

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ
A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE MOBILNÍHO HORIZONTÁLNÍHO ŠTÍPACÍHO STROJE NA DŘEVO

DESIGN OF MOBILE HORIZONTAL WOOD-SPLITTING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN DRESSLER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Doc. Dr. Ing. RADEK KNOFLÍČEK

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Dressler Jan, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Konstrukce mobilního horizontálního štípacího stroje na dřevo

v anglickém jazyce:

Design of mobile horizontal wood-splitting machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analýza variant známých konstrukčních řešení, návrh vybrané koncepce stroje na základě vyhodnocení metodou multikriteriálního hodnocení (MMH), včetně pevnostních výpočtů vybrané exponované části stroje pomocí MKP, návrh vhodného pohonu pracovní části. Rozbor rizik v konstrukci a provozování stroje.

Cíle diplomové práce:

1. Přehled koncepcí známých řešení
2. Vlastní řešení na základě výběru nejvhodnější varianty pomocí MMH
3. Návrh a konstrukce mechanizačních prvků funkce pracovního ústrojí
4. Detailní propracování konstrukce (výkresy sestav a součástí)
5. Pevnostní kontrola vybraných exponovaných součástí
6. Analýza rizik
7. Schéma a uspořádání mobilního pracoviště štípání dřeva (výrobní linka v lese)

Seznam odborné literatury:

(1)Škopán, M: Hydraulické pohony strojů - učební text VUT v Brně

(2)Internetové zdroje evropských výrobců štipaček, výrobců elektrických a hydraulických prvků a pohonů

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 26.11.2009



Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt:

Práce si klade za cíl zpracovat návrh a dokumentaci pro výrobu robustního štípacího stroje určeného pro nejtěžší lesní práce. Řešené jsou všechny fáze předvýrobního života stroje, tedy analýza zvolené koncepce, analýza možných rizik, určení potřebných vlastností. Na základě těchto metod jsou stanoveny konkrétní dílčí cíle, které by měl daný stroj splňovat.

V další části je posléze popsáno a zobrazeno řešení vlastní konstrukce stroje. Integrálním prvkem stroje je rám, jenž je v nejexponovanějších částech analyzován pomocí konstrukčního FEM nástroje, hybnou složkou jsou lineární hydromotory, jejichž zdrojem energie je primárně elektromotor, může jím však být traktorový vývodový hřídel nebo vývod hydraulického okruhu traktoru. Konstrukčně jsou zpracovány všechny důležité uzly. Stroj je navržen i s ohledem na provozní bezpečnost obsluhy.

V závěru samotné práce je vypracována koncepční studie, kde je stroj vřazen do systému pro zpracování dřeva přímo v lese s univerzálním zdrojem energie – kolovým traktorem.

Abstract:

This thesis shows making of documentation for production powerfull wood-splitting machine for hardest forestal work. There are researched and soluted all phases of pre-production machine's lifecycle, also means analysis of conception, potential risks and failures analysis and also definition of required properties. Based on those properties and results of analyses is possible to setting up condition which should be satisfied.

At following part are descripted and shown features of machine-design . Main feature (component) of machine is its frame, also there are strenght analysis of frame. Machine movement features are mainly hydraulics pistons which are powered by asynchronous engine, with alternative possibility movement by wheel tractor power-take off shaft or hydraulics output. There are performed all important properties. Working safety questions and high durability of machine shold be also performed.

At the end of work is realised conception and design study of forestal production system for wood processing with one universal source of energy – wheeled tractor.

Klíčová slova:

Horizontální štípačka, hydraulický pohon, svařovaná konstrukce, šroubové spoje, MKP, konstrukční zpracování, dřevozpracující stroje.

Key words:

Horizontal splitting machine, hydraulics, welded construction, screwed joints, FEM, machine design, forrestal agriculture machines.

Prohlášení autora:

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím a citacemi uvedených pramenů. Konstrukčně se jedná o vlastní původní řešení.

V Brně, dne

.....

Podpis autora

Poděkování:

Můj dík patří celé řadě dobrých lidí. Ať už příbuzní, VŠ učitelé, nebo chápaví nadřízení, Ti všichni, kteří mi umožnili studovat, poskytli zdroje pro studia nebo ulehčili mé studium, si zaslouží tento můj dík.

Především a za všechny však jmenovitě má dobrá žena Anna, která mi byla významnou oporou téměř vždy po celou dobu studia. Víc, než kdy jindy pak po dobu psaní této práce. Doslova naplnila význam etymologického původu jejího jména.

Obsah

1. Úvod.....	3
1.1 Uvedení problematiky.....	3
1.2 Obecné nároky na výstupy, které musí stroj splňovat – důvody.....	4
2. Předkonstrukční fáze a analýzy.....	5
2.0 Obecně o přípravě konstrukčních podkladů.....	5
2.1 Rešerše známých řešení jako podklad pro konstrukční práci.....	5
2.2 Přehled známých řešení štípacích strojů.....	5
2.2.1 Přehled provedení hydraulických štípaček.....	6
2.2.2 Malé domácí štípačky.....	6
2.2.3 Střední malohospodářské štípačky.....	6
2.2.4 Velké profesionální stroje.....	6
2.3 Výběr konstrukčního řešení pomocí multikriteriální metody hodnocení – MMH.....	6
2.3.1 Porovnání varianty stroje s výsuvným rámem a rámem pevným – metoda MMH.....	7
2.3.1.1 Provedení MMH pro výběr varianty rámu.....	7
2.3.2 Hodnocení výsuvného podvozku pomocí MMH.....	8
2.3.2.1 Provedení MMH pro výběr varianty podvozku.....	9
2.3.3 Shrnutí použití MMH a popis rozhodovacího procesu během konstrukční práce.....	10
2.4 Konstrukční FMEA – rozbor a analýza možných rizik a chyb v předprojektční fázi.....	10
2.4.1 Vstupní údaje do FMEA – analýza stromu chyb a poruch FTA.....	11
2.4.2 Definice stromů vývoje nežádoucích jevů.....	11
2.4.3 Kvalitativní analýza neúmyslného přerušení činnosti stroje.....	13
2.4.4 FMEA.....	14
2.4.5 Provozní FMEA – analýza bezpečnosti obsluhy	16
3. Technická konstrukční zpráva.....	18
3.1 Výpočet a návrh skupin agregátů pro pohon štípačky.....	18
3.1.1 Přehled možných způsobů mechanizace.....	18
3.1.2 Stručná charakteristika topologie navrženého stroje.....	18
3.1.3 Hlavní části hydraulického převodu.....	18
3.1.4 Návrh hydromotorické části.....	18
3.1.5 Návrh hydrogenerátoru	19
3.1.6 Tepelná bilance hydraulického okruhu.....	21
3.1.7 Návrh příslušného elektromotoru.....	23
3.1.8 Stanovení požadavků na traktorový náhon.....	24
3.2 Technický rozbor zdviže.....	24
3.2.1 Silový rozbor.....	24
3.2.2 Volba HM zdviže, určení rychlosti výsuvu při průtoku stejném s hlavním pohonem.....	29
3.2.3 Dynamické účinky HM na zdviž.....	29
3.3 Pevnostní a kontrolní výpočty	30
3.3.1 Analytické pevnostní výpočty prvků konstrukce rámu.....	30
.....	32
3.3.1.1 Výpočet redukovaného napětí v profilu IPB 260.....	33
3.3.1.2 Výpočet redukovaného napětí v kritickém průřezu svěrných pásnic.....	33
3.3.2 Pevnostní výpočty pomocí MKP.....	35
3.3.2.1 Analýza stavby pro montáž příruby hlavního HM	36
3.3.2.1.1 Okrajové podmínky této úlohy.....	38
3.3.2.1.2 Závěrečná zpráva analýzy.....	39
3.3.2.2 Analýza beranu.....	40
3.3.2.2.1 Výsledky analýzy – zpráva.....	42
.....	43
3.3.3 Výpočty pomocí jiných nástrojů.....	43
3.3.3.1 Výpočet předepjatého spoje mezi rámem a nástrojem.....	44
3.3.3.2 Výpočet svarového spoje mezi svěrnými pásnicemi a profilem IPB260.....	47

3.4 Diskuze a poznámky k uvedeným výpočtům.....	49
3.4.1 Pohony.....	49
3.4.2 Hydraulická zdviž.....	49
3.4.3 Pevnostní výpočty.....	49
3.4.4 MITCalc.....	50
3.5 Popis jednotlivých hlavních částí stroje, funkcí a použitých řešení.....	50
3.5.1 Rám.....	50
3.5.2 Zdviž.....	51
3.5.3 Nástroj.....	51
3.5.4 Hydraulický agregát.....	52
3.5.5 Hydraulické schéma.....	52
3.5.6 Bezpečnostní prvky – provoz stroje.....	54
3.6. Modulární systém pohonu a transport stroje.....	55
3.7 Katalogový list stroje.....	56
4. Závěr.....	58
4.1 Koncept mobilní lesní linky.....	58
4.2 Zhodnocení z hlediska zadání.....	58
5. Seznam použitých zdrojů a citací.....	59
6. Seznam použitých zkratk a symbolů.....	60
6.1 Fyzikální veličiny.....	60
6.2 Zkratky.....	60
7. Seznam příloh.....	62

1. Úvod

1.1 Uvedení problematiky

Jako svou diplomovou práci jsem si vybral a do značné míry sám znovu [1] definoval stroj, jenž by byl schopen zvládnout zpracování i těch nejtěžších a největších kusů dřeva.

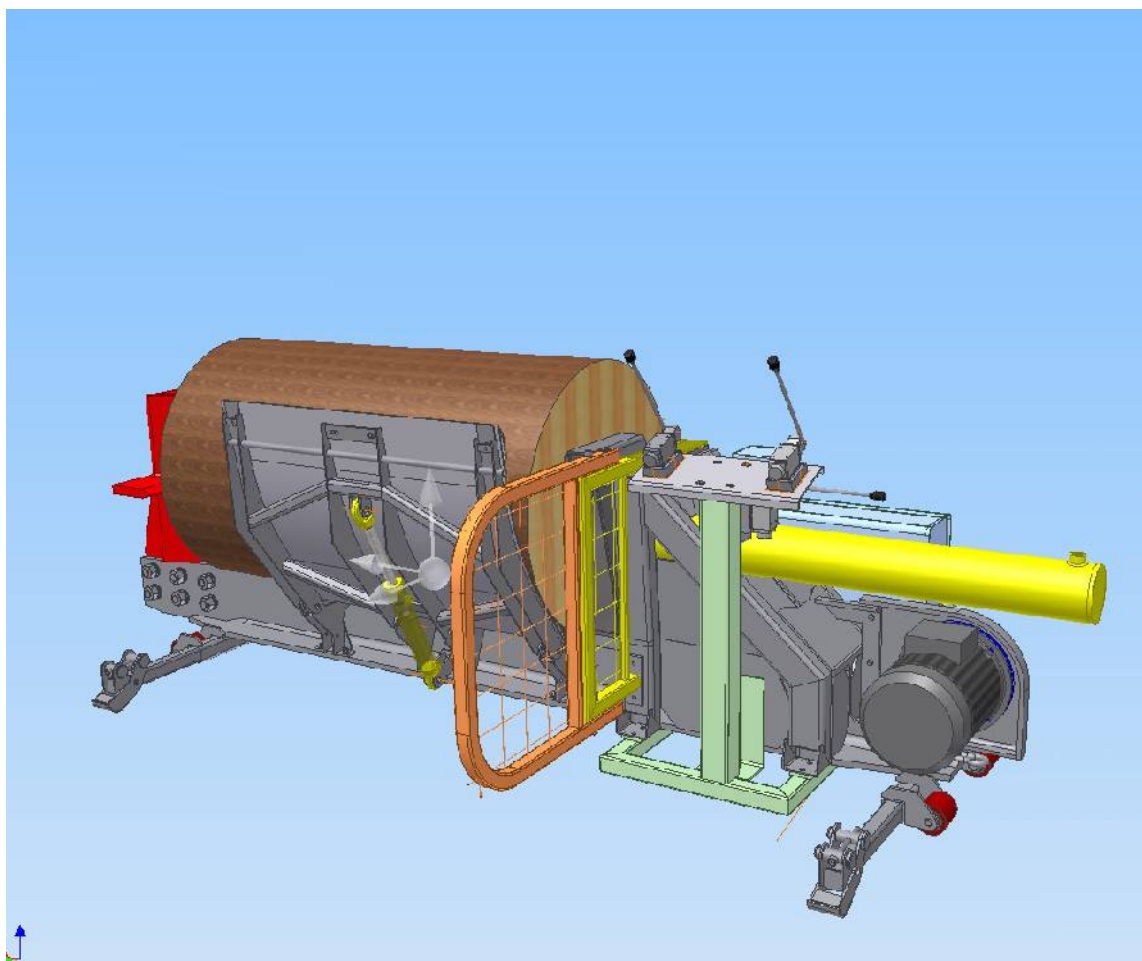
Důvodem, proč jsem se rozhodl realizovat takový stroj je vlastnictví několika hektarů lesních pozemků v podhůří Orlických hor. Je s tím spojeno mnoho relativně fyzicky obtížné práce, při které je použití různých prvků mechanizace téměř nevyhnutelné.

Takřka každý rok je nutné odklízet následky silnějších poryvů větru, kdy starší, méně stabilní stromy nevydrží nápor a zkrátka se skácí. Také je nutné neustále les udržovat, čistit od napadených a odumřelých stromů, je nutné po poradě s lesní správou v místě příslušné obce s rozšířenou pravomocí zvažovat kácení letitých stromů kvůli dosažení limitní stability a stářím.

Právě takové stromy, dosahující stářím stovek let, mají své dřevo ve svých nejmohutnějších částech napadené, popraskané – zkrátka nehodící se ke dřevozpracovatelskému průmyslovému využití. Často je pouhým vyhodnocením situace rozhodnuto i zpracování na dřevo palivové, neboť transport, dělení a zpracování je ekonomicky velmi náročné, požadavkům na zpracování někdy nejsou z kapacitních důvodů schopni dřevozpracovatelé vyhovět ihned navzdory zásadě, že dřevo má „jít z lesa“ co nejdříve.

V takových situacích lesní hospodář ocení silnou, mobilní štípačku, se kterou výtěžek dřeva může ihned v místě těžby zpracovat na menší kusy a poté adekvátně uskladnit za účelem sušení a poté použití jako paliva.

Pěkný, čistý les čili zdroj dobrého stavebního řeziva a palivové dřevo jsou výstupy těžké, ale radost přinášející práce v lese. Pojdme si tedy revidovat, co všechno je potřeba ke stavbě jednoho práci ulehčujícího stroje.



Obrázek 1: Model stroje krátce před ukončením konstrukčních prací

1.2 Obecné nároky na výstupy, které musí stroj splňovat – důvody

Štípací stroj musí, pokud již do něho má hospodář investovat peníze a práci, splňovat širokou škálu požadavků, měl by umět i „něco navíc“ a jeho služby by měly být prakticky dostupné, tím je myšleno, že například transport musí být nejen umožněn, ale zároveň by bylo dobré, aby transport nevyžadoval zvláštní nakladač, silný terénní tahač a spousty dalších extrémních nároků.

Pod slovy něco navíc v uvozovkách si představme prvek, charakteristiku nebo výbavu, popř. kombinaci, kterou nelze jen tak za peníze (které nás vlastními prostředky stavěný stroj bude tak jako tak stát) koupit. Jak bude uvedeno v následující rešerži, komerční nabídka těchto strojů sice již není tak přebohatá, jako nabídka běžných, slabých strojů pro hobby použití, avšak pořád zde je a to kvalitní, tuto je nutné respektovat a poměřovat jako konkurenční.

Je pravdou, že stroj si mohu postavit i přes fakt, že se mi racionálně ekonomicky nevyplatí, nikdo mi to nemůže zakázat, ovšem tato práce by pozbývala právě racionální základ, na kterém primárně staví všechna lopotění na akademických půdách.

Ze všeho doposud uvedeného se již dá vytvořit hrubý obrys toho, co je vlastně cílem práce. Zhrnuto v bodech:

- štípací síla odpovídající nejtěžší kategorii, což odpovídá přibližně 200 – 300 kN
- maximální délkový rozměr štípaných kusů ca 1,5 m; s ohledem na sílu stroje zároveň možnost štípat těžká, syrová polena o max. průměru zhruba stejném jako je uvažovaná max. délka
- vzhledem k hmotnosti polen řešení pohybu polen do prostoru štípání
- dobré pokrytí maximální délky polene zdvihem pohonu
- vícesystémové zdroje energie – v lesích a na polích zpravidla nenalézáme přípojky pro 3-fázové 400V spotřebiče, naopak v případě použití v blízkosti obydlí nižší emise a hluk díky využití elektromotoru
- transport těžkého stroje za traktorem, popř. osobním automobilem (po zpevněných komunikacích) bez nutnosti speciálních nakladacích strojů, zdviží atp.
- transport stroje na delší vzdálenost kvůli širšímu využití nejen na vlastních lesích – nutné předpoklady pro schválení pro provoz na silničních komunikacích jako vůz kategorie speciální přívěs – kat. O2 dle EHK13 [2]
- dostatečně robustní konstrukce bez použití dílů vyrobených pomocí technologií pro vícenásobnou výrobu – prototypové a malosériové postupy. Použití přesných laserových výpalků, ohýbaných plechů a svařování.
- kompaktní stavba – co nejmenší „zastavěná“ plocha při co největších a nejlepších výkonech, sbalovací prvky pro transport stroje

Tentou souhrn není nutné brát jako závazný výčet cílů a nutných vlastností. Je jakousi ideou a myšlenkovým náčrtem, který stojí na začátku většiny tvůrčích činností.

Je ovšem pravda, že práce se zabývá právě naplněním těchto cílů a snaží se je splnit pokud možno všechny. Zároveň práce ilustrativně znázorní, že konstruktér musí velmi často volit kompromis nebo zcela jiné řešení, popřípadě vyzdvihne jistý prvek k dokonalosti za cenu upořádání jiných charakteristik.

2. Předkonstrukční fáze a analýzy

2.0 Obecně o přípravě konstrukčních podkladů

Konstrukční činnost je podle zkušeností autora (od r. 2000) poměrně široký a mohutný soubor činností, rozhodnutí a analýz k usnadnění nebo umožnění rozhodování. Ustálené klišé zobrazujícího konstruktéra v plášti nad prknem, nepřítomně zahluobeným ve výpočtech, to je teprve až tou „radostí“. Nejprve je nutné definovat, nad čím vlastně bude myšlený expert bádát. Co mu vlastně zadat, aby řešil.

