,533\text{ MPa},$$

$$\sigma_{o A2} = -\frac{F_{max} \cdot r_A}{\frac{I_{ADH}}{f + e - y_{TA}}} = -\frac{245\,436,926 \cdot 105}{\frac{64\,680\,907,849}{233 + 16 - 99,222}} = -59,676 \text{ MPa}, \quad (30)$$

$$\sigma_{o A2} = -59,676 \text{ MPa},$$

kde $r_A = 105 \text{ mm}$ je vzdálenost osy hydraulického válce od řezu A, $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $e = 16 \text{ mm}$ je tloušťka plechu [23], $f = 233 \text{ mm}$ je šířka boční stěny, $y_{TA} = 99,222 \text{ mm}$ je Y-ová souřadnice těžiště pro řez A a $I_{ADH} = 64\,680\,907,849 \text{ mm}^4$ je celkový kvadratický moment držáku k ose rovnoběžné s x procházející těžištěm průřezu držáku hydraulického válce pro řez A.

Smykové napětí přenášejí pouze boční stěny (zjednodušený přístup). Pro výpočet redukovaného napětí (32) a (33), bude použito takto vypočítané smykové napětí (31) a napětí v ohybu (29) a (30). Tím se výpočet pohybuje po bezpečné straně a mírně nadhodnocuje skutečnost.

Průměrné smykové napětí v boční stěně $\tau_{s bs}$ tedy je

$$\tau_{s bs} = \frac{F_{max}}{2 \cdot S_{bs}} = \frac{245\,436,926}{2 \cdot 3\,728} = 32,918 \text{ MPa}, \quad (31)$$

$$\tau_{s bs} = 32,918 \text{ MPa},$$

kde $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1) a $S_{bs} = 3\,728 \text{ mm}^2$ je plocha boční stěny.

Redukované napětí v přední části řezu A $\sigma_{red A1 DH}$ dle teorie τ max bude

$$\sigma_{red A1 DH} = \sqrt{\sigma_{o A1}^2 + 4 \cdot \tau_{s bs}^2},$$

$$\sigma_{red A1 DH} = \sqrt{39,533^2 + 4 \cdot 32,918^2} = 76,794 \text{ MPa}, \quad (32)$$

$$\sigma_{red A1 DH} = 76,794 \text{ MPa}$$

a redukované napětí zadní části řezu boční stěny $\sigma_{red A2 DH}$ dle teorie τ max bude

$$\sigma_{red A2 DH} = \sqrt{\sigma_{o A2}^2 + 4 \cdot \tau_{s bs}^2},$$

$$\sigma_{red A2 DH} = \sqrt{(-59,676)^2 + 4 \cdot 32,918^2} = 88,857 \text{ MPa}, \quad (33)$$

$$\sigma_{red A2 DH} = 88,857 \text{ MPa},$$

kde $\sigma_{o A1} = 39,533 \text{ MPa}$ je ohybové napětí v předních vláknech přední stěny, $\sigma_{o A2} = -59,676 \text{ MPa}$ je ohybové napětí v zadních vláknech boční stěny a $\tau_{s bs} = 32,918 \text{ MPa}$ je průměrné napětí ve smyku v boční stěně (31).

Bezpečnosti $k_{A1 DH}$ a $k_{A2 DH}$ v řezu A tedy jsou

$$k_{A1 DH} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red A1 DH}} = \frac{225}{76,794} = 2,930,$$

$$k_{A1 DH} = 2,930, \quad (34)$$

$$k_{A1 DH} > k_{min},$$

$$k_{A2 DH} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red A2 DH}} = \frac{225}{88,857} = 2,532,$$

$$k_{A2 DH} = 2,532, \quad (35)$$

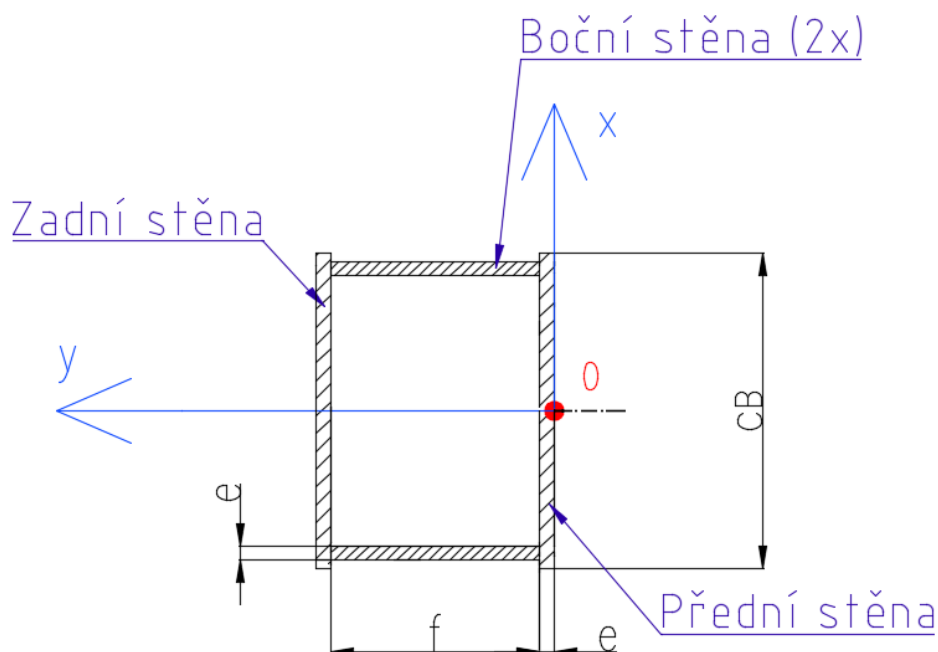
$$k_{A2 DH} > k_{min},$$

kde $R_{e1} = 225 \text{ MPa}$ je minimální mez kluzu pro S235JR [18] (strana 1125), $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16), $\sigma_{red A1 DH} = 76,794 \text{ MPa}$ je redukované napětí držáku hydraulického válce u přední stěny v řezu A (32) a $\sigma_{red A2 DH} = 88,857 \text{ MPa}$ je redukované napětí držáku hydraulického válce u zadních vláken boční stěny v řezu A (33).

Vypočtené bezpečnosti $k_{A1 DH}$ (34) a $k_{A2 DH}$ (35) jsou vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), takže držák hydraulického válce v řezu A vyhovuje.

4.6.2 KONTROLA V ŘEZU B

Řez B s popisky, rozměry a parametry je znázorněn na Obr. 30.



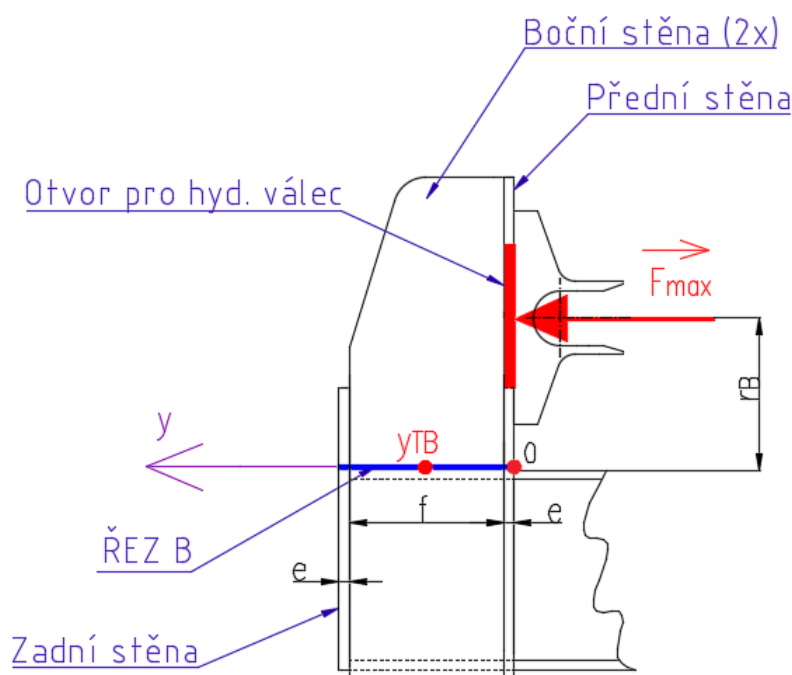
Obr. 30: Řez B držáku hydraulického válce

Na Obr. 30 je $e = 16 \text{ mm}$ tloušťka plechů [23], $f = 233 \text{ mm}$ šířka boční stěny, $c_B = 360 \text{ mm}$ šířka přední i zadní stěny pro řez B, $S_{bs} = 3\,728 \text{ mm}^2$ plocha boční stěny, $S_{Bps} = 5\,760 \text{ mm}^2$ plocha přední stěny, $S_{zs} = 5\,760 \text{ mm}^2$ plocha zadní stěny, $I_{bs} = 16\,865\,782,667 \text{ mm}^4$ kvadratický moment boční stěny k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm, $I_{Bps} = 122\,880 \text{ mm}^4$ kvadratický moment přední stěny v řezu B k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm a $I_{zs} = 122\,880 \text{ mm}^4$ je kvadratický moment zadní stěny k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm.