Ve výrobních společnostech zabývajících se touto činností nezabývá samotný konstruktér, ani konstrukční tým. Jde o evoluci oddělený tým odborníků na pomezí marketingu, techniků, odborníků z řad kvality, kteří musí být dostatečně odpovědní a přitom soudní. To aby zákazník nebyl odbyt s tím, že to, co chce, není možné, nebo naopak mu nebylo slíbeno „modré z nebe“. Posléze dochází právě za konstrukčními prkny k výjevům, které zobrazují skutečné hrůzy duševně trpících a strádajících lidí vázaných (cizími) termíny a sliby.

Tento krátký, neodborný odstavec nemá za úkol obohatit čtenáře celé práce, je jen jakýsi tichý protest „vpašovaný“ do závěrečné práce proti všem technickým ignorantům, lidí s pevnou vírou v zázračně nevyzkoušené a neznámé technologie.

Protože člověk je ale tvor od přírody postavený tak, aby věřil a dal se ošálit, bylo vymyšleno a do praxe zavedeno mnoho metod, jak si rozhodování ulehčit. Jak si vytvořit obrázek o možnostech, jak se zákazníkem rozebrat možnosti a přání a na tyto poté reagovat s technicky validními podklady.

2.1 Rešerže známých řešení jako podklad pro konstrukční práci

V současné době se většina tvůrčí činnosti odehrává zhruba tak, že značná část celé práce bylo již vymyšlena a použita, zbývá jen přidat něco navíc, to co dělá náš výrobek naším výrobkem a pak vše nastavit tak, aby výsledek byl použitelný a vyrobitelný.

Práce si neklade za cíl vymyslet takový štípací stroj, který by znamenal revoluci. Je zřejmé, že pro zhodnocení a porovnání výsledků práce je potřeba nějakou referenci, srovnání. Proto rešerže je nutným krokem před počítáním vlastních konstrukčních prací. Je prvním logickým krokem v předkonstrukční fázi.

Nutno zdůraznit, že rešerže nesmí nikdy překročit práh kopírování průmyslových vzorů, patentů a průmyslové špionáže. I tak se ale děje.

2.2 Přehled známých řešení štípacích strojů

Dělení kmenů a silných větví podél vláken struktury dřeva je způsob, jak poměrně snadno zmenšit průřez jednotlivých kusů palivového dřeva na požadovanou úroveň. Uvedme si nejprve možné způsoby:

a/ sekýra – nejběžnější způsob, sekýra může být jednoruční nebo dvouruční, liší se hmotností a délkou násady – topírka. Využívá nahromadění kinetické energie během proměny z energie potenciální, částečně využití i výkonů lidských paží během pádu. Jinak pochopitelně výkon lidských rukou je akumulován ve formě potenciální energie během zdvihu sekery, čili zdroj energie je člověk.

b/ klín a palice – využívá stejný zdroj energie, pro poněkud těžší kusy kmenů

c/ štípací kužel – kužel, na jehož kuželovém povrchu je hrubý závit. Tímto závitem se otáčející kužel zařídí do špalu v podélném směru vzhledem k vláknům. Po vniknutí se špalík zpravidla rozštípné. Výhodou je jednoduchá konstrukce, kdy na elektromotor je přímo nasazen kužel, nevýhodou je nutnost zajistit špalek proti otáčení a neurčitost štípaní

d/ štípací klín poháněný lineárním pohonem, nejčastěji hydromotorem. Touto podskupinou strojů se budeme nadále zabývat, protože pro nejtěžší použití je jiná metoda takřka vyloučená.

2.2.1 Přehled provedení hydraulických štípaček

Tato skupinu bychom mohli členit dále na:

- a/ malé, střední a velké stroje,
- b/ horizontální a svislé,
- c/ hnané elektromotorem, traktorovým náhonem nebo jiným zdrojem energie, popř. kombinací
- d/ s pohyblivým nástrojem nebo pohyblivým beranem a statickým nástrojem

Rozdělení nevychází z žádné ucelené monografie, jde o logické rozčlenění strojů nabídky [3] uvedených výrobců těchto strojů

2.2.2 Malé domácí štípačky

Nejmenší stroje ke zpracování palivového dřeva pro domácnost. V podstatě nahrazují práci sekýrou. Výkonově se pohybují v rozmezí 1,0 – 2,2 kW, připojené na soustavu 230V/50Hz nebo 400V/50Hz. Konstrukčně, díky relativně malým silám jsou subtilní, lehké, tím dobře manipulovatelné a to i ručně. Využívají jak lineární pohyb nástroje vůči polenu, tak nástroj kuželovitý se závitem.

2.2.3 Střední malohospodářské štípačky

Silnější stroje zaujímají své místo u právě v malých lesních hospodářstvích, stroj si pořídí vlastník několika set metrů čtverečních lesa, své využití najde všude, kde se dřevo využívá jako palivo. Stroje již pracují výhradně s hydraulickým pohonem, s možností traktorového náhonu, připojení na třibodový zvedací závěs traktoru. Síly se obvykle pohybují od 6-12 tun. Pohon obstarávají elektromotory 2,2 – 4 kW. Kvůli robustní konstrukci se hmotnostně pohybují v rozmezí 150-250 kg. Pokud jsou vybaveny madly, manipulačními koly a je dobře rozložena hmotnost, při pohybu na místě jimi lze manipulovat ručně.

2.2.4 Velké profesionální stroje

Třetí pomyslnou třídou jsou stroje pro zpracování silných a dlouhých kusů dřeva – celých kmenů a větví hlavního skeletu stromu. Výkonnostně se jedná o stroje s elektrickým, kardanovým nebo hydraulickým pohonem 5-10 kW, přitlačné síly nad dvanáct tun, obvykle 15-25t, horní hranice nestanovena. Díky masivní konstrukci je již vyloučena možnost ruční manipulace, stroje vážící stovky kg.

Vzhledem k cílové, předem vytipované minimální pracovní síle 20kN je zřejmé, že projektovaný stroj bude náležet vlastnostmi do třetí skupiny strojů

Konstrukční řešení těchto strojů vždy vychází z konstrukce lisu, neboť stroj je de facto speciálním druhem lisu. Liší se v některých aspektech a podle způsobu užívání – přeprava, pohonná energie, preferované rozměry polen – obrobků.

2.3 Výběr konstrukčního řešení pomocí multikriteriální metody hodnocení – MMH [4]

Z provedené rešerše a návrhovému výčtu vlastností byla vytvořena řada studií, slepých uliček vývojové činnosti a variant, přičemž je nutné si odpovědně ujasnit, a to kdykoliv a před kýmkoliv, zda-li technické obtíže, hmotnostní navýšení, nebo naopak oželení jistých vlastností je vyvážené a stojí zhruba na spojnici idea > realizace.

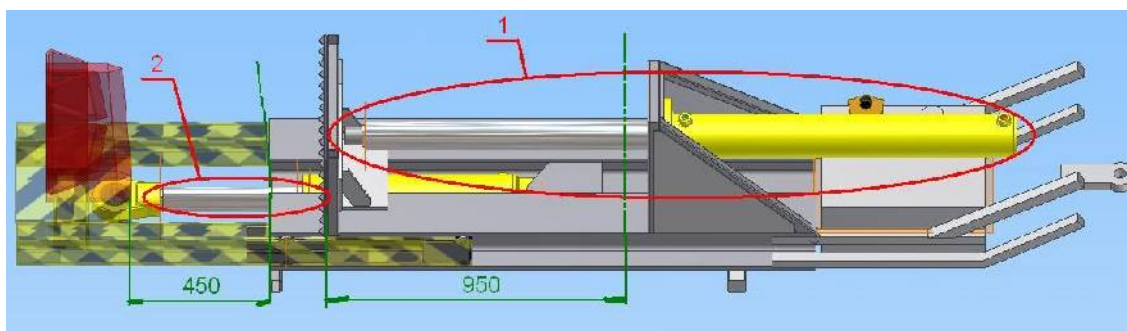
Pro splnění tohoto cíle se velmi vhodně jeví metoda multikriteriálního hodnocení (dále jen MMH). Tato metoda přiřazuje jednotlivým vlastnostem a nárokům jisté bodové ohodnocení – váhu a posléze opět číselné hodnocení splnění či nesplnění této vlastnosti. Tím převedeme problematiku do

řeči zpracovatelné matematickým aparátem, pomocí kterého posléze velmi seriózně můžeme vybrat výsledné řešení.

Podle [4] provedeme bazickou bodovací metodu, pro kterou nejprve musíme definovat reprezentativní výběr vlastností – parametrů, které posléze vzájemně porovnáváme.

2.3.1 Porovnání varianty stroje s výsuvným rámem a rámem pevným – metoda MMH

Během prvních fází tvorby návrhových studií došlo k vytvoření poměrně zajímavé myšlenky vytvořit dvojdílný rám, přičemž oba díly by byly vůči sobě posuvné (1°volnosti), přičemž tento tupeň volnosti je ovládán samostatným hydromotorem a rozsah vzájemné pohyblivosti využít pro částečné pokrytí pracovního zdvihu.



Pomocí tohoto řešení by stroj dosahoval velmi kompaktních rozměrů při velkém pokrytí max. délky špalku zdvihem. Podvozkové kolo mimo pracovní část (a tedy naprosto mimo svislý průmět těžiště během pracovního vysunutí) je při zkrácení stroje na minimum velmi blízko těžišti. Z celkové maximální délky špalku zhruba 1500mm zdvih obou motorů pokrývá 1400mm, čili pouhých 100 mm délky polen zůstává nepokryto.

Řešit uchycení lineárního hydromotoru (dále HM) v rámu je realizované tak, HM nepřekáží a přitom se dá reálně zastavět, je vyřešeno vzájemné posuvné spojení – ovšem za cenu enormních nákladů a požadavků na geometrickou kvalitu posuvných dílů a ploch. Tuto variantu si do dvoustranného hodnocení označme jako variantu A.

Proti této koncepci stojí koncepce konzervativní, pevný rám jednoduché koncepce s nevýhodným poměrem zdvihu a délky stroje. Variantu si označme jako B.

2.3.1.1 Provedení MMH pro výběr varianty rámu

Tabulka hodnocení variant typu rámu

n	VLASTNOST	OZN.	Var. A				Var. B			
			t_j	g_n	p_T	t_n	t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	1	0,9	20	0,9	4	0,9	80	3,6
2	Hmotnost	T2	3	0,7	60	2,1	4	0,7	80	2,8
3	Pokrytí max. délky polen prac. zdvihem	T3	5	0,6	100	3	2	0,6	40	1,2
4	Kompaktnost rozměrů	T4	4	0,5	80	3,2	3	0,5	60	1,5
5	Technologická náročnost	T5	0	0,8	0	0	5	0,8	100	4
6	Ekonomičnost	T6	2	0,7	40	1,4	4	0,7	80	2,8
	$\Sigma(g_j \cdot t_j)$					10,6				15,9
	$\Sigma(g_j \cdot t_{\max}) \Leftrightarrow t_{\max} = 5$	21					21			
	τ	0,5					0,76			

$$\text{Var. A} = 0,5 \text{ [-]} \quad (1)$$

$$\text{Var. B} = 0,76 \text{ [-]} \quad (2)$$

V tabulce uvedené údaje slouží k převedení otázky čistě slovních do oblasti matematiky a prostými součty a porovnáváními s myšleným ideálem lze stanovovat index, do jaké míry varianta provedení splňuje konkrétní požadavky.

Začít je nutné vytipováním požadavků a jejich označením, T1...Tn. Toto jsou první tři sloupce tabulky. V dalších sloupcích již nastává samotné hodnocení.

Hodnota (splnění) faktoru, parametru nebo technické vlastnosti [4] je označena jako tj. Rozdělení variant podle úrovně naplnění (nesplnění) vlastnosti danou variantou. Například oválné kolo u vozu nesplňuje zcela požadavek na klidný průběh jízdy, jeho tj tedy bude 0 (vůbec).

Podle počtu skupin po rozdělení bude i hodnota t_{max} rovna té nejvyšší, při hodnocení první skupiny nulou o jedničku menší. Například je-li deset skupin, první skupinu je ohodnocena 0, pak tu nejlepší (100%) je nutno označit číslem 9.

Význam (váha) daného parametru g_j. Například u i u velkého stroje je hodnocena hmotnost příkladového (hodnoceného) komponentu. Z hlediska ostatních parametrů (odolnost vůči silám, prostředí atp. Je ale hmotnost méně důležitá, stroj bude mít 1000 kg nebo 1002 kg. Zato však komponent vydrží po celou dobu životnosti. Přiřazujeme čísla z intervalu g_j =(0,1).

Konečná technická hodnota varianty je pak číslo vzniklé výpočtem

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^n (g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^n g_j \cdot t_{\max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot t_j} \leq 1 \quad (1)$$

Tento výpočet nám realizuje přehledná tabulka pomocí vložených vzorců. Z uvedeného rozepsaného použití MMH je zřejmé, že technicky splňuje požadavky lépe varianta B, čili konzervativní pevný rám. Nutno poznamenat, že autor se varianty A z iracionálních důvodů dlouho nechtěl vzdát a okradl se o spoustu nedostatkového času. I takové jsou potíže konstruktéra.

2.3.2 Hodnocení výsuvného podvozku pomocí MMH

Protože je nutné, aby stroj splňoval zásadní požadavek mobility a aby konstrukčně splňoval předpoklady k uvedení a schválení k silničnímu provozu, je podle varianty A stroj vybaven certifikovanou brzděnou nápravou firmy AL-KO [5] s nájezdovým brzdícím zařízením téhož výrobce. Aby náprava a celá podvozková skupina nezvyšovala zbytečně úroveň pracovní plochy nad zemí, je připojena otočně na rám stroje a pomocí zvláštního hydromotoru je otočná o 90°, tím je umožněn transport na podvozku stroje jako návěs a během činnosti se kola pootočením podvozku zvednou a celý stroj si sedne na „břicho“. Takto je i velmi dobře a nepružně stabilizován.

Nevýhodou této koncepce je komplikovanost zástavby, rozměrové nároky a tím zvětšení stroje (již zvětšeného zamítnutou koncepcí výsuvného rámu) přemístěním agregace mimo prostor pro kola ve sklopené pozici. Dále zde vystupuje jako nevýhoda (hlavně jako nákladová položka) další hydromotor pro sklápění. Hydromotor je ovšem možno nahradit ručním mechanickým zařízením na principu např. nůžkového heveru s trapézovým závitem. Obtíže přináší i horší rozložení váhy a pozice těžiště vůči nápravě – stroj je přepravován jako návěs – složitější výběr dražších spojovacích prvků (oko, koule) a omezení transportu pouze na traktory.

Proti této variantě stojí varianty B a C, totiž var. B - stroj na pevném podvozku a smíření se s nutností zdvihat polena o cca 300-400mm výše. Tato varianta přináší díky vyšší stavbě během práce nižší stabilitu (vyšší těžiště).

Další variantou, tou poslední z hlediska myšlenkové evoluce, je samostatný vůz vyrobený firmou AL-KO ze stavebnicových prvků jejich výrobního programu určený speciálně pro transport stroje, nakládaný pomocí navijáku (mechanicky, elektropohonem).

Toto řešení nabízí elegantní odsunutí konstrukčních otázek a spojených se stavbou silničního vozidla, hlavně po stránce legislativní problematiky. Zároveň je možné stroj postavit bez ohledů na zástřbové nároky vůči podvozkovým skupinám.

Velkou nevýhodou tohoto řešení je otázka finanční. Přívěs lze ovšem navrhnout jako víceúčelový, pro transport jiných strojů a břemen a tím investici zhodnotit i při jiných příležitostech.

2.3.2.1 Provedení MMH pro výběr varianty podvozku

Tabulka hodnocení variant typu rámu

n	VLASTNOST	OZN.	Var. A				Var. B			
			t_j	g_n	p_T	t_n	t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	1	0,9	20	0,9	3	0,9	60	2,7
2	Rozměrová náročnost s ohledem na ostatní skupiny	T2	2	0,6	40	1,2	3	0,6	60	1,8
3	Vyvážení hmotnosti vůči nápravě	T3	2	0,8	40	1,6	2	0,8	40	1,6
4	Nároky a zásahy do zbytku nosné konstrukce	T4	2	0,7	40	1,4	4	0,7	80	2,8
5	Topologie stroje při práci – výška úrovně prac. plochy	T5	5	0,7	100	3,5	1	0,7	20	0,7
6	Ekonomičnost	T6	2	0,8	60	1,6	3	0,8	60	2,4
	$\Sigma(g_j \cdot t_j)$					10,2				12
	$\Sigma(g_j \cdot t_{\max}) \Leftrightarrow t_{\max} = 5$	22,5					22,5			
	τ	0,45					0,53			

n	VLASTNOST	OZN.	Var. C			
			t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	4	0,9	80	3,6
2	Rozměrová náročnost s ohledem na ostatní skupiny	T2	5	0,6	60	3
3	Vyvážení hmotnosti vůči nápravě	T3	5	0,8	100	4
4	Nároky a zásahy do zbytku nosné konstrukce	T4	4	0,7	80	2,8
5	Topologie stroje při práci – výška úrovně prac. plochy	T5	5	0,7	0	3,5
6	Ekonomičnost	T6	1	0,8	40	0,8
	$\Sigma(g_j \cdot t_j)$					17,7
	$\Sigma(g_j \cdot t_{\max}) \Leftrightarrow t_{\max} = 5$	22,5				
	τ	0,79				

Var. A = 0,45 [-] (3)

Var. B = 0,53 [-] (4)

Var. C = 0,79 [-] (5)

Z této tabulky a výsledných hodnot plyne jako nejpříjemnější varianta C. K dokumentaci stroje je nutné přidat nájezdové schéma a představu o přívěsu tak, aby byl výrobce schopen přívěs vyrobit dle své dokumentace a výr. postupů.

Je nutné také zdůraznit, že ačkoliv je v práci zmiňován pouze německý výrobce AL-KO, konkrétní zadání by bylo možné adresovat na více firem a poté, zřejmě opět technicko-ekonomickou rozhodovací metodou zvolit dodavatele se snahou o objektivní posouzení.

Firma AL-KO je uvedena pouze jako ilustrativní a to z důvodu poměrně kvalitní katalogové dokumentace [5]

2.3.3 Shrnutí použití MMH a popis rozhodovacího procesu během konstrukční práce

Technická rozhodnutí je dobré provádět pokud možno včas s ohledem na celou dobu vývoje. Problémem je, že ačkoliv je v této práci MMH uvedena jako součást předkonstrukční fáze, nejdříve je nutné varianty vzájemně si alternující promyslet a dotáhnout alespoň do té fáze, že již jsme schopni posuzovat konkrétní vlastnosti. Není možné ze schématu posoudit technologickou náročnost. Bez konkrétních geometrických rozměrů a úhlů výsledného zapojení např. HM nelze vypočítat výsledné silové poměry a kinematiku. Tím nelze posoudit fakt, že ačkoliv stroj váží cca 1000 kg, síla HM ovládajícího sklápění podvozku vzhledem k působícím pákám musí být 22200 N, s tím, že bohužel nabídka zvoleného výrobce ULBRICH Hydromechanik [6] je odstupňována tak, že nejbližší vyšší (silově) HM má při 21 MPa 32000N, což by zůstalo bez důkladného promyšlení zatajeno.

V tomto směru je nesporným pomocníkem konstruktéra počítač, CAD program, a pokud možno, ještě lépe 3D modelář.

Právě při těchto vývojových cestách po slepých uličkách se tvorba nehmotných dat jako reprezentace myšlenek enormně vyplatí. Cokoliv vytvoří konstruktér, lze měnit a nemusí se měnit všechno to, co už bylo vymyšleno, není potřeba nic gumovat. Je to sice již v dnešní době známý fakt, ovšem tak velký přínos výpočetní techniky je nutné zdůraznit i za cenu opakování klišé.

2.4 Konstrukční FMEA – rozbor a analýza možných rizik a chyb v předprojekční fázi [7]

Nástroj sloužící konstruktérům k systematickému a odpovědnému „náhledu do budoucnosti“ a odhalení „slabých míst“ konstrukce, provozu a funkčnosti před započítáním konstrukční práce a výroby.

V textu výše již byl zdůrazněný požadavek na skutečně validní předprojekční fázi, nebude tedy znovu zdůvodněna nutnost použití této metody.

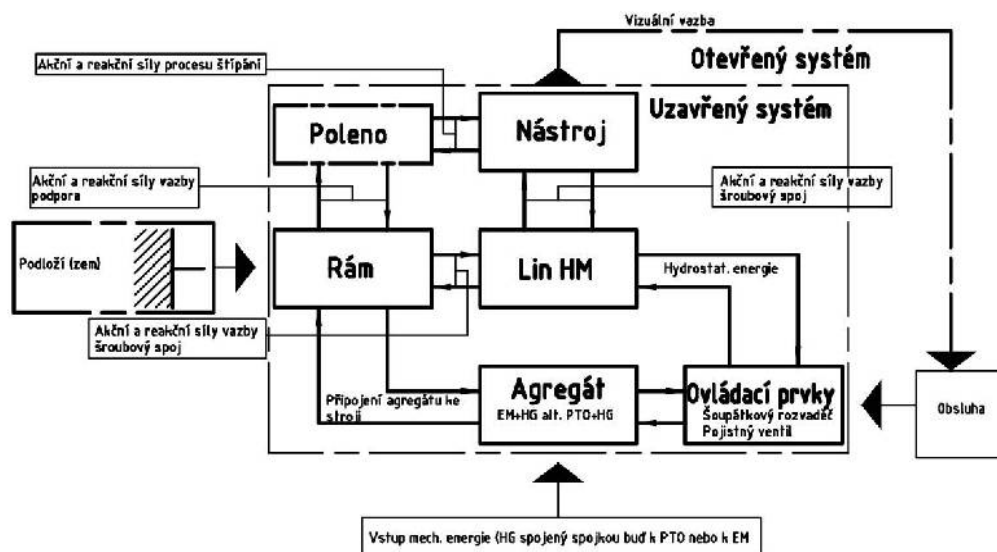
Je ale nutné podotknout, že FMEA (Failure mode and effects analysis) realizovaná v této práci je ryze konstrukční a neklade si za cíl být jen simulovat FMEA výrobní nebo vycházející ze zkušeností s výrobou a provozem. Tyto údaje konstruktér (při vývoji nové věci) k ruce nemá a může tedy jen odhadovat na základě zkušeností a zkušeností s podobným zařízením.

V kapitole o FMEA se práce věnuje nikoliv celému stroji se všemi detaily, ale popis je zaměřen na několik modelových otázek. Důvodem je poměrně velký rozsah činností a také celkem vysoká komplikovanost stroje. Detailní popis analýzy FMEA pro všechny adekvátní body v různých úrovních hloubky by zabral samostatnou publikaci.

Je také pravdou, že ačkoliv se tomu neříká FMEA a FTA (failure tree analysis), myšlenkové pochody věnující se do značné hloubky tomu „co by kdyby“ a tím de facto analýze chyb a důsledků se věnují konstruktéři všech kvalitních týmů.

Pokud ovšem je zapotřebí detailněji dokumentovat tento proces, je jedním z nejlepších způsobů právě tento. Zároveň při vývoji na složitějších systémech, než je tento stroj, kdy už je takřka nemožné, aby pojal při úrovni detailnosti a počtu komponentů všechna problematická místa jeden člověk, či relativně úzký tým, je nutné mít po ruce metodu, jak tento proces koordinovat a evidovat.

2.4.1 Vstupní údaje do FMEA – analýza stromu chyb a poruch FTA



Obrázek 2: Blokový diagram daného systému

Systémová analýza – blokové schéma. Rozbor daného systému na funkční bloky (do jisté, předem zvolené hloubky) a stanovení funkčních vztahů mezi nimi. Blokové schéma slouží k snadnější definici stromů vývoje jednotlivých nežádoucích jevů. Vztahy mezi těmito bloky budou v následujícím kroku posuzovány podle pravidel logiky a také jsou tyto vztahy označovány pomocí znaků z Booleovy algebry. Tato zvyklost je zakotvena i v normě DIN 25424.

2.4.2 Definice stromů vývoje nežádoucích jevů

Podle blokového schématu a předem vybraných nežádoucích jevů, které se volí poměrně obecně – například během štípání se přestane (z neznámého) pohybovat beran – činnost se přeruší. Nebo klesne tlak pracovního média. Dále se analýza zabývá topologií vůči gravitaci – v důsledku manipulace s těžkými poleny je nutné podrobit tuto oblast též analýze.

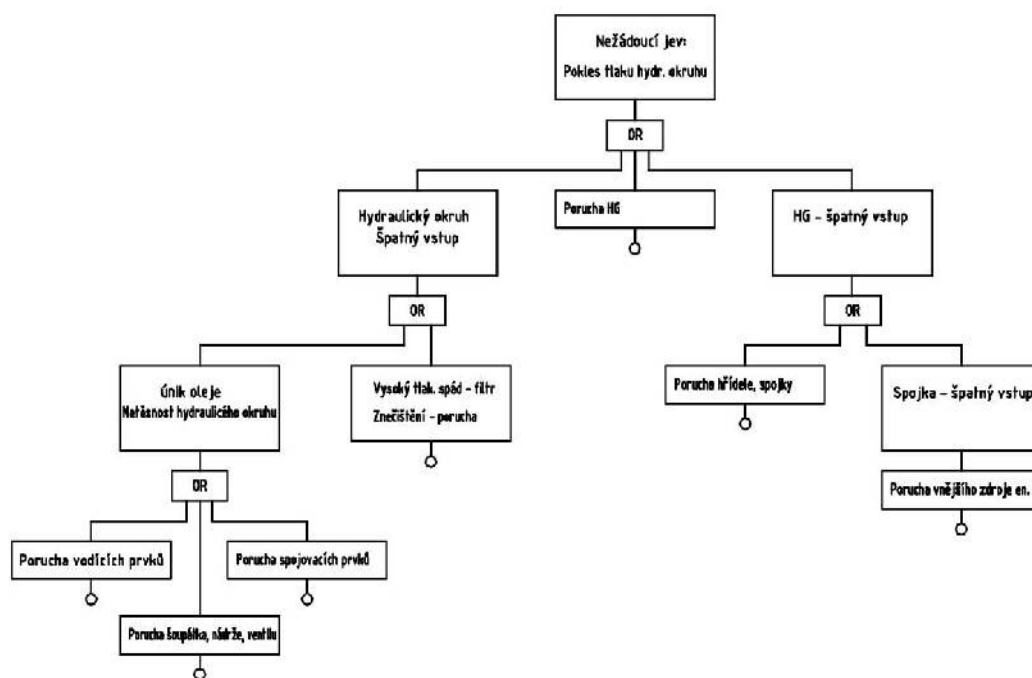
Popis metody je poměrně nesnadný, do značné míry plyne z obrázků. Při vyhodnocování nežádoucích jevů je nutné opravdu dobře znázornit funkční vztahy. Pokud tedy vezmeme do úvahy jev Nestabilita stroje, je nutné z blokového diagramu a z obecných znalostí posoudit, které bloky mohou nestabilitu ovlivnit.

Tak jistě má na stabilitu vliv sklon podložky, čili úroveň terénu. Dalším faktorem týkajícím se bloku zem (terén) je kvalita jeho povrchu. Pokud se plochy, které zajišťují kontakt se zemí, zaboří na jedné straně a na druhé straně opřou třeba o kořeny, je zřejmé, že stabilita se zhorší. Dalším faktorem je výška těžiště, která je dána konstrukcí a během práce také hmotností polene, které se na dobu pracovního zdvihu stane součástí systému.

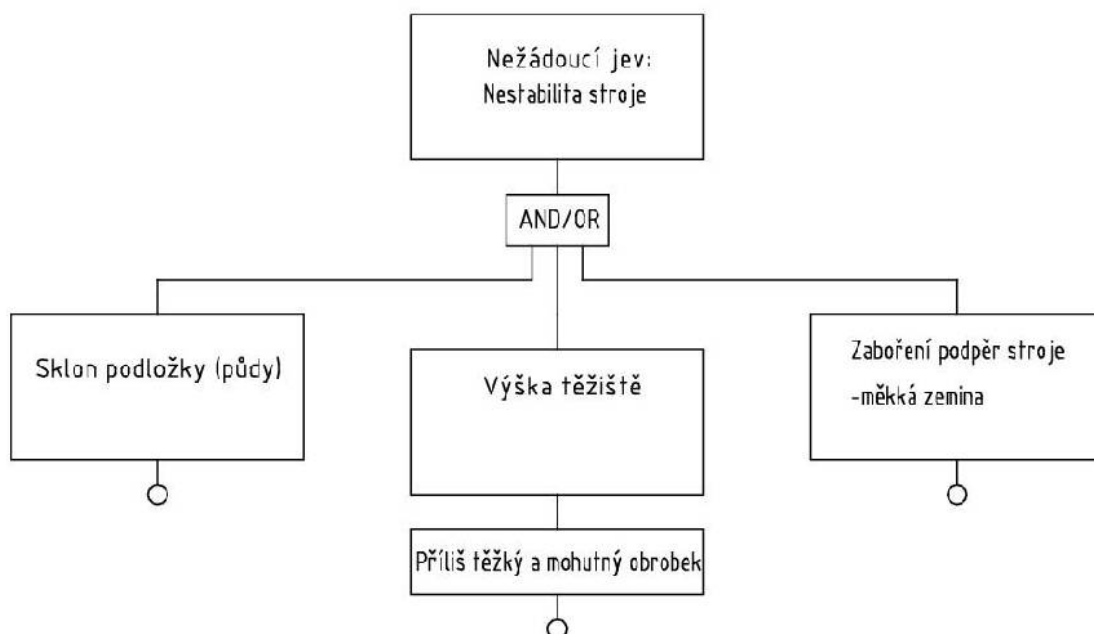
FTA neřeší opatření, jejím výstupem není návrh typu „konstruktéři, zvětšete kontaktní plochu se zemí, ať nám stroj nezapadne“. FTA slouží pouze ke zdokumentování faktu, že pokud stroj zapadne, hrozí jeho nestabilita (krom automatického faktu, že půjde blbě naložit a odvézt).

Analýzou výstupu těchto stromů se dá dojít k elementárním zdrojům poruch (stroj v blátě zapadne). Teprv při samotné FMEA dochází k úvaze, jak takový zdroj chyby co nejlépe eliminovat.

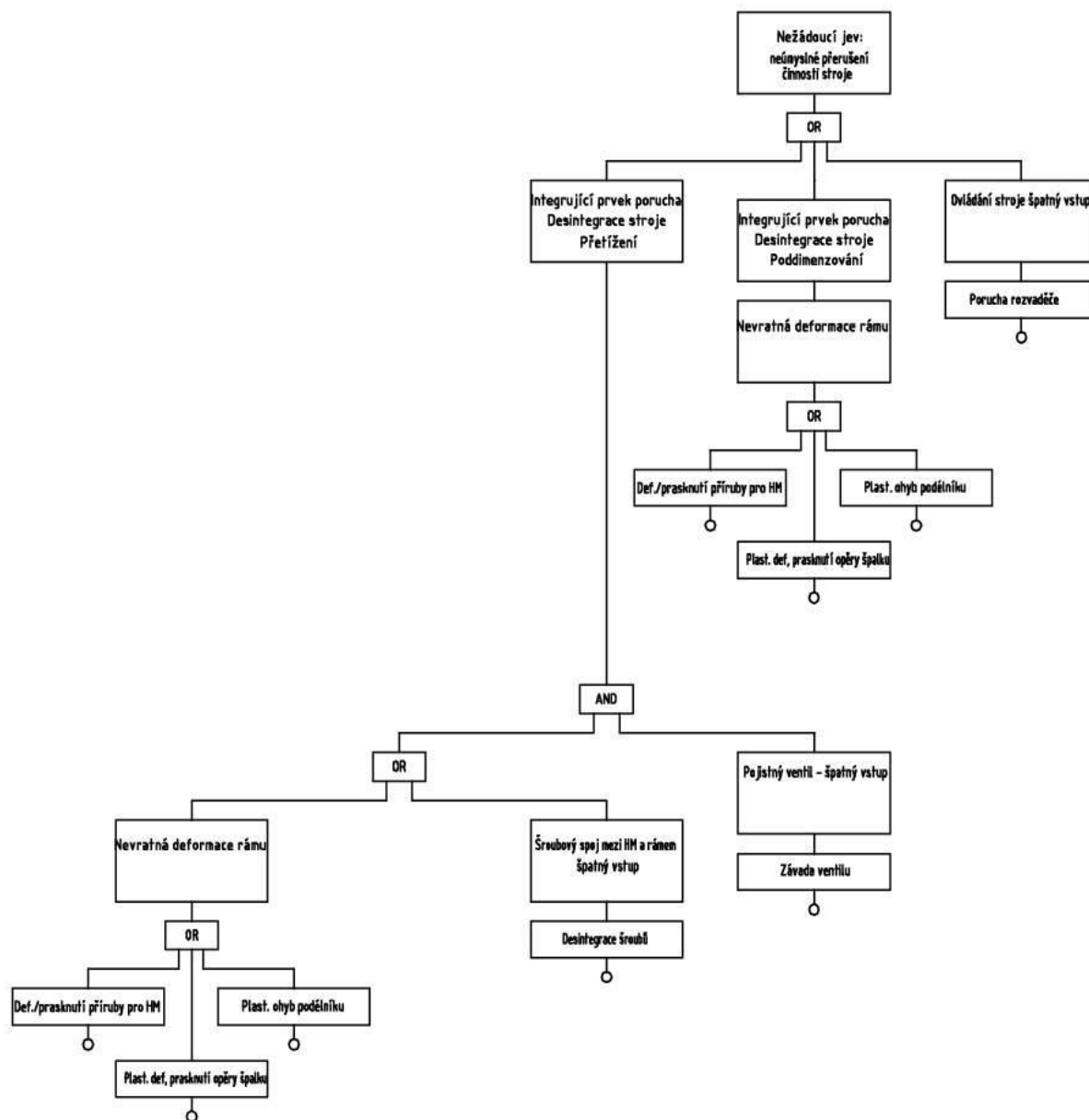
Na následující straně je vyobrazen strom nežádoucího jevu „ztráta tlaku v HO“, „ztráta stability stroje“ a „přerušení pracovní činnosti“



Obrázek 3: Strom nežádoucího jevu „pokles tlaku v hydraulickém okruhu“



Obrázek 4: Strom nežádoucího jevu nestabilita stroje



Obrázek 5: Strom nežádoucího jevu neúmyslné přerušení činnosti stroje

2.4.3 Kvalitativní analýza neúmyslného přerušení činnosti stroje

Pro tuto metodu vytvoříme strukturu stromu chyb ve formě tabulky:

	Log. oper.	Příčiny jevu		
JEV	OR	LA1	LA2	EA3
LA1	AND	LB1	EB1	
LA2	OR	EB2	EB3	EB4
LB1	OR	LC1	EC2	
LC1	ED1	ED2	ED3	

Tabulka 1: Tabulka minimálního řezu

Princip práce s tabulkou je jednoduchý, JEV – přerušení práce - je důsledkem nějaké elementární chyby, nebo logicky předcházejícího jevu na nižší úrovni. Každý JEV je nakonec možno rozložit na elementární chyby, které mohou zapříčinit nežádoucího jevu.

Z této tabulky lze snadno určit, že ke kritickému jevu je nejrychlejší cesta postupně takto:

1 - Elementární chyba EA3 – porucha rozváděče

1 - Elementární chyby EB2, EB3 a EB4 – poddimenzování rámu a šroubových spojů

2 - Chyby ED1, ED2 nebo ED3 dezintegrace rámu přetížením nastávají současně s chybou EC2 – chyba pojišťovacího ventilu – doprovázejí tuto chybu

Pro chyby označené jedničkou musí být pomocí FMEA zajištěno

- buď pečlivé zajištění svědomitým konstrukčním návrhem, testováním tak, aby chyba nastala s co nejmenší pravděpodobností
- zajištění dalším redundantním prvkem

2.4.4 FMEA

Konstrukční FMEA vycházející z analýzy stromu nežádoucího jevu „nechtěné přerušení práce“, které bylo popsáno v předchozím bodě.

Každá jedna elementární chyba by měla být analyzována během provedení FMEA a navrženo konstrukční řešení a doporučení pro proces montáže – realizace.

Pro FMEA se ve většině případů používá do značné míry unifikovaný formulář, do kterého zcela vlevo postupně zapisujeme možné chyby – výstup předchozí FTA – a tuto chybu nadále analyzujeme. Chybu je nutné vyšetřit s ohledem na pravděpodobnost výskytu, významu a pravděpodobnost odhalení chyby. Podle expertního posouzení se jednotlivým kritériím přiřazují hodnoty (analogie z MMH), posléze se mezi sebou tyto tři hodnoty vynásobí a výsledek je dále zpracováván jako prioritně rizikostní číslo (PRČ).

Expertiza a přiřazení hodnot se provede na začátku FMEA, poté je nutné definovat opatření snižující významně PRČ potenciálních chyb. Po provedení těchto opatření vytvoříme znovu totéž, ale už se zahrnutím navrhovaných opatření a celkové PRČ by mělo výrazně poklesnout.

Více než mnoho slov ovšem ilustruje příklad provedené FMEA a proto je na následující straně vyplněný formulář FMEA štípacího stroje, který se zabývá eliminováním provozního selhání.