Z parametrů uvedených výše byly vypočteny souřadnice těžiště řezu B $y_{TB} = 132,5 \text{ mm}$ a $x_{TB} = 0 \text{ mm}$.

Pomocí Steinerovy věty byl vypočten celkový kvadratický moment k ose rovnoběžné s osou x procházející těžištěm celého průřezu držáku hydraulického válce pro řez B $I_{BDH} = 212\,540\,205,333 \text{ mm}^4$.

Zatížení důležité pro pevnostní výpočet je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 31: Silové působení na držák hydraulického válce pro řez B

Na Obr. 31 je $r_B = 225 \text{ mm}$ vzdálenost osy hydraulického válce od řezu B, $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $e = 16 \text{ mm}$ tloušťka plechu [23], $f = 233 \text{ mm}$ šířka boční stěny a $y_{TB} = 132,5 \text{ mm}$ je Y-ová souřadnice těžiště pro řez B.

Jde o napěťové poměry ve stěnách těsně nad svary na povrchu traverzy. K výpočtu momentů však bude použita vzdálenost r_B , která je měřena k povrchu traverzy. Všechny stěny pokračují průběžně pod povrch traverzy kromě přední. Ta pokračuje jen na okrajích, ve středu je přivařena na traverzu. Účinná plocha těchto svarů je minimálně stejně velká, jako plocha řezu přední stěnou nad nimi.

Ohybové napětí v předních vláknech přední stěny $\sigma_{o B1}$ a zadních vláknech zadní stěny $\sigma_{o B2}$ je dáno vztahy (36) a (37).

$$\sigma_{o B1} = \frac{F_{max} \cdot r_B}{\frac{I_{B DH}}{y_{TB}}} = \frac{245\,436,926 \cdot 225}{\frac{212\,540\,205,333}{132,5}} = 34,427 \text{ MPa} , \quad (36)$$

$$\sigma_{o B1} = 34,427 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_{o B2} = -\frac{F_{max} \cdot r_B}{\frac{I_{B DH}}{e + f + e - y_{TB}}} = -\frac{245\,436,926 \cdot 225}{\frac{212\,540\,205,333}{16 + 233 + 16 - 132,5}} = -34,427 \text{ MPa} , \quad (37)$$

$$\sigma_{o B2} = -34,427 \text{ MPa} ,$$

kde $r_B = 225 \text{ mm}$ je vzdálenost osy hydraulického válce od řezu B, $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $e = 16 \text{ mm}$ je tloušťka plechu [23], $f = 233 \text{ mm}$ je šířka boční stěny, $y_{TB} = 132,5 \text{ mm}$ je Y-ová souřadnice těžiště pro řez B a $I_{B DH} = 212\,540\,205,333 \text{ mm}^4$ je celkový kvadratický moment k ose rovnoběžné s osou x procházející těžištěm průřezu držáku hydraulického válce pro řez B.

Velikost obou ohybových napětí je v absolutní hodnotě stejná, protože profil je symetrický, dále je proto počítáno pouze s napětím $\sigma_{o B1}$.

Smykové napětí přenášejí pouze boční stěny (zjednodušený přístup). Pro výpočet redukovaného napětí (38) bude použito již vypočtené průměrné smykové napětí (31) a napětí v ohybu (36). Tím se výpočet pohybuje po bezpečné straně a mírně nadhodnocuje skutečnost.

Dle teorie τ max je redukované napětí $\sigma_{red B1 DH}$ dáno vztahem

$$\sigma_{red B1 DH} = \sqrt{\sigma_{o B1}^2 + 4 \cdot \tau_{s bs}^2} ,$$

$$\sigma_{red B1 DH} = \sqrt{34,427^2 + 4 \cdot 32,918^2} = 74,294 \text{ MPa} , \quad (38)$$

$$\sigma_{red B1 DH} = 74,294 \text{ MPa} = \sigma_{red B2 DH} ,$$

kde $\sigma_{o B1} = 34,427 \text{ MPa}$ je napětí v ohybu v předních vláknech přední stěny v řezu B (36) a $\tau_{s bs} = 32,918 \text{ MPa}$ je průměrné napětí ve smyku v boční stěně (31).

Bezpečnost ve sledovaném řezu B $k_{B DH}$ tedy je

$$k_{B DH} = \frac{R_{e1}}{\sigma_{red B1 DH}} = \frac{225}{74,294} = 3,029,$$

$$k_{B DH} = 3,029, \quad (39)$$

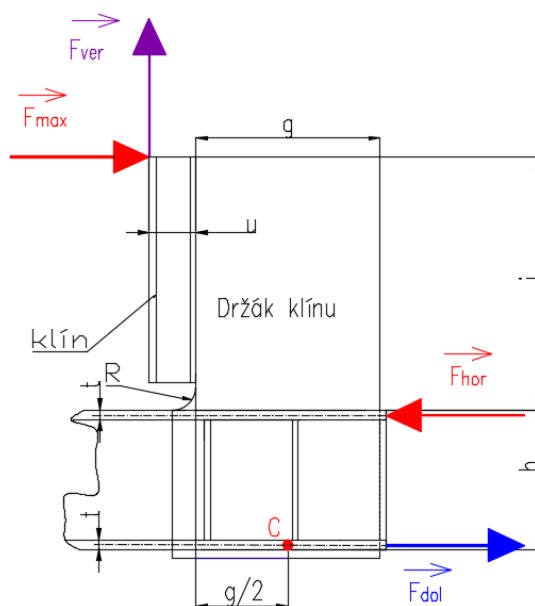
$$k_{B DH} > k_{min},$$

kde $R_{e1} = 225 \text{ MPa}$ je minimální mez kluzu pro S235JR [18] (strana 1125), $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16) a $\sigma_{red B1 DH} = 74,294 \text{ MPa}$ je maximální redukované napětí v držáku hydraulického válce v řezu B (38).

Vypočtená bezpečnost $k_{B DH}$ (39) je vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), takže držák hydraulického válce v řezu B vyhovuje.

4.7 KONTROLA SVARŮ DRŽÁKU KLÍNU

Výpočet je proveden za zjednodušujících předpokladů, že moment od držáku klínu přenesou do traverzy pouze podélné koutové svary na pásnici traverzy a v místě působení sil F_{hor} a F_{dol} jsou svary zatíženy pouze podélným smykem (tuhost pásnic traverzy ve vertikálním směru je v poměru k tuhosti držáku klínu malá). Síly F_{hor} a F_{dol} působí ve středu tloušťky t pásnice traverzy viz Obr. 32.



Obr. 32: Silové působení na držák klínu pro výpočet svarů

Na Obr. 32 je $h = 300 \text{ mm}$ výška traverzy [20], $t = 19 \text{ mm}$ tloušťka pásnice [20], $i = 550 \text{ mm}$ výška držáku klínu nad traverzou, $u = 100 \text{ mm}$ vzdálenost ostří klínu a držáku klínu, $g = 400 \text{ mm}$ šířka držáku klínu, $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ maximální síla omezená pojistným ventilem (1) a $F_{ver} = 79\,767,001 \text{ N}$ je vertikální síla od šikmého tlaku (10).