Tuto kapitolu o konstrukční FMEA formulář ukončuje.

FMEA protokol

Konstrukční FMEA			Zpracovatel				Datum konání FMEA				FMEA-Typ						
HORIZONTÁLNÍ ŠTÍPAČÍ STROJ			Jan Dressler				16.5.2010				Konstrukční						
Funkce	Pot. chyba	Možný důsledek	D	Příčina	Souč. prev. opatření					Doporučená opatření	Termín	Provedená opatření					Stav
						P	V	O	PRČ				P	V	O	PRČ	
Pracovní zdvih	Chyba šroubového spoje HM a rámu	Utřžení HM z příruby rámu		Špatně dimenzované šrouby	Volba dle normy	3	9	4	108	Výpočet pomocí nástroje MITCalc	28.5.2010	Detailní výpočet šroubového spoje modernímímetodami s přihlédnutím k vlivu tření, předpětí, třídicí zkoušky	1	10	2	20	
						3	9	4	108	Výpočet pomocí nástroje MITCalc	28.5.2010		2	10	2	40	
						7	10	6	120	Použití kvalitního momentového klíče	28.5.2010		1	10	2	20	
				Nedodržení ulehovacího momentu	Utažení pomocí běžného dilenského klíče	2	10	8	160	Kontrola jakosti dle ozn. šroubů před i po finální mont.	28.5.2010		2	10	3	60	
	Prekročení meze pevnosti rámu	Plast. def. Rámu, zlomení, odtržení částí rámu.		Špatně dimenzované komponenty rámu	Výpočet krit. průřezů v průběhu konstrukce	6	10	6	360	MKP analýza rámu - kritická místa	28.5.2010	MKP analýza celého rámu - kritická místa	3	10	4	120	
				Přetížení stroje	Pojistný ventíl	2	8	5	80	Bazo změny	28.5.2010	Specifikován ve výkresech hydraulického okruhu	2	8	5	80	
				Špatné svary	Vizuální kontrola	5	8	8	320	100% ponetrační zkouška a vizuální kontrola zvýrazněných trhlín, certifikovaná svařovna - MAM Jestřebí s.r.o. pro realizaci kritických svařenců	28.5.2010		3	8	4	96	
				Nedodržení jakosti vstup. materiálu	Žádná - pouhý nákup	6	9	6	324	Vyžádané materiálové listy	28.5.2010		5	9	4	180	
				Koroze	Nátěr	5	8	5	200	Žárový zinek	28.5.2010	Přeepsán na výkresech	3	8	3	72	
	Vzporná nestabilita vysunuté části pístnice	Úplná havária HM a tím vyřazení stroje		Přetížení stroje	Viz. výš. - pojistný ventíl	2	8	5	80	B.Z	28.5.2010		2	8	5	80	
				Poddimenz. Pístnice	Výpočet	6	10	6	360	Dodatečné vedení nástroje	28.5.2010	Vedení nástroje v sáních na rámu. Přiznání větší okrajové podmínky působení sil. Kontrolní výpočet vzpěrné stability	3	10	2	60	
ΣPRČ									2520							828	

2.4.5 Provozní FMEA – analýza bezpečnosti obsluhy

Při zpracovávání hmotných kusů (obecně, nejen dřeva) hrozí lidské obsluze značné nebezpečí, protože síly a výkony potřebné k manipulaci a zpracování jsou daleko za mezí kompaktnosti lidského těla. V praxi potom dochází k ošklivým smrtelným poraněním. Postavíme-li lis na stříhání ocelových plechů tloušťky nad 100 mm, pak při pracovním zdvihu panují takové poměry, že zabránit nebezpečí poranění lze jen praktickým vyloučením možnosti výskytu obsluhy nebo kterékoliv části těla obsluhy v pracovním prostoru.

Nelze vytvořit jakoukoliv pasivní ochranu, tak, jako mají k dispozici například lidé pracující s motorovou řetězovou pilou, kdy pracovní obuv, oblečení a přilba jsou opatřeny vrstvou vláken, která při kontaktu těla s běžícím řetězem okamžitě zahltí převodové ústrojí pily a v řádu setin sekundy řezný pohyb zastaví.

Velmi rozšířený způsob ochrany obsluhy lisů (a jak již bylo uvedeno, štípačka je vlastně specifický hydraulický lis) je dvojruční ovládání, kdy ke zdvihu je zapotřebí obou rukou a ovládací zařízení je umístěno tak, aby se pracovník zároveň nacházel mimo pracovní prostor.

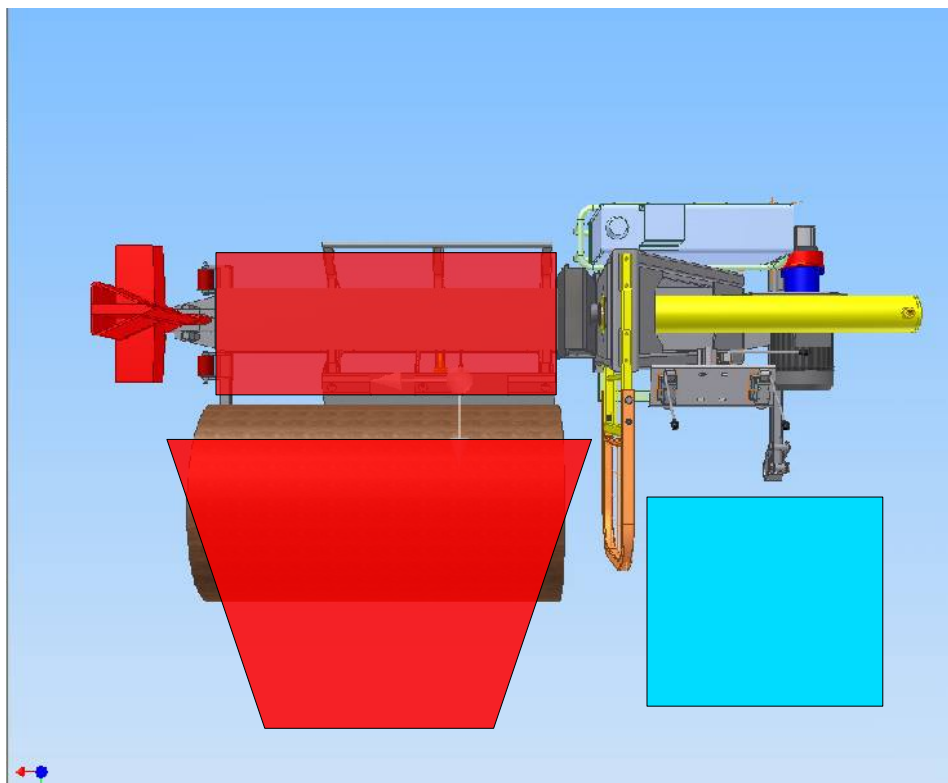
Pro zabezpečení co nejvyšší ochrany při práci se štípačkou je vhodné provést v předkonstrukční fázi vývoje i provozní FMEA zaměřenou na obsluhu a bezpečnost.

Uvážením je zřejmé, že během obsluhy představují riziko pohybující se části stroje, tedy beran při pracovním zdvihu a hydraulická zdviž. Zbytek stroje zůstává statický, všechny točivé prvky zůstávají uzavřené uvnitř částí stroje.

Přenos výkonu je hydrostatický, čili i tento nepředstavuje provozní nebezpečí.

Dalším zdrojem nebezpečí je samotné poleno, které před započítím prvního štípání bývá válcové, těžké a tím nesnadno zvládnutelné. Samotná válcovitost je zároveň i usnadněním neboť i se značně hmotným polenem se dá manipulovat pomocí válení. Ovšem navalením na zdviž se výhoda promění v problém, neboť poleno je poleno a nelze mu domluvit, aby se doposud valící své ochoty k tomuto pohybu vzdal a pevně se usadil.

FMEA tedy bude zaměřena na rozhraní obsluha – beran, obsluha – zdviž a obsluha – poleno.



Obrázek 6: Zobrazení modelu stroje v půdorysu - modře pole pro obsluhu a červeně nebezpečné oblasti

FMEA protokol

Provozní FMEA			Zpracovatel				Datum konání FMEA				FMEA-Typ						
HORIZONTÁLNÍ ŠTÍPACÍ STROJ			Jan Dressler				18.5.2010				Provozní – bezpečnost práce						
Funkce	Pot. chyba	Možný důsledek	D	Příčina	Souč. prev. opatření	P	V	O	PRČ	Doporučená opatření	Termín	Provedená opatření	P	V	O	PRČ	Stav
Poranění obsluhy	Pracovní zdvih s volnou rukou mezi polenem a beranem	Závažné poranění – úrazová amputace		Ponechána možnost volné končetiny při pracovním zdvihu	Dvojruchi ovládání	6	9	4	216	Fyzická zábrana mezi pákami a beranem	28.5.2010	Navržena sklopná zábrana mezi pracovním a ovládacím prostorem.	1	9	4	36	
				Sepnutí obou pák např. Předloktím jedné ruky	Bez opatření	5	9	4	180	Prepážka vynucující důsledně dvojruchi ovládání	28.5.2010	Panel s ovládacími pákami překreslen	1	9	4	36	
				Zajištění jedné páky pomocí jiného předmětu a obejití dvojruchiho ovládání – hrubé porušení pravidel provozu	Bez opatření	4	9	4	144	Fyzická zábrana mezi pákami a beranem	28.5.2010	Navržena sklopná zábrana mezi pracovním a ovládacím prostorem.	2	9	4	72	
	Pchyb zdviže s částí těla mezi zdviží a jiným předmětem	Závažné poranění – fraktury a devastující poškození končetin		Ponechána možnost zanechání části těla v dráze zdviže při jejím pohybu	Dvojruchi ovládání	7	8	5	280	Fyzická zábrana mezi ovládacím prostorem a zdviží	28.5.2010	Navržena sklopná zábrana mezi pracovním a ovládacím prostorem.	2	8	3	48	
				Kontakt nohou se zdviží	Bez opatření	7	8	3	168	Zábrana prodloužená k podložce - zemi	28.5.2010	Zinčena sklopná zábrana	2	8	5	80	
	Nebezpečný pohyb polene vůči obsluze	Poranění – fraktury, poškození částí těla		Chybějící nebo špatné zabezpečení polene na zdviží a jeho samovolný pohyb	výčelnky na ploše zdviže omezující pohyb polene	7	9	5	315	Zajišťovací konzola zamezující pohybu	28.5.2010	Zkonstruována konzola	2	9	4	72	
				Možnost náhodného vysmeknutí se polene z pracovního prostoru	Doporučeno (a konstrukčně umožněno) štípání se zvednutou zdviží jako zábranou)	5	8	4	160	Zabránit pohybu lidí v nebezpečné oblasti během pracovního procesu	28.5.2010		5	8	4	160	
ΣPRČ									1463							504	

3. Technická konstrukční zpráva

3.1 Výpočet a návrh skupin agregátu pro pohon štípačky

Tento oddíl si klade za cíl kvalifikovaně, tedy pomocí technických výpočtů, odpovědět na otázku mechanizace – pohonných jednotek stroje. Protože požadovaná síla je velká, budou pravděpodobně velké i nároky pohonnou soustavu.

3.1.1 Přehled možných způsobů mechanizace

Pojďme si nejprve ze široka revidovat možné způsoby udělení lineárního pohybu nástroji. Pokud nebudou brány v zřetel neobvyklé způsoby pro tento druh strojů, jako je lineární elektromagnetický motor, atp., zbývají nám víceméně jen principy přímo mechanické, jako je pastorek/ozubený hřeben, šroubový převod a potom mechanismy hydrostatické, využívající hydrostatického šíření tlaku v kapalině.

Princip přímo mechanického toku výkonu se jeví již při letném posouzení jako ne zcela vhodný.

Pro tento cíl se jako nejlepší a nejjednodušší jeví hydrostatický pohon, více známý a srozumitelný pod pojmem hydraulický převod.

Pro tento převod bude následně navržen vhodný elektromotor a zároveň zvažena koncepce alternativního pohonu od traktorové náhonové hřídele.

3.1.2 Stručná charakteristika topologie navrženého stroje

Navrhované řešení využívá zdvihu a síly hydromotoru (HM) ke štípání dřevní hmoty. Návrhově zvolená max. délka polene 1,5m je výchozím vodítkem pro stanovení zdvihu HM. Ideálně by se této délkové míře míra zdvihu měla velmi blížit, je však nutné vzít v potaz celkovou délku stroje vzhledem k velkému přesahu hlavního HM mimo půdorysný prostor hlavního rámu. Tento parametr je také relativně důležitý kvůli praktickému uložení v době mimo provoz (garáž atp.). Dále zde vystupuje další parametr ekonomický (každý centimetr takto velkého HM stojí velké množství peněz) a parametr pevnostní stability.

3.1.3 Hlavní části hydraulického převodu

Jednotivé prvky mechanismu lze rozdělit dle [8] na:

- hydrostat. převodníky, hydromotory a hydrogenerátory (dále jen HG)
- prvky pro řízení tlaku
- prvky pro řízení tlaku
- prvky pro řízení směru průtoku
- pomocné prvky

Je zřejmé, že podle cílových parametrů, které budeme po stroji požadovat, bude nejdříve vhodné definovat prvky ze skupiny převodníků.

3.1.4 Návrh hydromotorické části

Vzhledem k výše uvedené požadované výsledné síle minimálně ekvivalentní tíži 20 tun, což zhruba odpovídá síle $F_n = 200$ kN, maximálně však 30 tun (300 kN) a schopnosti zpracovat kus o max. délce cca 1.5m je nutné stroj vybavit velmi silným HM a tento pevně usadit a zastavět do stroje.

Takto velký HM ovšem je pouhým jedním komponentem, další navazující a vyvstálé nutnosti a požadavky z použití takového HM jsou nasnadě. Ať je to již otázka závislosti výkonu na možném průtoku a tím rychlosti zdvihu, nebo možné přetžitelnosti asynchronního elektromotoru, toto vše je nutno vypočítat na základě fyzikálních vztahů mezi strojními komponenty.

Jako reference pro výběr hydromotoru byla zvolena nabídka firmy Ulbrich hydroautomatik díky velmi přehledně vytvořené on-line technické nabídce [4].

Z katalogu hydraulických válců [6], z řady UHN210 vyčteme k jednotlivým rozměrům uvedené činné plochy nad a pod pístem dle výrobce.

Označení UHN210 znamená, že pracovní tlak válce je 210[bar], což odpovídá $21 \cdot 10^6$ [Pa] (dle vyhl. č. 424/2009 Sb. platí, že 1 [bar] = 10^5 [Pa]), pak podle definice hydrostatického tlaku

$$p = \frac{F}{S} \quad [\text{Pa}] \quad (2)$$

musí být plocha rovna zhruba

$$S \approx \frac{F}{p} = \frac{210\,000}{21} = 10\,000 \quad [\text{mm}^2; \text{N}; \text{MPa}] \quad (6)$$

tak, aby výsledná síla plnila zadání, ve kterém již bylo řečeno, že má být v intervalu ekv. 20 – 25t.

Z [6] splňuje tyto parametry následující motor:

1. UHN210 – 125x90x1000

- dvojitý HM, průměr pístu 125mm, průměr výsuvné pístnice 90mm, pracovní tlak 21 MPa

- zdvih $Z_1=1000\text{mm}$ (7)

- plocha pod pístem (hlavní pracovní plocha) $S_{11}=12272\text{mm}^2$ (8)

- plocha nad pístem (vedlejší prac. plocha) $S_{12}=5910\text{mm}^2$ (9)

- hlavní pracovní síla podle (1) za jm. tlaku 257.7kN (10)

Z uvedených hodnot vyplývá, že takto zvolený HM odpovídá hodnotám v zadání. Protože během dalších etap vývoje stroje, v silových rozborech atd., byla kalkulována síla 250 kN jako jmenovitá a ve spoustě výpočtů je uvedena, bude nutné větev motoru opatřit dalším přetlakovým pojišťovacím ventilem s nižším, než jmenovitým tlakem tak, aby výsledná síla nepřekročila významně 250 kN.

3.1.5 Návrh hydrogenerátoru

Vzhledem ke zkušenostem se strojem podle [1] je návrhový čas na jednotlivé zdvihy v celé délce zvolen max.

$$25 \text{ [s]} \quad (11)$$

Z geometrie HM je zřejmé, že za uvedený čas je nutné naplnit prostor o objemu

$$V_{11} = S_{11} \cdot z_1; \quad (3)$$

kde:

V_{11} – prostor pod pístem HM č. 1 [mm^3];

S_{11} – plocha pod pístem č. 1 [mm^2] – (4);

z_1 – zdvih HM č. 1 [mm] – (3);

analogicky vypočteme i objem nad pístem

$$V_{12} = S_{12} \cdot z_1; \quad (4)$$

Numericky vyjádřené a přehledně seřazené objemy hydromotoru:

	[mm ³]	[m ³]	[l]	
V ₁₁	12.272.000,0	0,012.272	12,27	(12)
V ₁₂	5.910.000,0	0,005.910	5,91	(13)

Tyto prostorové rozměry nám dávají představu a dobré informace pro vypočtení nutného minutového průtoku, které musí zabezpečit čerpadlo, přesněji hydrogenerátor (HG).

Nejprve je nutné objem přepočítat na litry, neboť tato vedlejší jednotka je v násobku s převrácenou hodnotou minuty $[l.min^{-1}]$ ustálená jako jedna z charakteristik HG.

Proto tedy maximální spočtený objem v [l] podělíme návrhovým časem ve [s], vynásobíme výsledek 60 a získáme nutný litrový minutový průtok Q.

$$Q_{max} = \frac{V_{max} \cdot 60}{t} \quad (5)$$

kde

Q - minutový průtok $[l.min^{-1}]$

V_{max} - max pracovní objem HM $[l]$

t - doba plnění $[s]$

a tedy:

$$Q_{max} = Q_{11} = \frac{12,27 \cdot 60}{25} = 29,45 [l.min^{-1}] \quad (14)$$

Z této hodnoty je posléze nutné vypočítat tzv. nutný geometrický objem HG a najít nejbližší vhodný HG z komerční nabídky.

$$Q_{HG} = V_0 \cdot n_{HG} [cm^3 \cdot min^{-1}] \quad (6)$$

čili

$$V_0 = \frac{Q_{HG}}{n_{HG}} \quad (7)$$

kde

V_0 - geometrický objem HG na jednu otáčku $[cm^3 \cdot ot^{-1}]$

n_{HG} - otáčky HG $[min^{-1}]$

Otáčky HG jsou 1:1 v poměru s otáčkami hnacího elektromotoru (traktorový vývodový hřídel je pohonem sekundárním), o kterém doposud víme jen tolik, že by měl být 3-fázový, asynchronní a můžeme tedy pro návrhový výpočet počítat s otáčkami

$$n_{HG} = n_{EM} \approx 1450 [min^{-1}] \quad (15)$$

po dosazení známých parametrů do (8)

$$V_0 = \frac{29450}{1450} = 20,3 [cm^3 \cdot ot^{-1}] \quad (16)$$

kde jsme dosadili za Q_{HG} Q_{max} , ke kterému se chceme dostat v $[cm^3 \cdot min^{-1}]$

Podle katalogu fy. Hydrocom [6] snadno zjistíme, že potřebný HG bude pod označením XV2P/19 s hodnotou

$$V_o = 19 [cm^3 \cdot ot^{-1}] \quad (17)$$

a tedy zpětně

$$Q_{HG} \approx 19.1450 = 27,55 [l \cdot min^{-1}] \quad (18)$$

v zákl. jednotkách SI:

$$Q_{HG} = \frac{Q_g}{60} \cdot 10^{-3} = 4,59 \cdot 10^{-4} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (19)$$

a zpětně výslednou dobu plnění hlavního HM:

$$t = \frac{V_{max}}{Q_{HG}} \quad (8)$$

čili

$$t = \frac{0,012272}{0,000459} = 26,73 [s] \quad (20)$$

Porovnáním s (10) snadno zjistíme poněkud delší dobu plnění max. Zdvihu, tento nicotný okamžik necelých dvou sekund nám ale přináší úsporu oproti větší řadě HG a také následně možnost slabšího a tím levnějšího elektromotoru.

3.1.6 Tepelná bilance hydraulického okruhu

Výpočet tepelné bilance je nutný z hlediska oteplování pracovního média a prvků pohonu stroje. Vychází z faktu, že všechny ztrátový výkon se mění na teplo, vstup tepelné energie je tedy v neúčinnosti prvků a teplo uniká do okolí vzhledem k tepelnému spádu a prostupnosti překážek. To co „zbude“ zvyšuje teplotu stroje v čase τ .

Potřebné vstupní parametry jsou
ochlazovací konstanta

$$A = k \cdot S [W \cdot K^{-1}] \quad (9)$$

kapacitní konstanta okruhu

$$C = (m \cdot c + m_1 \cdot c_1) \quad (10)$$

a celkový tepelný tok – ztrátový výkon

$$\Phi = P_Z = P_G \cdot (1 - \eta_c) \quad (11)$$

kde

k ... celkový součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{k_1 \cdot S_1 + k_2 \cdot S_2 + \dots + k_i \cdot S_i}{S} \quad (12)$$

$$k_i = R_i^{-1}$$

jde o převrácenou hodnotu tepelného odporu materiálu dané tloušťky

$$R_i = \frac{t l_{i-téhomat}}{\lambda_i} \quad (13)$$

přičemž

$$\lambda_{ocel}=75[W.m^{-1}.K^{-1}] \quad (21)$$

S ... celková teplosměnná plocha - $S=S_1+S_2+...+S_i$

m ... hmotnost pracovní kapaliny

m1 ... hmotnost kovových částí obvodu

c ... měrné teplo oleje

c1 ... měrné teplo kovových částí obvodu

η_c ... celková účinnost obvodu $\eta_c=\eta_G \cdot \eta_R \cdot \eta_M - 0,73$

pak maximální ustálená teplota obvodu v čase jdoucím do nekonečna $\tau \rightarrow \infty$ je

$$t_u=t_0+\frac{\Phi}{A} \quad (14)$$

Tedy v případě tohoto štípače kvůli zjednodušení předpokládáme díky složitému rozvodu okruhu :

$$\eta_c=0,63 \quad (22)$$

protože nádrž je zhotovena z plechu o tloušťce 3 mm , pak součinitel prostupu tepla bude počítán s vodivostní oceli a tloušťce materiálu 0,003 [m].

$$k_1=\frac{1}{R_1}=\frac{75}{0,003}=25000[W.m^{-2}.K^{-1}] \quad (23)$$

plocha nádrže – odměřeno z CAD modelu

$$S_1=2.100000+2.367500+2.116250=1167500[mm^2]=1167500.10^{-6}=1,168[m^2] \quad (24)$$

Do výpočtu bude zahrnut pouze teplosměnná plocha nádrže, která je jedním z nejvýznamnějších ochlazovacích komponentů (vyjma speciálního chladiče)

Ochlazovací konstanta je tedy

$$A=k_1.S_1=25000.1,168=29200[W.K^{-1}] \quad (25)$$

což je hodnota, která říká, že daná nádrž svojí teplosměnnou plochou odvede 29,2 kW při ohřátí o 1 K.

$$\Phi=P_{HG} \cdot (1-\eta_c)=9642,5 \cdot (1-0,73)=3567,8[W] \quad (26)$$

a tím je výpočet u konce, neboť ustálená teplota

$$t_u=t_0+\frac{\Phi}{A}=t_0+\frac{3567,8}{29200}=t_0+0,122[K] \quad (27)$$

Výpočet tedy ukázal, že medium v nádrži při níže vypočítaném výkonu HG a účinnosti se ohřeje o desetinu Kelvina.

3.1.7 Návrh příslušného elektromotoru

Nyní již máme definovány hodnoty pro výpočet primárního zdroje mechanické energie, elektromotoru. K výpočtu potřebujeme znát mechanickou účinnost HG (určen podle firemních údajů od Hydrocom) podle zvoleného HG, jmenovitý tlak a objemový průtok (12):

$$P_{HG} = Q_G \cdot p_n \quad (15)$$

což po dosazení dává

$$P_{HG} = 4,59 \cdot 10^{-4} \cdot 21 \cdot 10^6 = 9642,5 [W] \quad (28)$$

se zjištěnými hodnotami účinností:

$$\eta_M = 0,97 \quad (29)$$

$$\eta_V = 0,86 \quad (30)$$

η_M - účinnost mechanická, bezrozměrná

η_V - účinnost objemová, bezrozměrná

Potřebný výkon motoru je posléze vypočten takto:

$$P_{EM} = \frac{P_{HG}}{\eta_M} \quad (16)$$

po dosazení

$$P_{EM} = \frac{9642,5}{0,97} = 9940,72 [W] \quad (31)$$

Podle katalogu 3-fázových asynchronních elektromotorů firmy Siemens Mohelnice [9] lze použít motor

1LA7-133-4AA...

s těmito základními parametry:

$$\text{Jmenovité otáčky: } 1455,0 [\text{min}^{-1}] \quad (32)$$

$$\text{Jmenovitý výkon: } 7,5 [kW] \quad (33)$$

Ačkoliv je potřebný výkon o 32% vyšší, nežli jmenovitý výkon elektromotoru, je tento motor možno využít s ohledem na momentovou a otáčkovou charakteristiku dle [9].

Protože

$$P = M \cdot \omega \quad (17)$$

tak vzhledem k poklesu otáček (80%) při maximálním zatížení a nárůstu momentu ($M_z/M_n = 3$) lze vypočítat, že krátkodobý nárůst výkonu elektromotoru může být až 240% výkonu jmenovitého.

Nebezpečí v podobě přehřátí stroje nehrozí, z principu štípání je zřejmé, že dlouhodobé přetěžování, které by mohlo vyvolat termické problémy uvnitř elektromotoru nehrozí.

3.1.8 Stanovení požadavků na traktorový náhon

Protože daný stroj bude poháněn známým 3-fázovým, 4 pólovým elektromotorem s jmenovitými otáčkami (25) $1455 [min^{-1}]$, pak lze využít otáčky hřídele ZVH na 5. rychlostní stupeň traktoru Z3011, které jsou dle [10]

$$1210,5 [min^{-1}] \quad (40)$$

Tyto otáčky je tedy možné použít bez jakéhokoliv zpřevodování, mírné snížení otáček lze tolerovat.

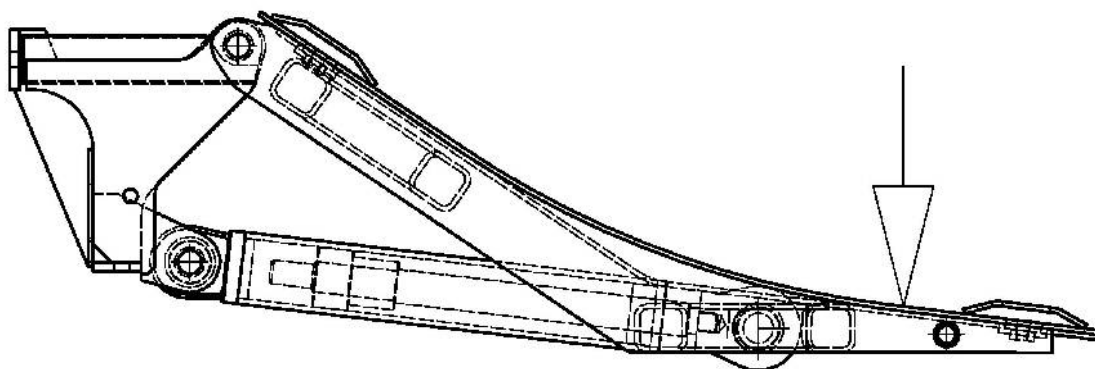
3.2 Technický rozbor zdviže

Hydraulicky poháněná plošina, která má za úkol vyzdvihnout a dopravit poleno do pracovního prostoru mezi beranem a nástrojem, je prakticky samostatný stroj. Ke štípačce je připojen mechanicky pomocí šroubů a pochopitelně je nutné připojit jej i na hydraulický okruh.

Polena, jak již bylo uvedeno, mohou dosahovat značných hmotností, bude tedy nutné po stanovení předběžné topologie kinematiku navrhnout správně a tak, aby výsledné působení sil v pákách a HM bylo správné z hlediska možností HM, ale i s hlediska mezních stavů pevnosti a pružnosti komponentů a čepů.

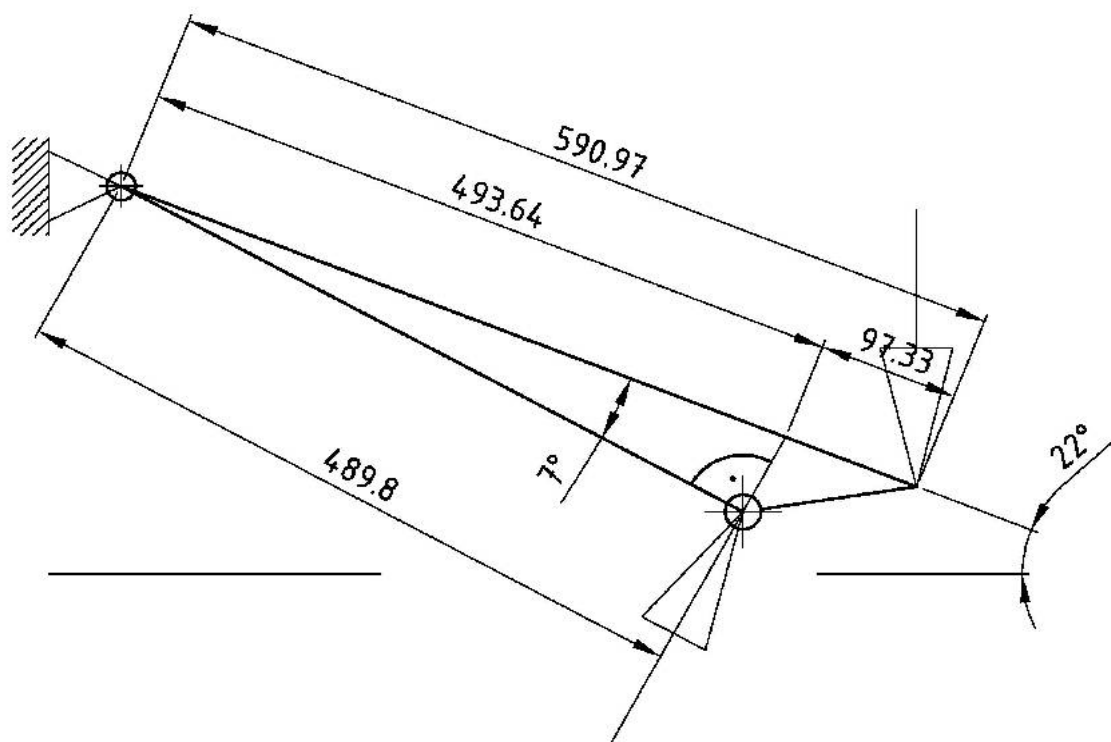
3.2.1 Silový rozbor

Pro stanovení sil ve spojích (čepích) a nosnících využijeme silového rozboru. Pro tento rozbor překreslíme situaci do zjednodušeného nákresu. Pomocí vektortového počtu poté stanovíme síly v čepích, sílu nutnou ke zdvižení břemene a zatížení konstrukce.



Obrázek 7: Bokorys zvedací plošiny v technickém zobrazení

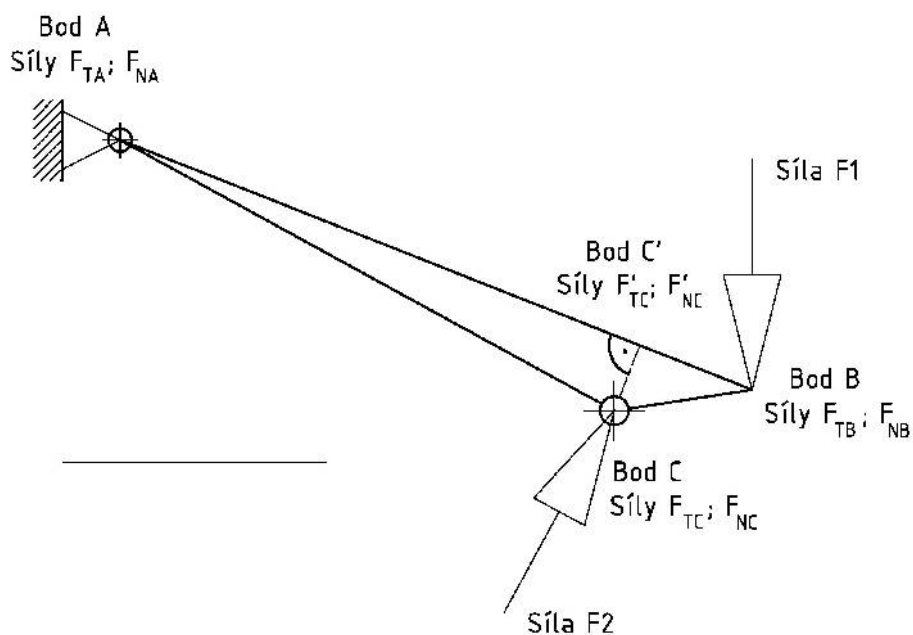
Nákres lze snadno pomocí 2D CADu překreslit do přehlednějšího schématu. V prvním kroku je potřeba částečně uvolnit těleso plošiny a zjistit reakční síly v čepu HM a čepu rámu.



Obrázek 8: Schéma ČU tělesa plošiny

Pak jde již o pouhé vektorové počítání, kdy těleso není ovšem vyšetřováno vzhledem ke koordinačnímu systému a složkám sil F_x a F_y , ale vyšetřováno jako vázané otáčivé těleso, kdy momenty sil vzhledem k bodu otáčení musí být v součtu 0. Reakční síly jsou vyšetřovány jako síly tečné (kolmé k rameni) a normálové (v linii ramene).

Následující obrázek ukazuje stejné schéma, ovšem s označením sil a bodů.



Obrázek 9: Označení sil a bodů pro následný popis výpočtu

Z předchozích obrázků je známých dostatek parametrů pro stanovení síly F_2 (která bude posléze realizována pomocí HM) kterou vypočteme ze dvou složek F_{TC} a F_{NC} .

Síla F_1 se v bodě B rozkládá na tečnou a normálovou složku podle

$$F_{TB} = \cos \alpha \cdot F_1 \quad (18)$$

$$F_{NB} = \sin \alpha \cdot F_1 \quad (19)$$

tedy

$$F_{TB} = \cos 22.6000 = 5563,1 \text{ N} [N; ^\circ; N] \quad (41)$$

$$F_{NB} = \sin 22.6000 = 2247,6 \text{ N} [N; ^\circ; N] \quad (42)$$

Je zřejmé, že má-li být otočně ukotvené těleso v klidu, musí být tečná složka síly F_2 působící v opačném směru v bodě C taková, aby moment proti momentu tečné složky F_1 byl stejný. Pokud tedy

$$M_1 = F_{TB} \cdot r_1 = 5563,1 \cdot 0,591 = 3287,8 [Nm] \quad (43)$$

a

$$M_1 = M_2; M_2 = F_{TC} \cdot r_2 \quad (20)$$

pak

$$F_{TC} = \frac{M_1}{r_2} = 6712,0 [N] \quad (44)$$

Lze tedy s jistotou tvrdit, že v bodě C bude působit síla F_{TC} , která bude působit ve směru kolmém ke spojnici AC. Síla od HM musí být stejně velká, ovšem opačně orientovaná.

Nejprve ovšem je nutné vyšetřit reakční síly v čepovém spoji v bodě A. Je zřejmé, že v tomto bodě se projeví reakce normálových složek sil v rameni a poté síla, která vyrovnává rozdíl sil mezi F_{TB} a F_{TC}' , které jsou rovnoběžné, ovšem nestejně velké, to by vedlo k posuvu a rotaci (protože neleží na jedné přímce).

Nejprve tedy promítnutí síly F_{TC} do ramene r_1 :

$$F_{TC}' = F_{TC} \cdot \cos \beta = 6712 \cdot \cos 7 = 6662,0 [N] \quad (45)$$

a

$$F_{NC}' = F_{TC} \cdot \sin \beta = 6712 \cdot \sin 7 = 818 [N] \quad (46)$$

Tím je úloha přesunuta do horního ramene, které musí být v rovnováze, čili kolmá síla F_{TB} a kolmá síla F_{TC}' potřebují ještě sílu v bodě A.