Síla F_{hor} je stanovena součtem momentů k bodu C.

$$\sum M_C = 0 ,$$

$$F_{max} \cdot \left(i + h - \frac{t}{2} \right) + F_{ver} \cdot \left(u + \frac{g}{2} \right) - F_{hor} \cdot (h - t) = 0 ,$$

$$F_{hor} = \frac{F_{max} \cdot \left(i + h - \frac{t}{2} \right) + F_{ver} \cdot \left(u + \frac{g}{2} \right)}{h - t} , \quad (40)$$

$$F_{hor} = \frac{245\,436,926 \cdot \left(550 + 300 - \frac{19}{2} \right) + 79\,767,001 \cdot \left(100 + \frac{400}{2} \right)}{300 - 19} =$$

$$= 819\,287,675 \text{ N} ,$$

$$F_{hor} = 819\,287,675 \text{ N}$$

a síla F_{dol} se stanoví ze součtu sil ve vodorovném směru

$$\sum F_{vod} = 0 ,$$

$$-F_{max} + F_{hor} - F_{dol} = 0 ,$$

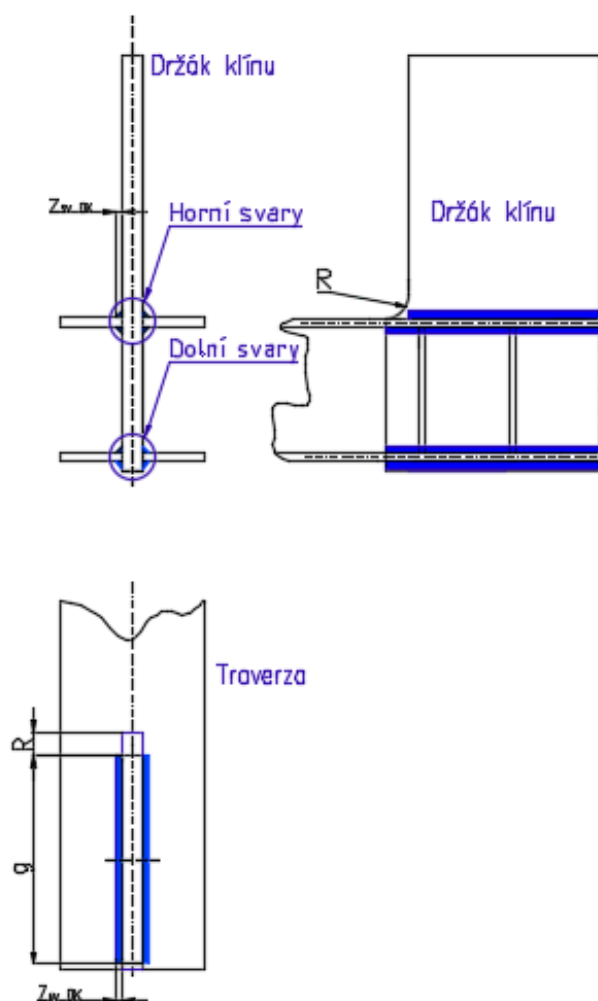
(41)

$$F_{dol} = -F_{max} + F_{hor} = 245\,436,926 + 819\,287,675 = 573\,850,749 \text{ N} ,$$

$$F_{dol} = 573\,850,749 \text{ N} ,$$

kde $h = 300 \text{ mm}$ je výška traverzy [20], $t = 19 \text{ mm}$ je tloušťka pásnice [20], $i = 550 \text{ mm}$ je výška držáku klínu nad traverzou, $u = 100 \text{ mm}$ je vzdálenost ostří klínu a držáku klínu, $g = 400 \text{ mm}$ je šířka držáku klínu, $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1) a $F_{ver} = 79\,767,001 \text{ N}$ je vertikální síla od šikmého tlaku (10).

Pro další výpočet svarů je nutné určit plochu svarů. Všechny svary zvýrazněné na *Obr. 33* jsou koutové.



Obr. 33: Koutové svary držáku klínu

Na *Obr. 33* je $g = 400 \text{ mm}$ šířka držáku klínu, $R = 50 \text{ mm}$ poloměr přechodu držáku klínu a $z_{sv DK} = 14 \text{ mm}$ je šířka koutových svarů držáku klínu.

Plocha všech svarů na horní pásnici $S_{sv DK hor}$ je

$$S_{sv DK hor} = 1,414 \cdot z_{sv DK} \cdot \left((g + R - \varepsilon \cdot 0,707 \cdot z_{sv DK}) + (g - \varepsilon \cdot 0,707 \cdot z_{sv DK}) \right),$$

$$S_{sv DK hor} = 1,414 \cdot 14 \cdot \left((400 + 50 - 2 \cdot 0,707 \cdot 14) + (400 - 2 \cdot 0,707 \cdot 14) \right) = 16\,042,837 \text{ mm}^2, \quad (42)$$

$$S_{sv DK hor} = 16\,042,837 \text{ mm}^2$$

a plocha všech svarů na dolní pásnici $S_{sv\ DK\ dol}$ je

$$S_{sv\ DK\ dol} = 2 \cdot 1,414 \cdot z_{sv\ DK} \cdot (g + R - \varepsilon \cdot 0,707 \cdot z_{sv\ DK}),$$

$$S_{sv\ DK\ dol} = 2 \cdot 1,414 \cdot 14 \cdot (400 + 50 - 2 \cdot 0,707 \cdot 14) = 17\ 032,637\ mm^2, \quad (43)$$

$$S_{sv\ DK\ dol} = 17\ 032,637\ mm^2,$$

kde $\varepsilon = 2$ je koeficient zkrácení svaru na výpočtovou délku, $g = 400\ mm$ je šířka držáku klínu, $R = 50\ mm$ je poloměr přechodu držáku klínu a $z_{sv\ DK} = 14\ mm$ je šířka koutových svarů držáku klínu.

Smykové napětí τ_{hor} působící na svary na horní pásnici a smykové napětí τ_{dol} působící na svary na dolní pásnici jsou popsána vztahy (44) a (45).

$$\tau_{hor} = \frac{F_{hor}}{S_{sv\ DK\ hor}} = \frac{819\ 287,6749}{16\ 042,83677} = 51,069\ MPa, \quad (44)$$

$$\tau_{hor} = 51,069\ MPa,$$

$$\tau_{dol} = \frac{F_{dol}}{S_{sv\ DK\ dol}} = \frac{573\ 850,74883}{17\ 032,63677} = 33,691\ MPa, \quad (45)$$

$$\tau_{dol} = 33,691\ MPa,$$

kde $F_{hor} = 819\ 287,675\ N$ je síla působící na horní pásnici (40), $F_{dol} = 573\ 850,749\ N$ je síla působící na dolní pásnici (41), $S_{sv\ DK\ hor} = 16\ 042,837\ mm^2$ je plocha všech svarů na horní pásnici (42) a $S_{sv\ DK\ dol} = 17\ 032,637\ mm^2$ je plocha všech svarů na dolní pásnici (43).

Bezpečnost pro horní koutové svary k_{hor} a dolní koutové svary k_{dol} tedy bude

$$k_{hor} = \frac{\alpha_{\parallel} \cdot R_{e1}}{\tau_{hor}} = \frac{0,65 \cdot 225}{51,069} = 2,864, \quad (46)$$

$$k_{hor} = 2,864,$$

$$k_{hor} > k_{min},$$

$$k_{dol} = \frac{\alpha_{\parallel} \cdot R_{e1}}{\tau_{dol}} = \frac{0,65 \cdot 225}{33,691} = 4,341, \quad (47)$$

$$k_{dol} = 4,341,$$

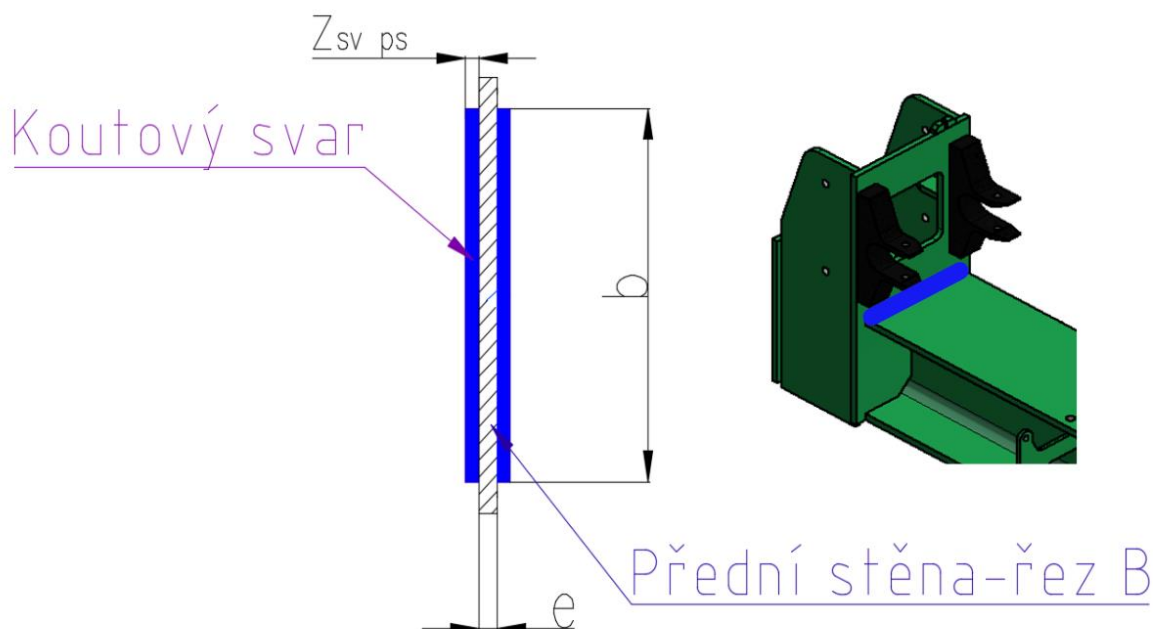
$$k_{dol} > k_{min},$$

kde $\alpha_{\parallel} = 0,65$ je převodní součinitel svarového spoje pro boční namáhání [18] (strana 519 Tab. 9-5), $R_{e1} = 225 \text{ MPa}$ je minimální mez kluzu pro S235JR [18] (strana 1125), $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16), $\tau_{hor} = 51,069 \text{ MPa}$ je smykové napětí působící na svary na horní pásnici (44) a $\tau_{dol} = 33,691 \text{ MPa}$ je smykové napětí působící na svary na dolní pásnici (45).