Kresba 1: Znázornění silové rovnováhy - červeně neznámá síla

Kolmá síla v bodě A je spočitatelná přes rovnováhu momentů sil.

$$F_{TA} = F_{TC}' \cdot \frac{a}{r_1} = 6662 \cdot \frac{0,097}{0,591} = 1097,1 [N] \quad (47)$$

nebo z rovnováhy sil v jednom směru, kdy

$$F_{TA} + F_{TB} = F_{TC}' \rightarrow F_{TA} = F_{TC}' - F_{TB} = 1098,9 [N] \quad (48)$$

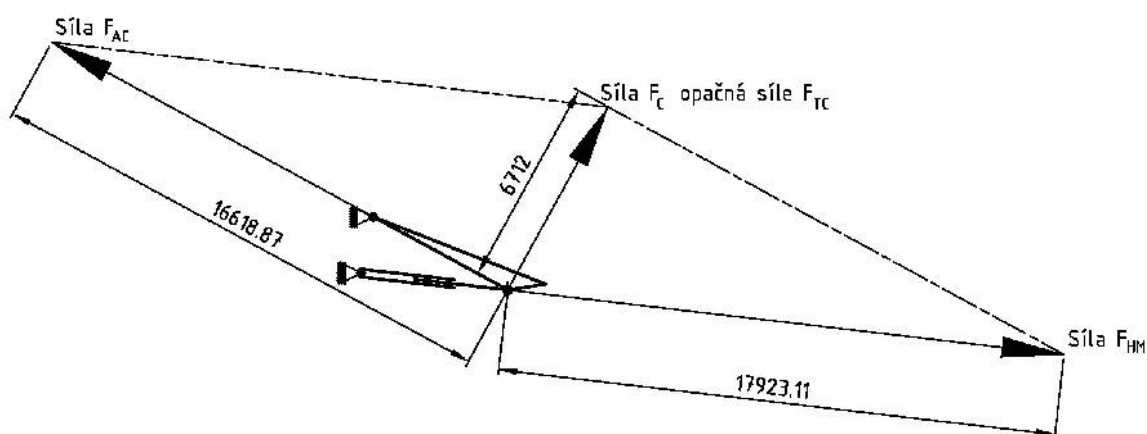
Minimální rozdíl 1,8 N je chyba vzniklá ze zaokrouhlování a je ekvivalentní 180g v gravitačním poli země, což nehraje u takového stroje žádnou roli.

Dále v bodě A působí součet sil F_{NB} a F_{NC}' :

$$F_{NA} = F_{NC}' + F_{NB} = 818 + 2247,6 = 3065,6 [N] \quad (49)$$

Tím máme horní prohnutou plošinu v rovnováze, známe síly do čepů v bodě A (pro ideální sílu v bodě C) a sílu a směr síly F_{TC} . Síla F_{TC} je ovšem jakási virtuální hodnota, neboť z topologie sestavy nelze působit v bodě C silou v daném směru, ale pouze silou ve směru HM. Aby výslednice sil směřovala ve směru myšlené síly F_{TC} , je nutné, aby existovala v systému ještě nějaká další síla, síla ve směru spojnice AC, která bude právě tak velká, aby ve vektorový součet se silou od HM byl právě stejný, opačně orientovaný vůči síle F_{TC} .

Na následující obrázku bude zobrazeno grafické řešení této rovnováhy, kdy 1 mm v CAD 2D programu odpovídá 1N. Jednoduchou geometrickou konstrukcí a odměřením vzdálenosti zjistíme velmi snadno výsledek, který bude stejný, jako výsledek vektorových počtů. Je to poněkud netradiční využití 2D CADu k matematickému výpočtu.



Obrázek 10: Výpočet pomocí 2D CADu - síla HM; hodnoty kót vyjadřují [N]

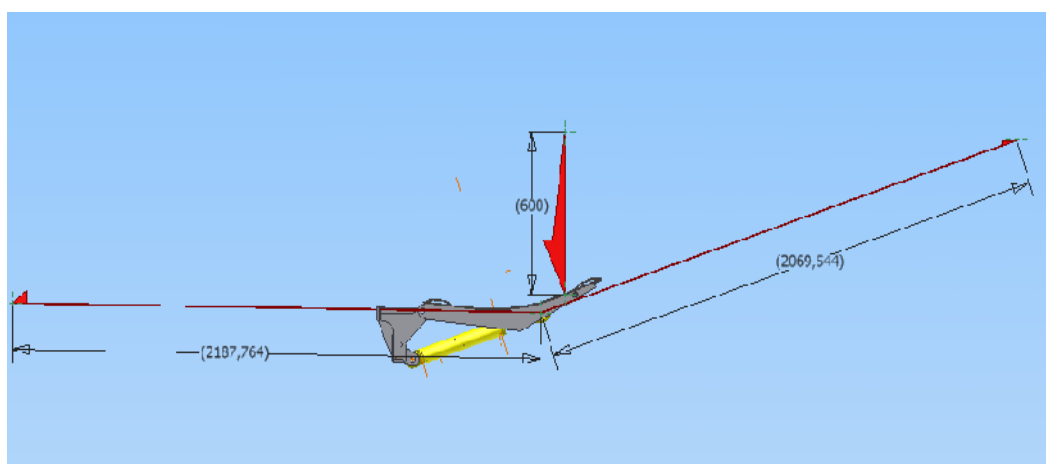
Výpočet vzorec po vzorci by byl analogický tomu předešlému. Nutno podotknout, že takové grafické řešení je velmi rychlé a pomocí elementárních geometrických a vektorových znalostí lze velmi rychle a přehledně vypočítat celkem složité úlohy, aniž by se člověk ztrácel v záplavě výpočtů a různými indexy označených sil.

Pochopitelně podobně přehledně si lze údaje vyjádřit v např. MATLABu, ovšem...2D CAD je konstruktérovi zkrátka blíže (ačkoliv znalost MATLABu je také minimálně slušností).

Velmi výhodně, pokud je konstruktér zvyklý pracovat s grafickými počty, se jeví případ, kdy ve 3D modeláři konstruktér popíše nějakou závislost nebo mechanismus náčrtem, správně zavazbí elementy náčrtu, okótuje, hodnoty kót nadefinuje jako parametry a s těmi posléze může pracovat a lze si namodelovat těleso vektoru výsledné síly a podle změn vstupních parametrů modelu se bude délka vektoru měnit tak, jak se bude měnit parametr vzniklý okótováním grafického řešení v náčrtu.

Touto metodou byl vyšetřen velmi jednoduše i tento případ a jedním parametrickým tělesem a jedním náčrtem rychle a přesně vyřešen rozbor včetně postihnutí změn.

Pomocí CAD programu se tedy lze vyhnout složité výstavbě diferenciálních rovnic. Tím ovšem významu a vážnosti matematického aparátu nesmí být ubráno.



Obrázek 11: 3D CAD model závislosti sil na pozici zdviže

Z netradiční analýzy bylo zjištěno, že potřebná síla HM je

$$F_{HM} = 20695,4 [N] \quad (50)$$

síla reakce

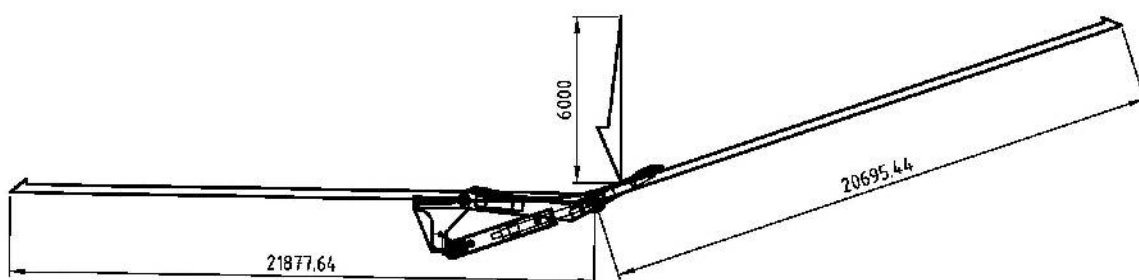
$$F_{AC} = 21877,6 [N] \quad (51)$$

což společně s (35) dává reakční sílu

$$F_A = F_{NA} + F_{AC} = 3065,6 + 21877,6 = 24943,2 [N] \quad (52)$$

v začepování A, které se ovšem dělí do dvou spojů.

Minimální síla HM je tedy ca 21 kN. Čepový spoj je nutné zkontrolovat a dimenzovat na sílu 25 kN. Není nutné brát vysoký koeficient bezpečnosti, neboť ze zobrazení silového působení je zřejmé, že k takové konfiguraci spíše nedojde, břemeno se bude daleko dříve valit směrem k menší páce a tím celý systém bude odlehčenější.



Obrázek 12: Zobrazení kalkulovaných extrémních silových poměrů

3.2.2 Volba HM zdviže, určení rychlosti výsuvu při průtoku stejném s hlavním pohonem

Z katalogu firmy Ulbrich hydromechanik byl vybrán HM s dostatečnou rezervou

2. UHN210 – 50x28x210 s činnou plochou

$$S_{21} = 1963 [mm^2] \quad (53)$$

čili jeho síla je rovna

$$F_{21} = 1963 \cdot 21 = 41223 [mm^2; MPa; N] \quad (54)$$

Tento motor má objem plnění pod pístem roven

$$V_{21} = S_{21} \cdot z_2 = 1963 \cdot 210 = 265230 [mm^3] \quad (55)$$

což je

$$V_{21} = 0,265 [dm^3] \quad (56)$$

Při rychlosti plnění (18) a (19) $0,459 [l.s^{-1}]$ by z jedné do druhé úvratě trval zdvih zhruba 0,5 [s]. To je pochopitelně nesmysl. V hydraulickém okruhu musí být vřazen škrťací ventil jako omezovač průtoku. Takto primitivní způsob omezení průtoku je volen s ohledem na nižší intenzitu provozu tohoto HM.

Stanovení průtoku za škrťacím ventilem vyjde z odhadu ideální doby nakládání

$$t_2 = 15 [s] \quad (57)$$

podle vztahu (5)

$$Q_{sv} = \frac{V_{21} \cdot 60}{t} = 1,06 [l.min^{-1}] \quad (58)$$

tedy potřebný průtok za škrťacím ventilem je $1 l.s^{-1}$.

Pro tuto regulaci byl vybrán 3 cestný škrťací ventil VRF-3V z nabídky firmy Hydrocom se stabilizací. Ventil umožňuje převedení přebytečného Q přes ventil do odpadní větve a tím nedochází ke zbytečnému ohřevu okruhu a přetěžování HG.

3.2.3 Dynamické účinky HM na zdviž

Pohyb zdviže konstantní rychlostí znamená namáhání systému a silové interakce přesně tak, jak bylo rozebráno. Je však ale zcela nepochybné, že při rozběhu (a brždění) se kromě zrychlení gravitačního bude projevovat právě zrychlení od pohonu, které vyvolá podle Newtonova zákona

$$F = m \cdot a \quad (21)$$

další silové zatížení. V celém předchozím výpočtu by se tedy síly a reakce nerovnaly 0, ale síle vypočtené jako redukované hmotnosti systému vynásobené zrychlením od HM.

Zrychlení od HM je vypočitatelné a závisí na tlakových spádech HG, HM a tlakových spádech odporů vedení.

Tento výpočet po konzultaci s vedoucím DP nebude proveden vzhledem k ostatním hlavním úkolům, ačkoliv pro správnou funkci by určitě byl potřeba, protože výsledné silové poměry mohou být překvapující. Je zde ponechán prostor pro praktické odzkoušení funkce mechanismu a popřípadě odstranění nedotatků na vyrobeném stroji.

3.3 Pevnostní a kontrolní výpočty

V tomto oddíle bude popsán a způsob přístupu k této nelehké otázce s pomocí [11] a [12]. Pevnostní výpočty v oblastech, kde lze aplikovat prutovou teorii, popřípadě v případech desek, je realizován pomocí analytických vztahů z absolutní přesností. Takových míst je ovšem velmi málo, takže vždy je situace složitější, popřípadě je převedena na jednoduchou úlohu. Tam, kde je nutné co nejvíce se topologií blížit složité reálné struktuře, nastupuje numerická metoda konečných prvků, která jako taková není nijak nová, ovšem razantního využití se dočkala s rozvojem výpočetní techniky. Její princip, kdy nerealizovatelné výpočty (při současném stupni poznání matematiky) jsou rozděleny na konečné množství výpočtů realizovatelných, přináší v případě ručního počítání velké množství otrocké práce, vyhovuje právě výkonným současným výpočetním strojům.

I tak je ale vždy výpočet realizován s konečnou přesností, je to vždy nějaká aproximace a pokud má být výpočet pomocí MKP proveden skutečně na úrovni a zodpovědně, musí být k němu velká zkušenost s používáním.

Už zadání okrajových podmínek, potom vyhodnocení, zadání elementů, práce se sítí...to jsou všechno problémy, které se dají jen těžko metodicky učit.

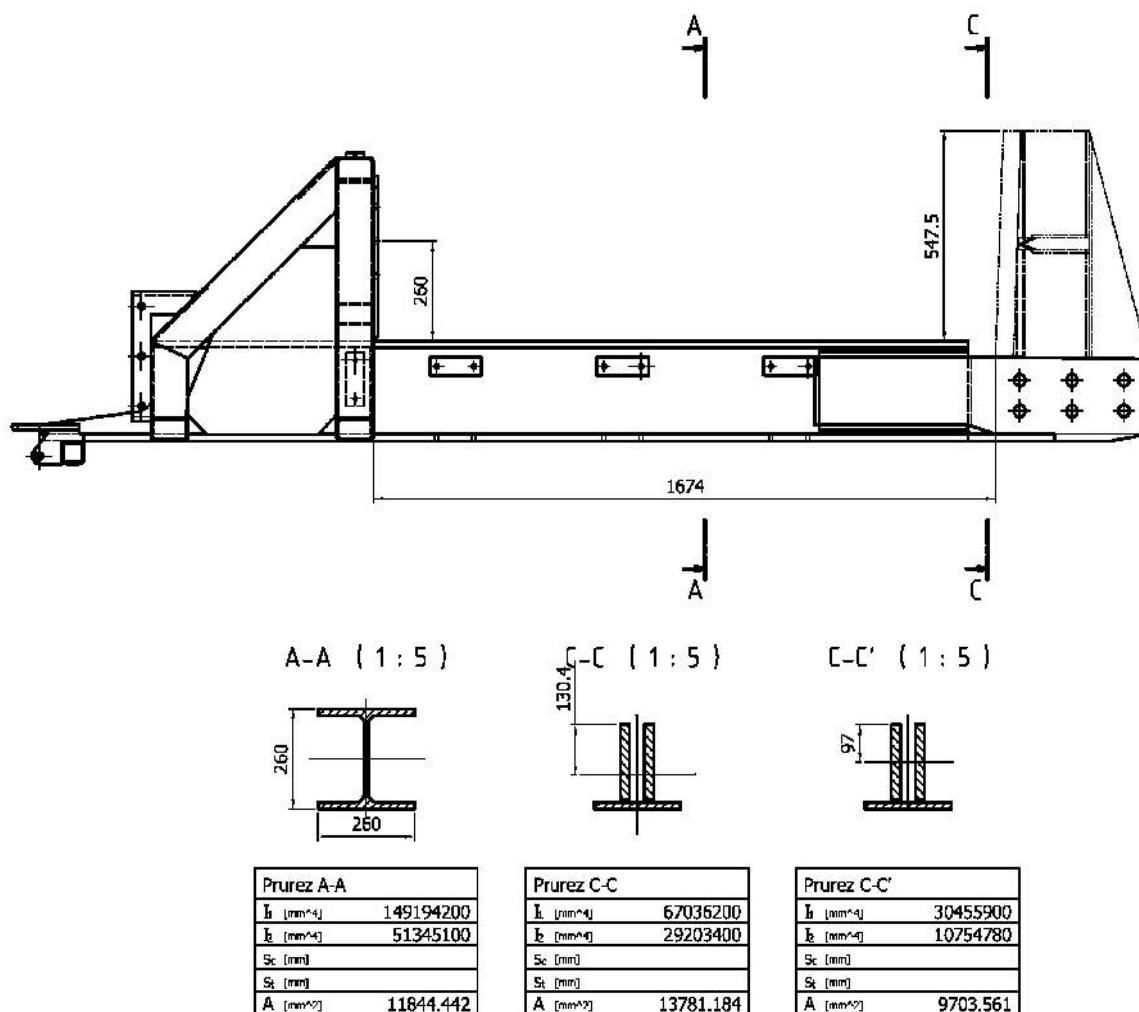
Celá problematika pevnostních výpočtů je komplikovaná, používá se poměrně složitý matematický aparát, je potřeba realizovat množství výpočtů, vše zvládnout udělat bez chyb a vždy reálnou situaci popsat matematicky právě na optimální úrovni zjednodušení.

Proto je pevnostní analýza zvláštní druh výpočtů a je vždy dobré, pokud je v konstrukčním týmu několik odborníků - v oblasti se neustále rozvíjejících specialistů .

3.3.1 Analytické pevnostní výpočty prvků konstrukce rámu

Rám je integrující součástí stroje. Všechny další komponenty a podsestavy jsou k němu připojeny.

Základní návrhovou analýzu pro volbu a kontrolu průřezů je možno udělat analyticky. Rám je na následujícím obrázku zobrazen v bokorysu s uvedenými nejdůležitějšími geometrickými vlastnostmi



Obrázek 13: Geometrická analýza rámu vzhledem k vyšetření VVÚ nosníku a krit. průřezu

Na obrázku 13 je znázorněna situace jako podklad pro pevnostní analýzu rámu. Rozměry a průřezové charakteristiky jsou získány z použitého CAD programu. Náčrtek již obsahuje analýzu nejen nosníku IPB260 (podle DIN 1025-2), ale i nebezpečného průřezu – v místě, kde spolu bude figurovat v nejnepříznivějším poměru M_o a W_o , a to ve dvou provedeních, jednou včetně spodní opěrné části, kde vzhledem k výšce neutrální osy existuje při nanašování pouze nanašování na tlak a proto má toto provedení smysl, ačkoliv se materiál nechová tak, jak by při průřezu C-C mohl a měl. Je tedy analyzován a posouzen i průřez C-C'.

Na dalším obrázku 14 jsou rozkresleny zatížení vůči rámu, kde figuruje pouze síla hlavního HM a její reakce na opačném konci rámu, je zakreslen prutový model s vyznačením průřezů.

Délky jednotlivých průřezů nejsou uvedené, jde jen o to ujasnit, že ramena tvořená nástrojem a stavbou okolo příruby nemají definovanou svůj průřez, protože poněkud výrazně nesplňují prutové předpoklady a výpočty, ve kterých by se tyto celky aproximovaly nějakým prutem by zřejmě vykazovaly nepřijatelnou chybu.