Vypočtené bezpečnosti k_{hor} (46) a k_{dol} (47) jsou vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), takže navržené koutové svary vyhovují.

4.8 KONTROLA SVARŮ DRŽÁKU HYDRAULICKÉHO VÁLCE – PŘEDNÍ STĚNA

Podél obou stran přední stěny držáku hydraulického válce přes celou šířku pásnice traverzy je veden pár koutových svarů. Rozměry potřebné pro výpočet svarů jsou uvedeny na následujícím obrázku.



Obr. 34: Koutové svary přední stěny držáku hydraulického válce

Na Obr. 34 je $b = 300 \text{ mm}$ šířka pásnice dle [20], $e = 16 \text{ mm}$ tloušťka plechu [23] a $z_{sv ps} = 12 \text{ mm}$ je šířka koutového svaru přední stěny.

Celková plocha svarů $S_{sv ps}$, které se nacházejí na přední stěně je

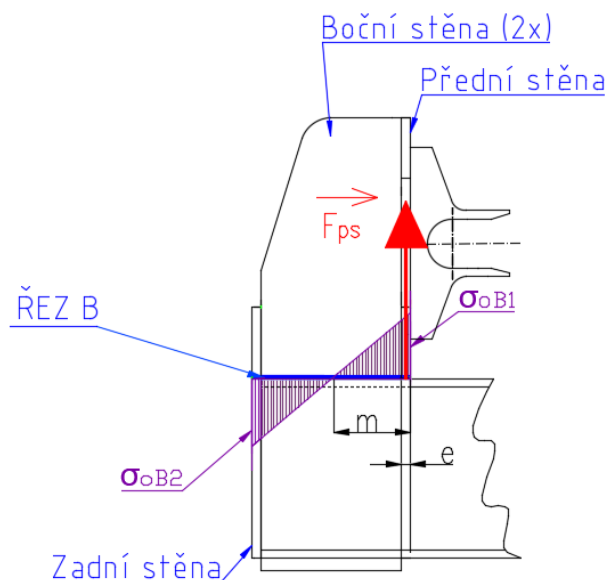
$$S_{sv ps} = 2 \cdot \left(0,707 \cdot z_{sv ps} \cdot (b - \varepsilon \cdot 0,707 \cdot z_{sv ps}) \right),$$

$$S_{sv ps} = 2 \cdot (0,707 \cdot 12 \cdot (300 - 2 \cdot 0,707 \cdot 12)) = 4\,802,5 \text{ mm}^2, \quad (48)$$

$$S_{sv ps} = 4\,802,5 \text{ mm}^2,$$

kde $b = 300 \text{ mm}$ je šířka pásnice dle [20], $\varepsilon = 2$ je koeficient zkrácení svaru na výpočtovou délku, $e = 16 \text{ mm}$ je tloušťka plechu [23] a $z_{sv\ ps} = 12 \text{ mm}$ je šířka koutového svaru přední stěny.

Svary jsou navrženy tak, aby jejich účinná plocha byla minimálně stejně velká jako plocha přední stěny nad nimi. Svary přední stěny přenášejí sílu F_{ps} (49) viz Obr. 35, kterou lze stanovit z ohybového napětí v přední stěně $\sigma_{o\ B1}$ (36) v řezu B, které bylo vypočteno výše.



Obr. 35: Silový rozbor pro výpočet svarů přední stěny

Síla zatěžující svary F_{ps} tedy je

$$F_{ps} = \sigma_{o\ B1} \cdot b \cdot e = 34,427 \cdot 300 \cdot 16 = 165\,249,6 \text{ N},$$

$$F_{ps} = 165\,249,6 \text{ N},$$
(49)

kde $\sigma_{o\ B1} = 34,427 \text{ MPa}$ je napětí v ohybu v předních vláknech přední stěny v řezu B (36), $b = 300 \text{ mm}$ je šířka pásnice [20] a $e = 16 \text{ mm}$ je tloušťka plechu [23].

Odtud napětí ve svarech $\tau_{sv\ ps}$ bude

$$\tau_{sv\ ps} = \frac{F_{ps}}{S_{sv\ ps}} = \frac{165\,249,6}{4\,802,5} = 34,409 \text{ MPa},$$
(50)

$$\tau_{sv\ ps} = 34,409 \text{ MPa},$$

kde $S_{sv\ ps} = 4\,802,5 \text{ mm}^2$ je celková plocha svarů přední stěny (48) a $F_{ps} = 165\,249,6 \text{ N}$ je síla působící na přední stěnu (49).

Bezpečnost koutových svarů přední stěny $k_{sv ps}$, za předpokladu, že posouvající sílu zcela zachytí průběžné boční stěny bude

$$k_{sv ps} = \frac{\alpha_{\perp} \cdot R_{e1}}{\tau_{sv ps}} = \frac{0,75 \cdot 225}{34,409} = 4,904 ,$$

$$k_{sv ps} = 4,904 , \quad (51)$$

$$k_{sv ps} > k_{min} ,$$

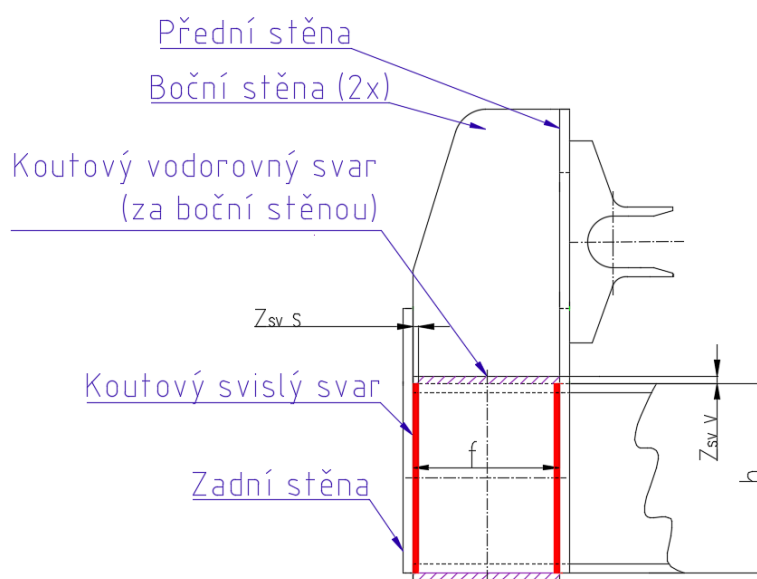
kde $\alpha_{\perp} = 0,75$ je převodní součinitel svarového spoje pro čelní namáhání [18] (strana 519 Tab. 9-5), $R_{e1} = 225 \text{ MPa}$ je minimální mez kluzu pro S235JR [18] (strana 1125), $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16) a $\tau_{sv ps} = 34,409 \text{ MPa}$ je napětí ve svarech přední stěny (50).

Vypočtená bezpečnost $k_{sv ps}$ (51) je vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), takže navržené koutové svary vyhovují.

4.9 KONTROLA SVARŮ DRŽÁKU HYDRAULICKÉHO VÁLCE – BOČNÍ STĚNA

Za předpokladu, že prostor mezi pásnicemi masivní traverzy a žebry, které jsou tvořeny přední a zadní stěnou tvoří tuhou skříň, lze aplikovat postup vycházející z [18] (9.3, strana 508).

Pro výpočet svarů je nutné opět určit plochu jednotlivých svarů. Důležité rozměry a poloha jednotlivých svarů jsou znázorněny na Obr. 36. Na jedné boční stěně držáku hydraulického válce jsou dva jednostranné vodorovné koutové svary s šířkou $z_{sv V}$ a dva jednostranné svislé koutové svary s šířkou $z_{sv S}$.



Obr. 36: Svary na boční stěně

Na *Obr. 36* je $h = 300 \text{ mm}$ výška traverzy [20], $e = 16 \text{ mm}$ tloušťka boční stěny [23], $f = 233 \text{ mm}$ šířka boční stěny, $z_{svS} = 10 \text{ mm}$ šířka svislých koutových svarů a $z_{svV} = 12 \text{ mm}$ je šířka vodorovných koutových svarů.

Pro další výpočet je nutné spočítat geometrické charakteristiky svarů.