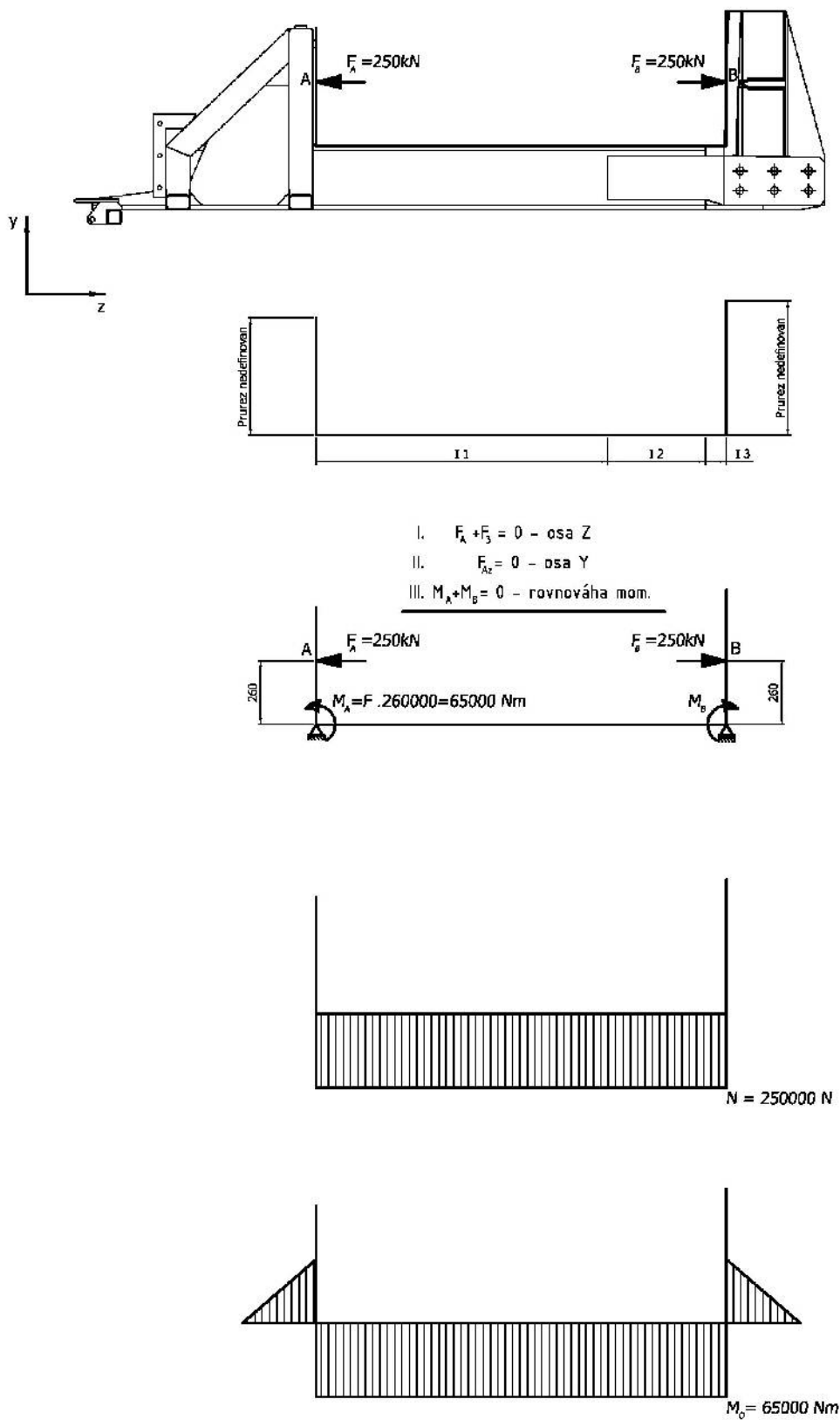
Celá prutová situace se tedy zjednoduší do pohého přímého prutu o třech průřezech, které byly popsány na předchozím obrázku.

Zatížení v prutu je ve směru normálovém od síly HM

$$F_A = F_B = F_{HM} = 250000 \text{ [N]} \quad (59)$$

a ohybový moment konstantní v celém průřezu od dvou krajních momentů, jejichž velikost je

$$M_A = M_B = M_o = 0,26 \cdot 250000 = 65000 \text{ [Nm]} \quad (60)$$



Obrázek 14: Zatížení, rozložení průřezů, uvolnění a VVÚ

Počítat redukované napětí bude tedy zapotřebí v profilu IPB pro formální správnost a pro kontrolu kritického místa v místě, kde celý nosník tvoří pouze dva svěrné pásy oceli.

3.3.1.1 Výpočet redukovaného napětí v profilu IPB 260

Zatížení profilu je podle předchozího obrázku kombinované, tvořené normálovou silou $N = 250000 [N]$ a ohybovým momentem $M_o = 65000 [Nm]$.

Podle obrázku 13 je charakteristika profilu vzhledem k ohybovému napětí a napětí v tahu

$$I_{A-A}^1 = 149194200 [mm^4] = 149194200 \cdot 10^{-12} [m^4] = 1,492 \cdot 10^{-4} [m^4] \quad (61)$$

$$A_{A-A} = S_{A-A} = 11844,442 [mm^2] = 11844,42 \cdot 10^{-6} = 0,0118 [m^2] \quad (62)$$

Napětí od N je tedy

$$\sigma_N = \frac{F}{S_{A-A}} = \frac{250000}{0,012} = 21,1 [MPa] \quad (63)$$

a napětí od MO je

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{I_{A-A}^1}{e}} = \frac{65000}{\frac{1,492 \cdot 10^{-4}}{0,13}} = 56,6 [MPa] \quad (64)$$

Redukované napětí od ohybu a tahu je prostým součtem těchto hodnot, tedy

$$\sigma_{reduk} = \sigma_N + \sigma_o = 21,1 + 56,6 = 77,7 [MPa] \quad (65)$$

Vzhledem k tomu, že profil IPB je k dostání z běžné konstrukční svařitelné oceli S235, u které je

$$R_e = 235 [MPa] \quad (66)$$

pak při volbě koeficientu bezpečnosti 1,6

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{1,6} = 146,9 [MPa] \quad (67)$$

tudíž redukované napětí je dalece pod maximálním dovoleným napětím.

3.3.1.2 Výpočet redukovaného napětí v kritickém průřezu svěrných pásnic

Zatížení podle je v místě kritického průřezu stejné, jako v předchozím případě, jak snadno lze vyčíst z předchozích schémat.

Oproti minulému, velmi příjemně vyjduvšímu případu je však razantně snížena kvadratická plocha průřezu, který je

$$I_{C-C'}^1 = 30455900 [mm^4] = 30455900 \cdot 10^{-12} [m^4] = 3,046 \cdot 10^{-5} [m^4] \quad (68)$$

a tedy se sníží i plocha průřezu

$$A_{C-C'} = S_{C-C'} = 9703,6 [mm^2] = 9703,9 \cdot 10^{-6} = 0,0097 [m^2] \quad (69)$$

Napětí normálové síly

$$\sigma_N = \frac{F}{S_{C-C'}} = \frac{250000}{0,010} = 25,8 [MPa] \quad (70)$$

a napětí od ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{oC-C'}} = \frac{M_o}{\frac{I_{C-C'}^1}{e}} = \frac{65000}{\frac{3,046 \cdot 10^{-5}}{0,097}} = 207 [MPa] \quad (71)$$

Redukované napětí vyjde

$$\sigma_{reduk} = \sigma_N + \sigma_o = 25,8 + 207 = 232,8 [MPa] \quad (72)$$

což je o poznání více, než v předchozím případě, ovšem volbu materiálu svěrných pásnic lze uskutečnit z mnohem širší nabídky, lze vybrat materiál až (v extrémním případě) s $R_e > 1000 \text{ MPa}$ v případě nabídky materiálu Weldom.

Pásnice je tedy nutné vyrobit z pevnějšího svařitelného materiálu podle EN 10025-6 S690QL (W. Nr. 1.8928), který dosahuje

$$R_e = 690 [MPa] \quad (73)$$

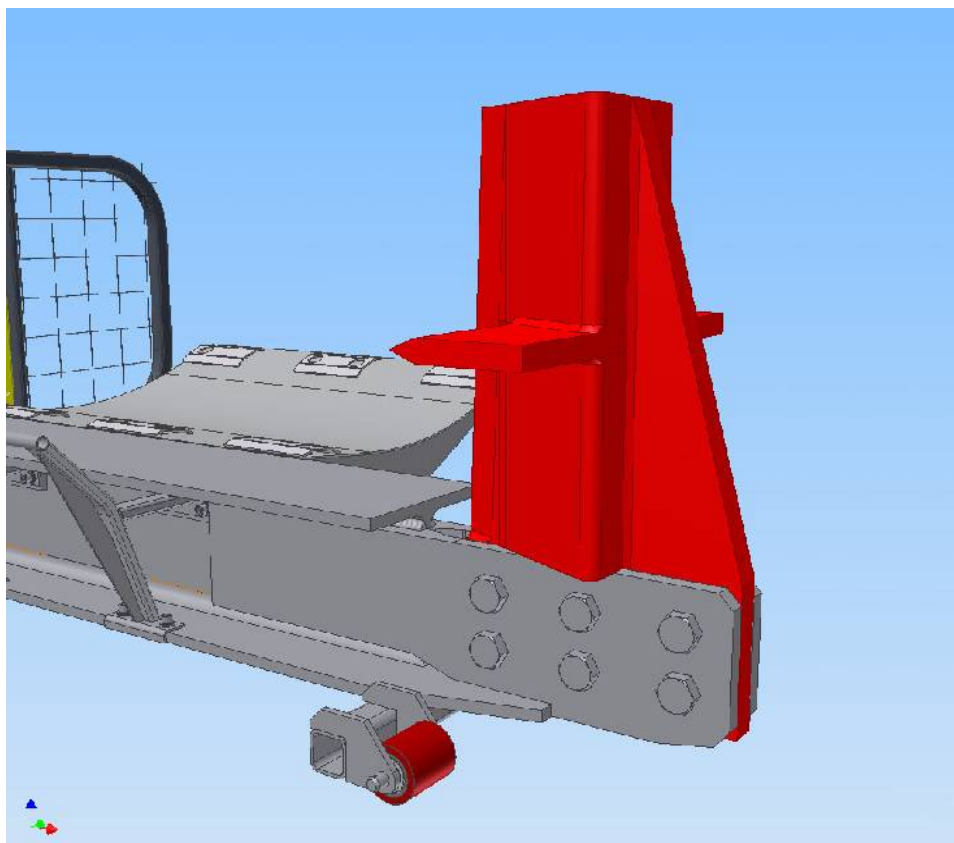
a lze předpokládat, že bude vyvážen vysokými čísly v nákladových položkách. Je ovšem jasné, že hmotnostně a principiálně vychází takto připojení (svěrný spoj) nástroje velice elegantně a investice se z tohoto hlediska vyplatí (snad).

Opět tedy

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{1,6} = 431,25 [MPa] \quad (74)$$

a tedy materiál s výraznou rezervou odolá daným zatížením. Rezerva v pevnosti, daná volbou velmi ušlechtilého materiálu je vyvážena vrubem a přítomností koncentrátorů a těžko postihnutelné předepjatosti v místě od šroubového spoje.

Tedy téměř 2x vyšší redukované napětí proti dovolenému není tak optimistické, jak vypadá tento výpočet.



Obrázek 15: Detail svěrného spoje a místa kritického průřezu

3.3.2 Pevnostní výpočty pomocí MKP

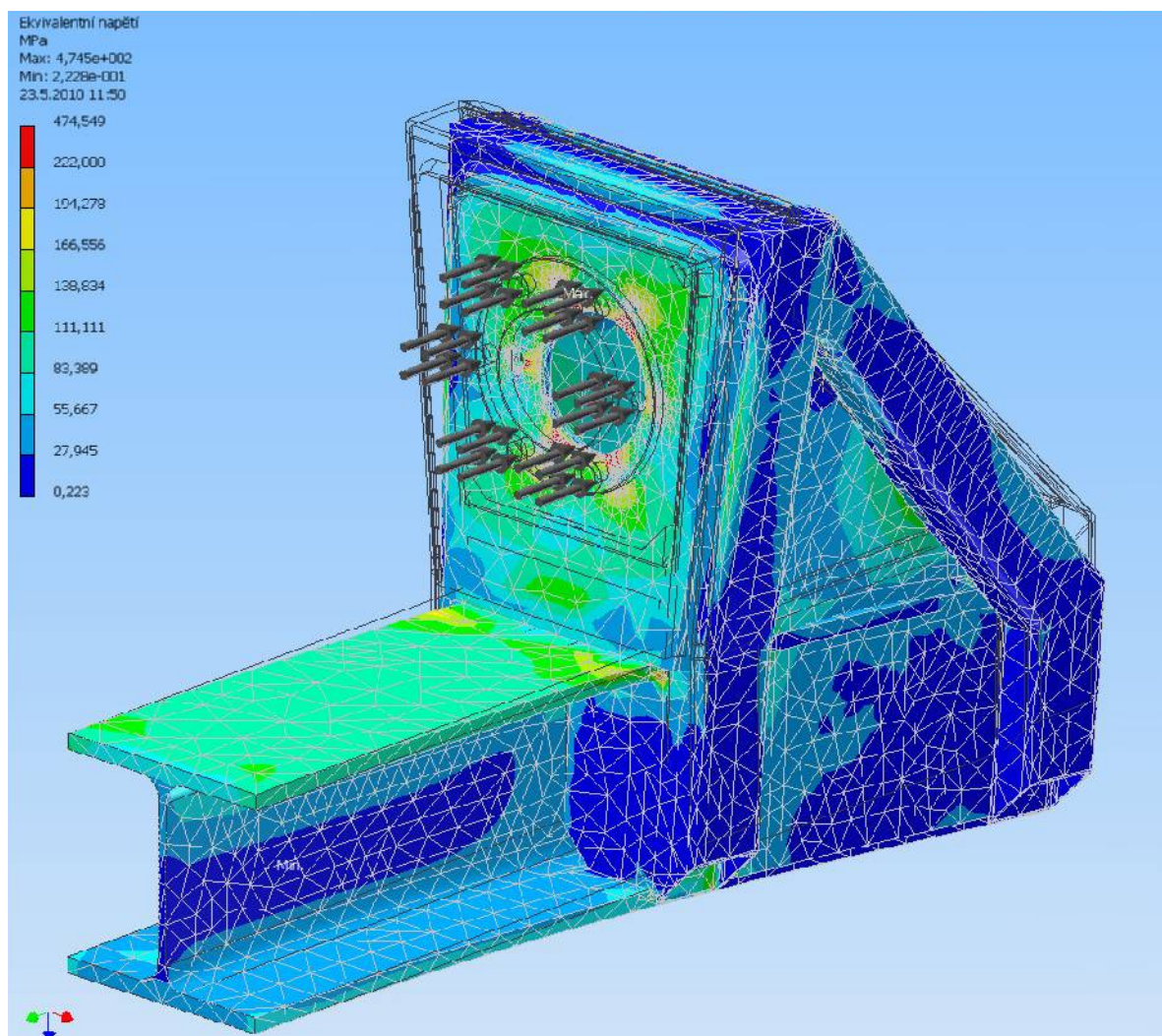
Pevnostní výpočty pomocí MKP přinesly do stavby strojů poměrně zlom. Mnohé složité spoje, tvary a konstrukce, které bylo v historii nutné všelijak obcházet a modelovat různými prostředky, se nyní daří pevnostně analyzovat na dosti vysoké úrovni přesnosti a spolehlivosti. Znamená to často výraznou úsporu materiálu, optimalizací tvarů a ponechání skutečně jen nezbytně nutného „množství“ nosných objemů.

Tím by se ovšem přínos MKP omezil pouze na pevnostní výpočty. Principu MKP (který není cílem této práce popsat) lze využít v mnoha dalších technických odvětvích.

V současné době se mluví často o tzv. multifyzikálních výpočetních analýzách. Pojem multifyzikální nejen že zní velmi fundovaně a umí vytvořit zdání zasvěcenosti, zároveň ale opravdu vystihuje výpočetní možnosti těchto softwarů.

MKP výpočty komponentů tohoto stroje měly být realizovány pomocí opravdového nástroje ANSYS. Nezbyl ovšem nakonec žádný prostor k práci na stanici vybavené tímto vyspělým systémem. Proto MKP analýzy v této práci jsou tvořeny pomocí vloženého modulu pevnostních výpočtů v prostředí Autodesk Inventor Professional 11.

3.3.2.1 Analýza stavby pro montáž příruby hlavního HM



Obrázek 16: První vizualizace výsledků analýzy podle vých. nastavení

Tato část konstrukce rámu byla již od samého začátku řešena s ohledem na co nejvyšší přenos enormních sil. Inspirována byla konstrukcí konzolí zajišťujících montáž tlumičů přední nápravy u autobusů SOR.

Kontrolou prvního výsledku z MKP byla zjištěna nedostatečná síla plechu, který zajišťuje kontakt s přírubou.

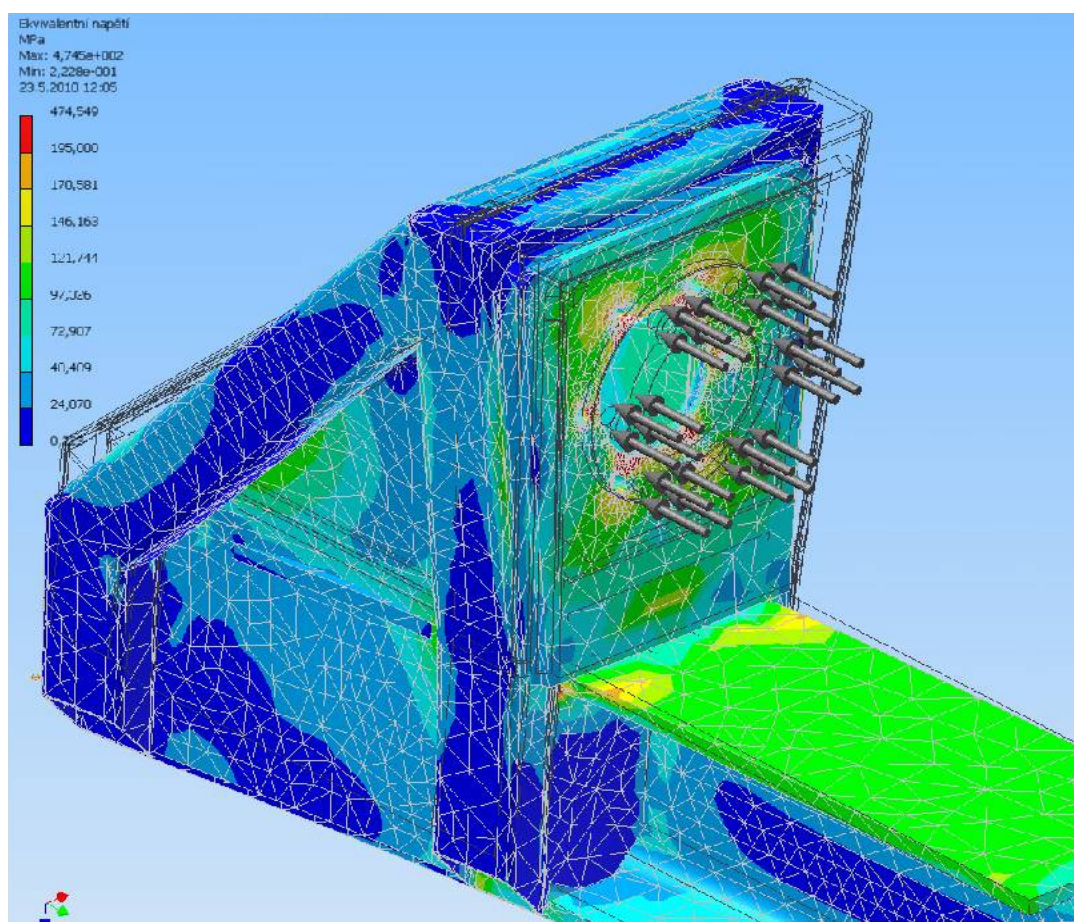
Napětí v kritických místech překračovalo $700 [MPa]$, což je příliš mnoho. Zesílením plechu z 16 mm na 20 a přidáním výztuží, které zlepšují poměry pro přenos napětí z plechové desky do profilové konstrukce byly napěťové špičky na těchto přechodech eliminovány na přijatelné minimum.