Plocha jednoho vodorovného svaru S_{svV} je

$$S_{svV} = 0,707 \cdot z_{svV} \cdot (f - \varepsilon \cdot 0,707 \cdot z_{svV}),$$

$$S_{svV} = 0,707 \cdot 12 \cdot (233 - 2 \cdot 0,707 \cdot 12) = 1\,832,8 \text{ mm}^2, \quad (52)$$

$$S_{svV} = 1\,832,8 \text{ mm}^2$$

a plocha jednoho svislého svaru S_{svS} je tedy

$$S_{svS} = 0,707 \cdot z_{svS} \cdot (h - \varepsilon_S \cdot 0,707 \cdot z_{svS}),$$

$$S_{svS} = 0,707 \cdot 10 \cdot (300 - 1 \cdot 0,707 \cdot 10) = 2\,071 \text{ mm}^2, \quad (53)$$

$$S_{svS} = 2\,071 \text{ mm}^2,$$

kde $h = 300 \text{ mm}$ je výška traverzy [20], $f = 233 \text{ mm}$ je šířka boční stěny, $\varepsilon = 2$ je koeficient zkrácení svaru na výpočtovou délku, $\varepsilon_S = 1$ je koeficient zkrácení svaru na výpočtovou délku pro svislý koutový svar držáku hydraulického válce, $z_{svS} = 10 \text{ mm}$ je šířka svislých koutových svarů, $z_{svV} = 12 \text{ mm}$ je šířka vodorovných koutových svarů. ε_S je roven 1, protože v horní části svar průběžně pokračuje.

Těžiště účinných průřezů všech svarů je vzhledem k symetrii obrazce uprostřed výšky traverzy a uprostřed šířky boční stěny.

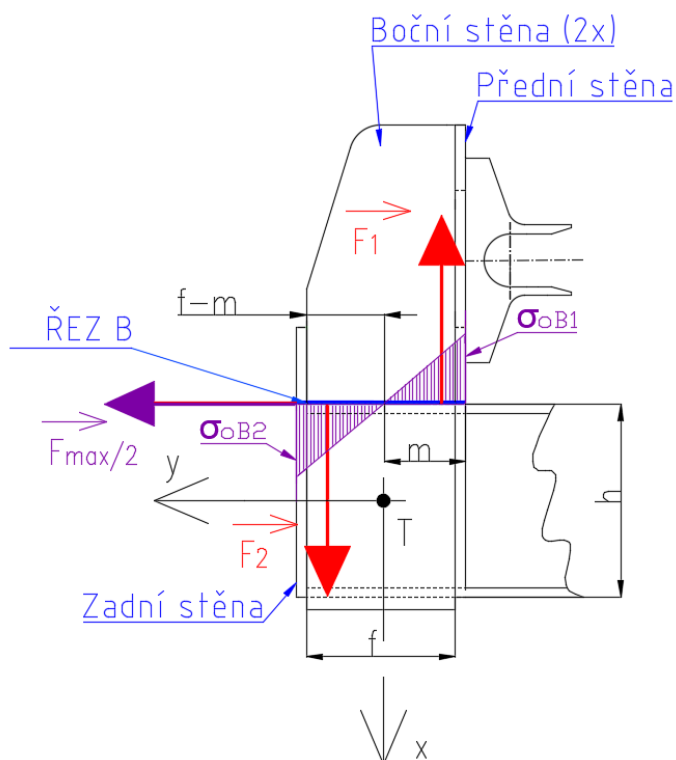
Jednotkové polární kvadratické momenty účinných průřezů svarů J_{puV} a J_{puS} byly určeny dle [18] (strana 511 Tab. 9-1) ke společnému těžišti všech účinných průřezů svarů. $J_{puV} = 11\,401\,802,61 \text{ mm}^3$ je jednotkový polární kvadratický moment svaru pro vodorovné koutové svary a $J_{puS} = 12\,140\,727,22 \text{ mm}^3$ je jednotkový polární kvadratický moment svaru pro svislé koutové svary.

Následně byly z obou jednotkových polárních kvadratických momentů účinného průřezu J_{puV} a J_{puS} vypočteny polární kvadratické momenty J_{pV} a J_{pS} pro oba typy svarů. Vypočtené hodnoty $J_{pV} = 96\,732\,893,31 \text{ mm}^4$ je polární kvadratický moment pro vodorovné koutové svary a $J_{pS} = 85\,834\,941,45 \text{ mm}^4$ je polární kvadratický moment pro svislé koutové svary.

Z těchto polárních kvadratických momentů J_{pV} a J_{pS} byl jejich součtem stanoven celkový polární kvadratický moment $J_p = 182\,567\,834,77 \text{ mm}^4$.

Zatížení svarů lze stanovit z posouvající síly a ohybových napětí v boční stěně viz *Obr. 37*. V dalším textu se pracuje se zjednodušujícími předpoklady, že celou posouvající sílu díky své tuhosti v jejím směru přenáší boční stěna. Ohybová napětí na vnějších stranách přední a zadní

stěny lze považovat za přibližně rovná těm na šířce boční stěny. Oba zjednodušující předpoklady zvyšují zatížení boční stěny.



Obr. 37: Silové působení na boční stěnu držáku hydraulického válce

Na Obr. 37 je $f = 233 \text{ mm}$ šířka boční stěny, $\sigma_{oB1} = 34,427 \text{ MPa}$ napětí v ohybu v předních vláknech přední stěny v řezu B (36), $\sigma_{oB2} = -34,427 \text{ MPa}$ napětí v ohybu v zadních vláknech zadní stěny v řezu B (37) a $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1).

Poloha neutrální osy m je vzhledem k symetrii uprostřed.

$$m = \frac{f}{2} = \frac{233}{2} = 116,5 \text{ mm} , \quad (54)$$

$$m = 116,5 \text{ mm} ,$$

kde $f = 233 \text{ mm}$ je šířka boční stěny.

Síly vyvolané ohybovým napětím F_1 a F_2 jsou

$$F_1 = \frac{\sigma_{oB1}}{2} \cdot m \cdot e ,$$

$$F_1 = \frac{34,427}{2} \cdot 116,5 \cdot 16 = 32\,085,82 \text{ N} , \quad (55)$$

$$F_1 = 32\,085,82 \text{ N} ,$$

$$F_2 = \frac{|\sigma_{oB2}|}{2} \cdot (f - m) \cdot e ,$$

$$F_2 = \frac{34,427}{2} \cdot (233 - 116,5) \cdot 16 = 32\,085,82 \text{ N} , \quad (56)$$

$$F_2 = 32\,085,82 \text{ N} ,$$

kde $e = 16 \text{ mm}$ je tloušťka boční stěny [23], $\sigma_{oB1} = 34,427 \text{ MPa}$ je napětí v ohybu v přední stěně v řezu B (36), $\sigma_{oB2} = -34,427 \text{ MPa}$ je napětí v ohybu v zadní stěně v řezu B (37), $f = 233 \text{ mm}$ je šířka boční stěny a $m = 116,5 \text{ mm}$ je poloha neutrální osy (54).

Moment M_k od všech sil na boční stěnu k těžišti všech svarů tedy bude

$$M_k = \frac{F_{max}}{2} \cdot \frac{h}{2} + F_2 \cdot \left(\frac{f}{2} - \frac{1}{3} \cdot (f - m) \right) + F_1 \cdot \left(\frac{f}{2} - \frac{1}{3} \cdot m \right) ,$$

$$M_k = \frac{245\,436,926}{2} \cdot \frac{300}{2} + 32\,085,82 \cdot \left(\frac{233}{2} - \frac{1}{3} \cdot (233 - 116,5) \right) + \quad (57)$$

$$+ 32\,085,82 \cdot \left(\frac{233}{2} - \frac{1}{3} \cdot 116,5 \right) = 23\,391\,766,52 \text{ Nmm} ,$$

$$M_k = 23\,391\,766,52 \text{ Nmm} ,$$

kde $f = 233 \text{ mm}$ je šířka boční stěny, $m = 116,5 \text{ mm}$ je poloha neutrální osy (54), $F_1 = 32\,085,82 \text{ N}$ je síla vyvolaná ohybovým napětím (55), $F_2 = 32\,085,82 \text{ N}$ je síla vyvolaná ohybovým napětím (56), $h = 300 \text{ mm}$ je výška traverzy [20] a $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1).

Složky výsledné síly $F_{v,x}$ a $F_{v,y}$ působící na boční stěnu v těžišti všech svarů jsou

$$F_{v,x} = -F_1 + F_2 = -32\,085,82 + 32\,085,82 = 0 \text{ N} , \quad (58)$$

$$F_{v,x} = 0 \text{ N} ,$$

$$F_{v,y} = \frac{F_{max}}{2} = \frac{245\,436,926}{2} = 122\,718,46 \text{ N} , \quad (59)$$

$$F_{v,y} = 122\,718,46 \text{ N} ,$$

kde $F_{max} = 245\,436,926 \text{ N}$ je maximální síla omezená pojistným ventilem (1), $F_1 = 32\,085,82 \text{ N}$ je síla vyvolaná ohybovým napětím (55), $F_2 = 32\,085,82 \text{ N}$ je síla vyvolaná ohybovým napětím (56).

Napětí od těchto sil ve směru osy y τ_y , za zjednodušujícího předpokladu, že toto smykové napětí přenášejí pouze vodorovné koutové svary je

$$\tau_y = \frac{F_{vy}}{2 \cdot S_{svV}} = \frac{122\,718,46}{2 \cdot 1\,832,8} = 33,478 \text{ MPa}, \quad (60)$$

$$\tau_y = 33,478 \text{ MPa}$$

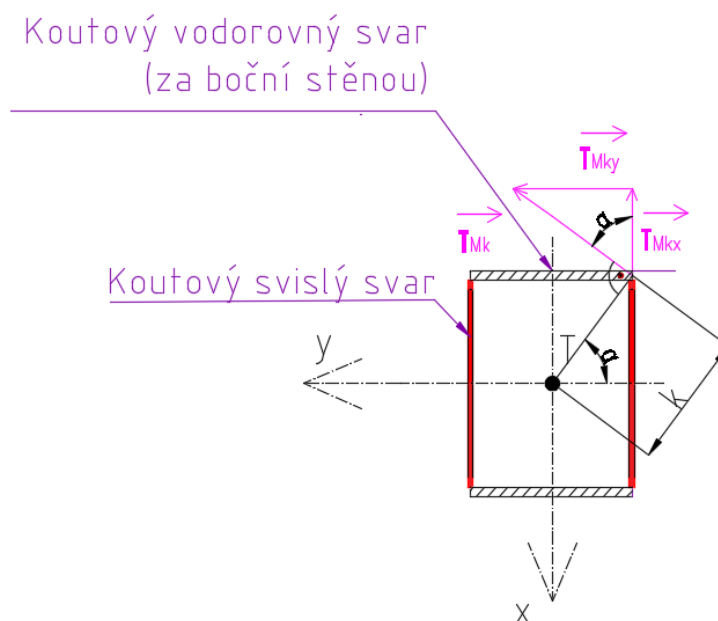
a ve směru osy x τ_x je

$$\tau_x = \frac{F_{vx}}{2 \cdot (S_{svV} + S_{svS})} = \frac{0}{2 \cdot (1\,832,8 + 2\,071)} = 0 \text{ MPa}, \quad (61)$$

$$\tau_x = 0 \text{ MPa},$$

kde $F_{vy} = 122\,718,46 \text{ N}$ je výsledná síla ve směru osy y na boční stěnu (59), $F_{vx} = 0 \text{ N}$ je výsledná síla ve směru osy x na boční stěnu (58), $S_{svV} = 1\,832,8 \text{ mm}^2$ je plocha vodorovného svaru (52) a $S_{svS} = 2\,071 \text{ mm}^2$ je plocha svislého svaru (53).

Na skupinu svarů viz *Obr. 38* působí napětí τ_{Mk} (62) od celkového momentu M_k (57).



Obr. 38: Napětí od celkového momentu a jeho složky

Na *Obr. 38* je $k = 189,93 \text{ mm}$ největší vzdálenost od těžiště skupiny svarů a $\alpha = 54,242^\circ$ je úhel pro určení složek napětí.

Napětí τ_{Mk} od tohoto momentu je dáno vztahem

$$\tau_{Mk} = \frac{M_k \cdot k}{J_p} = \frac{23\,391\,766,52 \cdot 189,93}{182\,567\,834,77} = 24,335 \text{ MPa}, \quad (62)$$

$$\tau_{Mk} = 24,335 \text{ MPa},$$

jeho složky τ_{Mkx} a τ_{Mky} jsou

$$\tau_{Mkx} = -\tau_{Mk} \cdot \cos \alpha = -24,335 \cdot \cos 54,242 = -14,220 \text{ MPa}, \quad (63)$$

$$\tau_{Mkx} = -14,220 \text{ MPa},$$

$$\tau_{Mky} = \tau_{Mk} \cdot \sin \alpha = 24,335 \cdot \sin 54,242 = 19,747 \text{ MPa}, \quad (64)$$

$$\tau_{Mky} = 19,747 \text{ MPa},$$

kde $k = 189,93 \text{ mm}$ je největší vzdálenost od těžiště skupiny svarů, $\alpha = 54,242^\circ$ je úhel pro určení složek napětí, $\tau_{Mk} = 24,335 \text{ MPa}$ je napětí od celkového momentu (62), $J_p = 182\,567\,834,77 \text{ mm}^4$ je celkový polární kvadratický moment svarů k těžišti všech svarů, $M_k = 23\,391\,766,52 \text{ Nmm}$ je celkový moment od všech sil na boční stěnu k těžišti všech svarů (57).

Nyní jsou známy všechny hodnoty pro určení výsledných složek napětí ve vodorovných svarech boční stěny ve směrech os x τ_{Vx} (65) a y τ_{Vy} (66).

$$\tau_{Vx} = \tau_x + \tau_{Mkx} = 0 + (-14,220) = -14,220 \text{ MPa}, \quad (65)$$

$$\tau_{Vx} = -14,220 \text{ MPa},$$

$$\tau_{Vy} = \tau_y + \tau_{Mky} = 33,478 + 19,747 = 53,226 \text{ MPa}, \quad (66)$$

$$\tau_{Vy} = 53,226 \text{ MPa},$$

kde $\tau_x = 0 \text{ MPa}$ je napětí ve svarech boční stěny ve směru osy x od síly F_{v_x} (61), $\tau_{Mkx} = -14,220 \text{ MPa}$ je x -ová složka napětí od celkového momentu (63), $\tau_y = 33,478 \text{ MPa}$ je napětí ve vodorovných svarech boční stěny ve směru osy y od síly F_{v_y} (60) a $\tau_{Mky} = 19,747 \text{ MPa}$ je y -ová složka napětí od celkového momentu (64).

Dle [18] (strana 531) je výsledné srovnávací napětí τ_V pro svary širší 10 mm dáno vztahem

$$\tau_V = \sqrt{\left(\frac{\tau_{Vx}}{\alpha_\perp}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{Vy}}{\alpha_\parallel}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{-14,220}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{53,226}{0,65}\right)^2} = 84,053 \text{ MPa}, \quad (67)$$

takže bezpečnost vodorovných svarů boční stěny $k_{sv\ bs}$ bude

$$k_{sv\ bs} = \frac{R_{e1}}{\tau_V} = \frac{225}{84,053} = 2,677 , \quad (68)$$

$$k_{sv\ bs} > k_{min} ,$$

kde $\alpha_{\parallel} = 0,65$ je převodní součinitel svarového spoje [18] (strana 519 Tab. 9-5), $\alpha_{\perp} = 0,75$ je převodní součinitel svarového spoje [18] (strana 519 Tab. 9-5), $R_{e1} = 225\ MPa$ je minimální mez kluzu pro S235JR [18] (strana 1125) a $k_{min} = 1,647$ je minimální požadovaná bezpečnost (16).

Vypočtená bezpečnost $k_{sv\ bs}$ (67) je vyšší než minimální požadovaná bezpečnost k_{min} (16), takže navržené vodorovné koutové svary vyhovují.

ZÁVĚR

Výstupem práce je hotový návrh horizontálního štípače dřeva za traktor s parametry splňujícími zadání, jak pro maximální délku, tak pro maximální průměr štípaného polena.

Zvolená koncepce s pohyblivým tlačným členem, pevným štíhlým klínem a s podávací plošinou je inspirována nabízenými horizontálními štípači na trhu. Připojení do tříbodového závěsu traktoru také odpovídá převažující nabídce na trhu. Rozložení z přepravní polohy do pracovní polohy je rovněž obvyklé řešení. Štípací síla byla zvolena tak, aby odpovídala horizontálním štípačům na trhu s obdobnými parametry štípaných polen.

Štípač je navržen pro typy traktorů běžné na menších zemědělských farmách. Stroj má jednoduchou konstrukci a je poháněn z hydraulického rozvodu traktoru, což by se mělo příznivě projevit ve finální ceně. Novými prvky řešení jsou velmi nízko položený štípací stůl usnadňující a urychlující manipulaci s těžkými špalky a jeho zkosení vůči ose traktoru, které rozšiřuje možnosti manipulace se štípaným dřevem a zajišťuje, že ve složeném stavu téměř nepřesahuje siluetu traktoru, což má příznivý dopad na průchodnost lesním terénem.

Funkční výpočty potvrdily, že hydraulický rozvod zvolených traktorů je schopen pokrýt požadované parametry štípače. Veškeré hydraulické komponenty, včetně hydraulických válců, jsou katalogové díly široce nabízené různými dodavateli. Ostatní části štípače byly navrženy z obvyklých materiálů tak, aby byla minimalizována potřeba jejich opracování a aby nebyl příliš široký sortiment potřebných polotovarů.

Důležité části štípače byly prověřeny pevnostními výpočty, které potvrdily, že jsou navrženy s dostatečnou bezpečností. Jedná se zejména o držák klínu a jeho svary, traverzu, držák hydraulického válce a jeho svary. Hydraulický válec byl prověřen na vzpěr.

Součástí práce je rovněž požadovaná výkresová dokumentace.

Možné budoucí inovace by se mohly zaměřit na konstrukci stavitelného klínu, na doplnění ovládání nastavitelným rozsahem pohybu hydraulického válce a automatickým zastavením hydraulického válce v zatažené poloze. Potenciál je i ve snižování hmotnosti například náhradou traverzy svařovaným nosníkem, jehož dimenze odpovídají průběhu zatížení (ohybovému momentu, ...), optimalizací pomocí MKP, apod.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HydroCombi 18. In: *POSCH -Stroje na zpracování dřeva-Skutečná síla pro skutečný výkon* [online]. Leibnitz: POSCH, c2019 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.posch.com/cs/p/hydrocombi-18/#gallery-5-2>
- [2] SplitMaster 30. In: *POSCH -Stroje na zpracování dřeva-Skutečná síla pro skutečný výkon* [online]. Leibnitz: POSCH, c2019 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.posch.com/cs/p/splitmaster-30-old/#gallery-5-4>
- [3] JOLLY KARDAN 10T. In: *Nabídka produktů Bystron - Integrace s.r.o.* [online]. Valašské Meziříčí: WANET, c2017 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/16/stipace-dreva/124/pohon-kardanem/vyrobek/49/jolly-kardan-10t/>
- [4] HydroCombi Robustní štípačka, vertikální na metrové dřevo. *POSCH -Stroje na zpracování dřeva-Skutečná síla pro skutečný výkon* [online]. Leibnitz: POSCH, c2019 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.posch.com/cs/vyrobky/stipani/hydrocombi/>
- [5] SplitMaster Horizontální štípače pro různé použití. *POSCH -Stroje na zpracování dřeva-Skutečná síla pro skutečný výkon* [online]. Leibnitz: POSCH, c2019 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.posch.com/cs/vyrobky/stipani/splitmaster/>
- [6] SPLITTING. *AMR - Forestry & Farming equipment manufacturer* [online]. ELSENHEIM: AMR, [2019] [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <http://www.a-m-r.fr/en/catalog/category/splitting/>
- [7] Horizontální štípačky, štípačky na dřevo. *Štípačky na dřevo, kotoučové pily, pásové dopravníky BALFOR* [online]. Hlučín: CHLEBIŠ, c2007-2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.balfor.cz/horizontalni-stipacky-na-drevo.asp>
- [8] Hydraulic cylinder, Mill type, CDL2 type. In: *Bosch Rexroth / Bosch Rexroth Česká republika* [online]. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2013 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/cylinders/mill-type-cylinder/cd-single-rod-cylinder/cdl2>. RE 17326, Version: 2013-06
- [9] Hydraulic cylinders, Mill type Series CDH1 / CGH1 / CSH1. In: *Bosch Rexroth / Bosch Rexroth Česká republika* [online]. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2017 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/cylinders/mill-type-cylinder/cd-single-rod-cylinder/cdh1>. RE 17332/07.17.
- [10] Sapina s ozubením Müller. In: *Interforst-Váš partner pro elektrické ruční nářadí, les a zahradu* [online]. Prostějov: INTERFORST, c2019 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.interforst.cz/det/sapina-muller-s-ozubenim?vyrobce=31>
- [11] ŠOUPÁTKOVÝ SEKČNÍ ROZVÁDĚČ S RUČNÍM OVLÁDÁNÍM. In: *Eurofluid* [online]. Kněžves u Rakovníka: Eurofluid Hydraulik ČR, 2004 [cit. 2019-03-30]. Dostupné z: https://www.eurofluid.cz/static/_dokumenty/2/4/2/3/D-P40-P40R-CZ.pdf

- [12] Zetor Major. In: *ZETOR TRACTORS a.s.* [online]. Brno: ZETOR TRACTORS, c2019 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-major>
- [13] Zetor Proxima. In: *ZETOR TRACTORS a.s.* [online]. Brno: ZETOR TRACTORS, c2019 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-proxima>
- [14] Zetor Major, Technické parametry. *ZETOR TRACTORS a.s.* [online]. Brno: ZETOR TRACTORS, c2019 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-major-technicke-parametry#obsah>
- [15] Zetor Proxima, Technické parametry. *ZETOR TRACTORS a.s.* [online]. Brno: ZETOR TRACTORS, c2019 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-proxima-technicke-parametry#obsah>
- [16] Technické parametry Zetor Major. *Agrowest* [online]. Plzeň: Agrowest, c2011 [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <http://www.agrowest.com/technicke-parametry-zetor-major>
- [17] Technické parametry Zetor Proxima. *Agrowest* [online]. Plzeň: Agrowest, c2011 [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <http://www.agrowest.com/clanky/parametry-zetor-proxima>
- [18] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [19] GRUBER, Josef. *Mechanika II, Pružnost a pevnost*. Plzeň. Dostupné také z: http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef_gruber/mec_uceb/mec2_txt.pdf. CZ.1.07/1.1.30/01.0038.
- [20] Profil HEB válcovaný za tepla, DIN 1025-2//HEB 300. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-02-28]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/23230/profil-heb-valcovany-za-tepla-din-1025-2-heb-300>
- [21] VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I*. Brno, 2011. Dostupné také z: <https://docplayer.cz/43734670-Pruznost-a-pevnost-i.html>. CZ.1.07/2.2.00/07.0406.
- [22] Plech válcovaný za tepla, EN 10029-A-N//rozměr 55x2000x6000. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-02-28]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/23874/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-a-n-rozmer-55x2000x6000>
- [23] Plech válcovaný za tepla, EN 10029-A-N//rozměr 16x2000x6000. *Ferona online* [online]. Praha: FERONA, c2017 [cit. 2019-02-28]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/28471/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-a-n-rozmer-16x2000x6000>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost od osy hydraulického válce po vrchol klínu
b	[mm]	šířka pásnice
c_{II}	[-]	součinitel míjivého zatěžování
c_A	[mm]	šířka přední stěny pro řez A
c_B	[mm]	šířka přední i zadní stěny pro řez B
D	[mm]	vnitřní průměr hydraulického válce
d_{pt}	[mm]	průměr pístní tyče
D_m	[l/min]	dodávka čerpadla hydrauliky traktoru Zetor Major
D_p	[l/min]	dodávka čerpadla hydrauliky traktoru Zetor Proxima
e	[mm]	tloušťka boční stěny
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu pro ocel
f	[mm]	šířka boční stěny
F_1	[N]	síla vyvolaná ohybovým napětím
F_2	[N]	síla vyvolaná ohybovým napětím
F_{dol}	[N]	síla působící na dolní pásnici
F_{hor}	[N]	síla působící na horní pásnici
F_{kr}	[N]	kritická síla dle Tetmajera
F_m	[N]	síla vyvozená Zetorem Major
F_{max}	[N]	maximální síla omezená pojistným ventilem
F_p	[N]	síla vyvozená Zetorem Proxima
F_{ps}	[N]	síla působící na přední stěnu
$F_{v x}$	[N]	výsledná síla ve směru x na boční stěnu
$F_{v y}$	[N]	výsledná síla ve směru y na boční stěnu
F_{ver}	[N]	vertikální síla
g	[mm]	šířka držáku klínu
h	[mm]	výška traverzy
i	[mm]	výška držáku klínu nad traverzou
$I_{A DH}$	[mm ⁴]	celkový kvadratický moment držáku k ose rovnoběžné s osou x procházející těžištěm průřezu držáku hydraulického válce pro řez A
$I_{A ps}$	[mm ⁴]	kvadratický moment přední stěny v řezu A k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm
$I_{B DH}$	[mm ⁴]	celkový kvadratický moment k ose rovnoběžné s osou x procházející těžištěm průřezu držáku hydraulického válce pro řez B

I_{Bps}	[mm ⁴]	kvadratický moment přední stěny v řezu B k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm
I_{bs}	[mm ⁴]	kvadratický moment boční stěny k ose ohybu rovnoběžné s x procházející jejím těžištěm
I_{DK}	[mm ⁴]	kvadratický moment držáku šířky g k ose ohybu x
I_H	[mm ⁴]	moment setrvačnosti k ose ohybu x
I_{zs}	[mm ⁴]	kvadratický moment zadní stěny k ose ohybu rovnoběžné s osou x procházející jejím těžištěm
J_{ps}	[mm ⁴]	polární kvadratický moment pro svislé koutové svary
J_{pv}	[mm ⁴]	polární kvadratický moment pro vodorovné koutové svary
J_p	[mm ⁴]	celkový polární kvadratický moment svarů
J_{pus}	[mm ³]	jednotkový polární kvadratický moment svarů pro svislé koutové svary
J_{puv}	[mm ³]	jednotkový polární kvadratický moment svarů pro vodorovné koutové svary
k	[mm]	největší vzdálenost od těžiště skupiny svarů
k_{A1DH}	[-]	bezpečnost hydraulického válce v předních vláknech přední stěny v řezu A
k_{A2DH}	[-]	bezpečnost držáku hydraulického válce v zadních vláknech boční stěny v řezu A
k_{BDH}	[-]	bezpečnost držáku hydraulického válce v řezu B
k_{dol}	[-]	bezpečnost svarů na dolní pásnici
k_{dop}	[-]	bezpečnost doporučená výrobcem hydraulického válce
k_{DK}	[-]	bezpečnost držáku klínu
k_{hor}	[-]	bezpečnost svarů na horní pásnici
k_H	[-]	bezpečnost v kritickém místě profilu HEB 300
k_{min}	[-]	minimální požadovaná bezpečnost
k_{st}	[-]	statická bezpečnost
k_{svbs}	[-]	bezpečnost svarů boční stěny držáku hydraulického válce
k_{svps}	[-]	bezpečnost koutových svarů přední stěny
l	[mm]	délka špalku
L_K	[mm]	vzpěrná délka
m	[mm]	poloha neutrální osy
M_k	[Nmm]	celkový moment od všech sil na boční stěnu k těžišti všech svarů
M_{oHmax}	[Nmm]	maximálního ohybový moment v kritickém místě profilu HEB 300
o	[mm]	tloušťka držáku klínu
p_m	[MPa]	pracovní tlak Zetoru Major
P_m	[kW]	maximální příkon pro Zetor Major

p_{max}	[MPa]	maximální provozní tlak omezený pojistným ventilem
p_p	[MPa]	pracovní tlak Zetoru Proxima
P_p	[kW]	maximální příkon pro Zetor Proxima
R	[mm]	rádus držáku klínu na přechodu do vrchní pásnice (štípacího stolu) traverzy
r_A	[mm]	vzdálenost osy hydraulického válce od řezu A
r_B	[mm]	vzdálenost osy hydraulického válce od řezu B
R_{e1}	[MPa]	minimální mez kluzu pro S235JR
R_{e2}	[MPa]	minimální mez kluzu pro S355J2
R_{e3}	[MPa]	mez kluzu materiálu pístní tyče, ocel E295
s	[mm]	tloušťka stojiny
S_{Aps}	[mm ²]	plocha přední stěny pro řez A
S_{Bps}	[mm ²]	plocha přední stěny
S_{bs}	[mm ²]	plocha boční stěny
S_{DK}	[mm ²]	plocha průřezu držáku klínu
S_H	[mm ²]	plocha průřezu
$S_{svDK dol}$	[mm ²]	plocha všech svarů na dolní pásnici
$S_{svDK hor}$	[mm ²]	plocha všech svarů na horní pásnici
S_{svps}	[mm ²]	celková plocha svarů přední stěny
S_{svs}	[mm ²]	plocha svislého svaru
S_{svv}	[mm ²]	plocha vodorovného svaru
S_{zs}	[mm ²]	plocha zadní stěny
t	[mm]	tloušťka pásnice traverzy
t_{mZ}	[s]	doba zpětného chodu hydraulického válce pro Zetor Major
t_{mV}	[s]	doba výsuvu hydraulického válce pro Zetor Major
t_{pV}	[s]	doba výsuvu hydraulického válce pro Zetor Proxima
t_{pZ}	[s]	doba zpětného chodu hydraulického válce pro Zetor Proxima
u	[mm]	vzdálenost ostří klínu a držáku klínu
V_V	[l]	objem hydraulického válce pro výsuv
V_Z	[l]	objem hydraulického válce pro zpětný chod
w	[mm]	šířka otvoru pro hydraulický válec
W_H	[mm ³]	průřezový modul k ose ohybu x
x_{TA}	[mm]	x-ová souřadnice těžiště pro řez A

x_{TB}	[mm]	x-ová souřadnice těžiště pro řez B
y_{TA}	[mm]	y-ová souřadnice těžiště pro řez A
y_{TB}	[mm]	y-ová souřadnice těžiště pro řez B
Z	[m]	zdvih hydraulického válce
$z_{sv\ DK}$	[mm]	šířka koutových svarů držáku klínu
$z_{sv\ ps}$	[mm]	šířka koutového svaru přední stěny
$z_{sv\ S}$	[mm]	šířka svislých koutových svarů
$z_{sv\ V}$	[mm]	šířka vodorovných koutových svarů
α	[°]	úhel pro určení výsledných složek napětí
α_{\perp}	[-]	převodní součinitel svarového spoje
α_{\parallel}	[-]	převodní součinitel svarového spoje
α_1	[-]	součinitel tvaru 1
α_2	[-]	součinitel tvaru 2
ε	[-]	koeficient zkrácení svaru na výpočtovou délku
ε_S	[-]	koeficient zkrácení svaru na výpočtovou délku pro svislý koutový svar držáku hydraulického válce
$\sigma_{o\ A1}$	[MPa]	napětí v ohybu v předních vláknech přední stěny v řezu A
$\sigma_{o\ A2}$	[MPa]	napětí v ohybu v zadních vláknech boční stěny v řezu A
$\sigma_{o\ B1}$	[MPa]	napětí v ohybu v předních vláknech přední stěny v řezu B
$\sigma_{o\ B2}$	[MPa]	napětí v ohybu v zadní stěně v řezu B
$\sigma_{o\ DK\ max}$	[MPa]	maximální ohybové napětí držáku klínu
$\sigma_{o\ DK}$	[MPa]	ohybové napětí v úrovni vrchní strany horní pásnice traverzy
$\sigma_{o\ H}$	[MPa]	napětí v ohybu profilu HEB 300
$\sigma_{red\ A1\ DH}$	[MPa]	redukované napětí držáku hydraulického válce v předních vláknech přední stěny v řezu A
$\sigma_{red\ A2\ DH}$	[MPa]	redukované napětí držáku hydraulického válce v zadních vláknech boční stěny v řezu A
$\sigma_{red\ B1\ DH}$	[MPa]	redukované napětí držáku hydraulického válce v řezu B
$\sigma_{red\ DK}$	[MPa]	redukované napětí držáku klínu
$\sigma_{red\ H}$	[MPa]	redukované napětí v profilu HEB 300
$\sigma_{t\ DK\ max}$	[MPa]	maximální tahové napětí držáku klínu
$\sigma_{t\ DK}$	[MPa]	napětí v tahu držáku klínu
$\sigma_{t\ H}$	[MPa]	napětí v tahu v profilu HEB 300
$\tau_{s\ bs}$	[MPa]	průměrné napětí ve smyku v boční stěně
$\tau_{s\ H}$	[MPa]	průměrné napětí ve smyku ve stojině profilu HEB 300

τ_{dol}	[MPa]	smykové napětí působící na svary na dolní pásnici
τ_{hor}	[MPa]	smykové napětí působící na svary na horní pásnici
τ_{Mk}	[MPa]	napětí od celkového momentu
τ_{Mkx}	[MPa]	x-ová složka napětí od celkového momentu
τ_{Mky}	[MPa]	y-ová složka napětí od celkového momentu
τ_{sDK}	[MPa]	průměrné napětí ve smyku držáku klínu
τ_{svps}	[MPa]	napětí ve svarech přední stěny
τ_V	[MPa]	výsledné srovnávací napětí
τ_x	[MPa]	napětí ve svarech boční stěny ve směru osy x od síly $F_{v,x}$
τ_y	[MPa]	napětí ve svarech boční stěny ve směru osy y od síly $F_{v,y}$
μ	[-]	předpokládaná účinnost pohonu
λ	[-]	štíhlost pístití tyče
λ_g	[-]	mezní štíhlost

SEZNAM PŘÍLOH

BC-A0-01.00 ŠTÍPAČ, formát A0

BC-A0-02.04 ZÁKLADNÍ RÁM, formát A0

BC-A2-02.05 TRAVERZA, formát A2

BC-A4-02.10 BOČNÍ ŽEBRO S ÚCHYTEM PRO STŮL, formát A4

BC-K-A0-01.00 Kusovník, 5 listů formátu A4

BC-K-A0-02.04 Kusovník, 2 listy formátu A4