Co se však nepodařilo - odstranit enormní vliv kontaktního tlaku v místě otvoru pro HM a otvorů pro montážní šrouby.

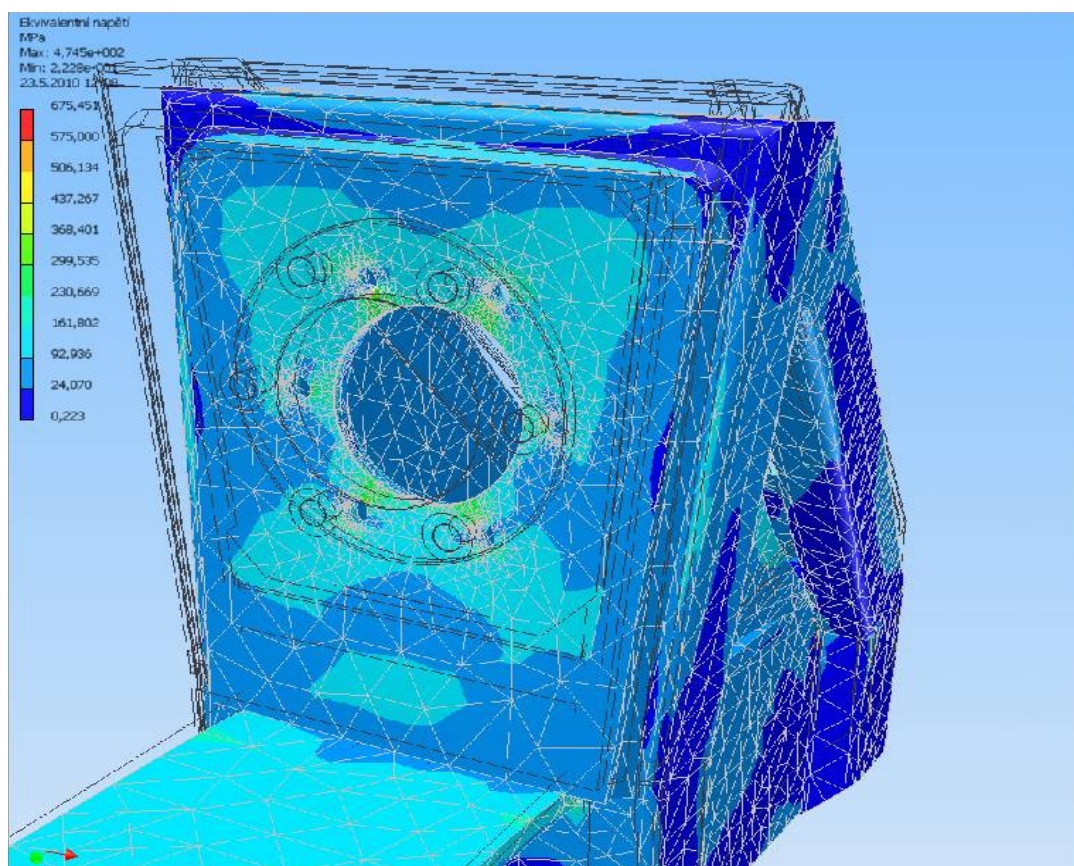
Napětí se neustále blíží hodnotě $485 [MPa]$. Vzhledem k tomu, že se jedná o ne zrovna náročný díl z jednoho kusu laserového výpalku, bylo po mnohém zkoušení rozhodnuto použít, stejně jako v případě svěrného spoje, ušlechtilý materiál S690, který lze se zbytkem konstrukce svařit a zabezpečit dlouhou životnost v místě koncentrací napětí vzniklých poměry montážní geometrie.

Za zvážení by jistě stálo vyrobit tento díl také z levnější oceli, např. S460 nebo S355 a tuto poté testovat přímo při výrobě. V případě viditelných potíží při blížení se k limitním silovým podmínkám by nebyl až takový problém desku nahradit. Vyšší dílenská náročnost by mohla vyvážit nákup drahého materiálu.

Výsledek jednoduché analýzy ovšem hovoří pro použití materiálu s vysokým Re.



Obrázek 17: Pohled na zvýraznění napětí blízkém se limitním v nosníku IPB



Obrázek 18: Spektrum napětí posunuto s ohledem na limitní napětí materiálu S690

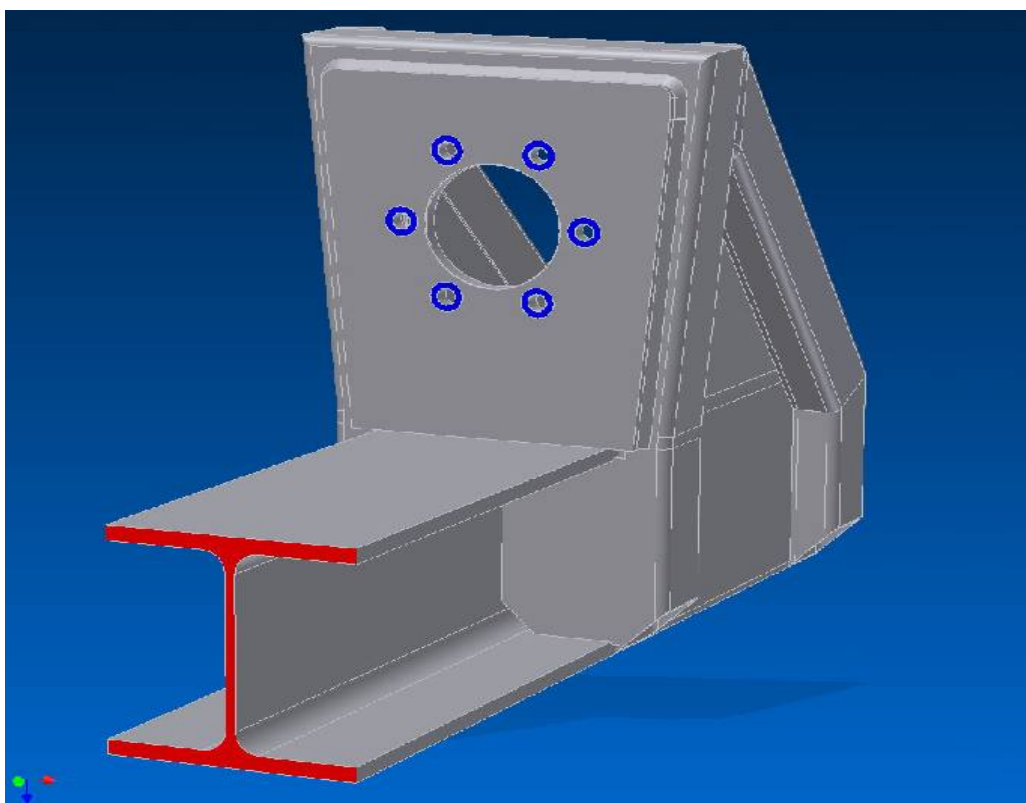
3.3.2.1.1 Okrajové podmínky této úlohy

Okrajové podmínky vazeb byly voleny s ohledem na analyticky počítaný nosník, který by pro výpočtový model zkrácen a ve svém průřezu zavazben pevně, tj. všem uzlovým bodům na této ploše byl zakázán jakýkoliv pohyb.

Na 600mm od této vazby určitě došlo k dobrému eliminování všech neblahých vlivů plynoucích z povahy této de facto nereálné vazby.

Na přírubovém plechu byly vytvořeny geometrie reprezentující kontaktní plochy s podložkami montážních šroubů. Síla hlavního HM byla podělena 6, čili existuje tu předpoklad rovnoměrného rozložení sil do všech šroubů a každá výsledná částečná síla ještě podělena plošným obsahem každé jedné plošky. Tím vyšlo pro každou plošku kontaktní napětí 57MPa a opětovným převedením na výslednou sílu by se zpětně došlo k celkové síle 250 kN.

Podmínky jsou to zcela jistě zjednodušující, oboustranně figurující napětí od sevření šrouby (81000N od každého z obou stran) bylo také analyzováno a shledáno, že celkový výsledek bude ovlivněn pouze mírně díky vzájemné eliminaci.



Obrázek 19: Okrajové podmínky - červené - pevná vazba celé ploše, modře - kontaktní tlak normálový k ploše desky o vel. 57 MPa pro každou plošku

3.3.2.1.2 Závěrečná zpráva analýzy

Výsledky analýzy je výhodné na závěr přehledně shrnout::

Tabulka s obecnou charakteristikou modelu

Kóty ohraničujícího kváдру	462,3 mm 1200 mm 739,1 mm
Hmotnost součásti	207,7 kg
Objem součásti	2,645e+007 mm ³
Nastavení přesnosti sítě	100
Uzly	77232
Prvky	42036

Tabulka charakteristiky oceli. Re a Rm není uvedeno, neboť se jedná o svarek z více kusů. Exponovanější komponenty jsou zhotoveny z kvalitnější oceli, nežli ty méně namáhané. Oceli jsou vzájemně svařitelné.

Ocel

Youngův modul	2,1e+005 MPa
Poissonova konstanta	0,3
Měrná hmotnost	7,85e-006 kg/mm ³
Mez v kluzu	235 - 690, MPa
Mez pevnosti v tahu	-, - MPa

Tabulka s uvedením okrajových podmínek zatížení a vazeb

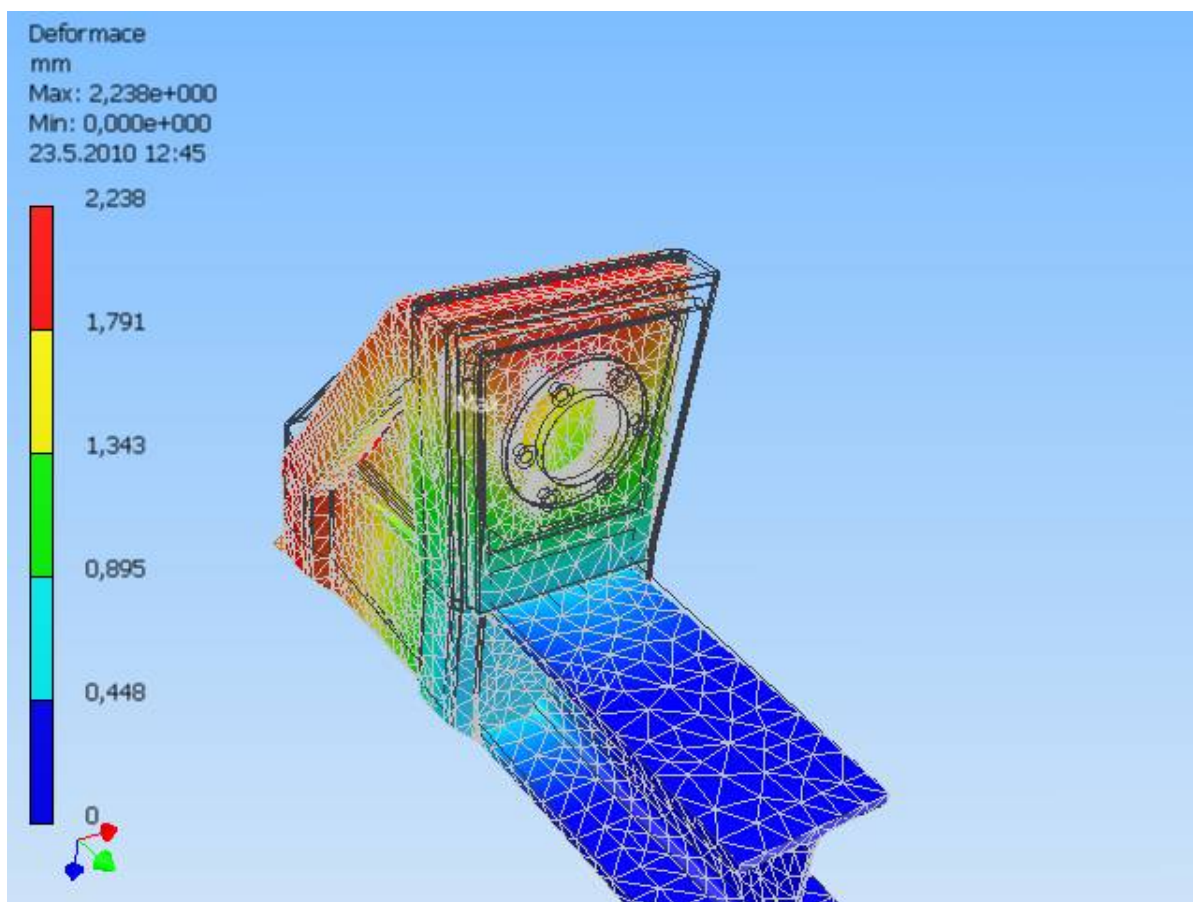
Definice zatížení a vazeb

Název	Typ	Velikost	Vektor
Tlak 1	Povrch - tlak	57, MPa	Nepoužito
Pevná vazba 1	Povrch – pevná vazba	0, mm	0, mm 0, mm 0, mm

Tabulka s uvedenými hodnotami napětí

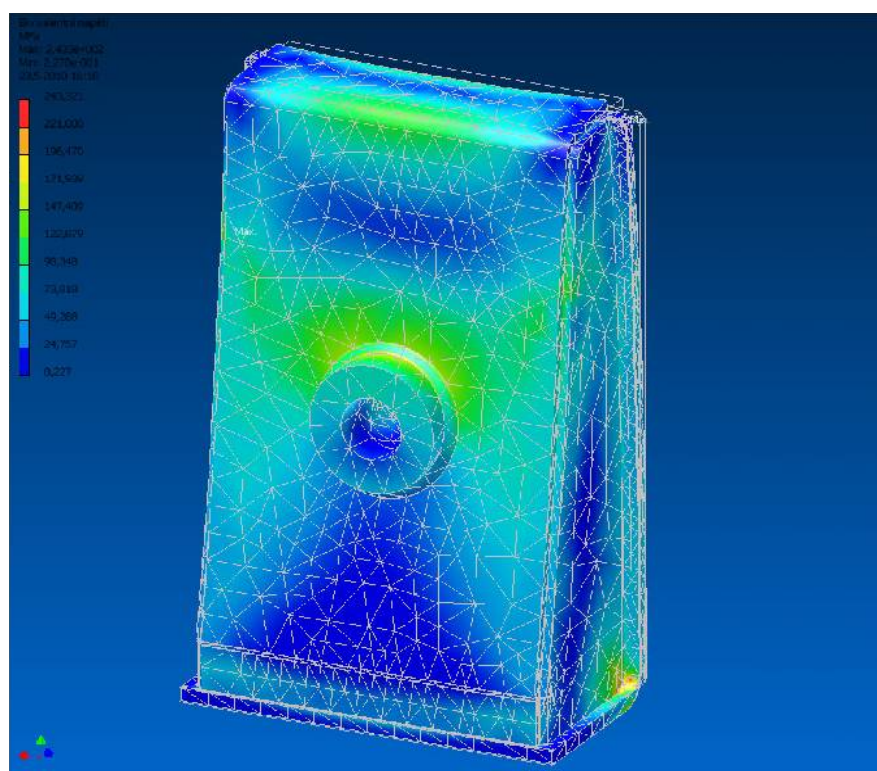
Konstrukční výsledky

Název	Minimum	Maximum
Ekvivalentní napětí	0,2228 MPa	474,5 MPa
Maximální hlavní napětí	-63,41 MPa	333,2 MPa
Minimální hlavní napětí	-508,9 MPa	78,04 MPa
Deformace	0, mm	2,238 mm
Koeficient bezpečnosti	-, -	-, -

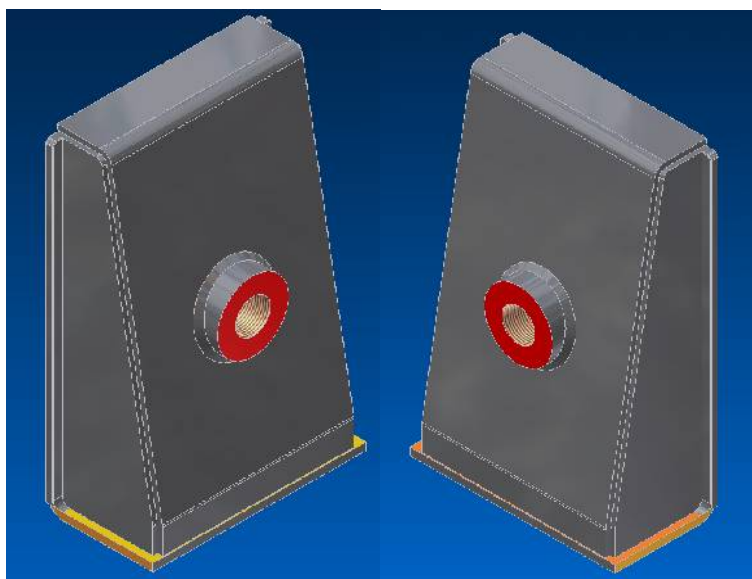


Obrázek 20: Vizualizace a výpis deformací vlivem zatížení

3.3.2.2 Analýza beranu



Obrázek 21: Beran - pohled na kontaktní část pístnice



Obrázek 22: Zobrazení vazeb - červeně - pevná vazba, uzlové body plochy mají zakázaný jakýkoliv pohyb, oranžově - vazba posuvná - uzlové body plochy mají dovolen tečný pohyb

Problematika analýzy beranu je zhotovena pouze stručně, bez dalších komentářů, jedná se o analogii analýzy předchozí.

Otázky a komentáře k provedení analýzy jsou zodpovězeny v následujícím samostatném bodě.

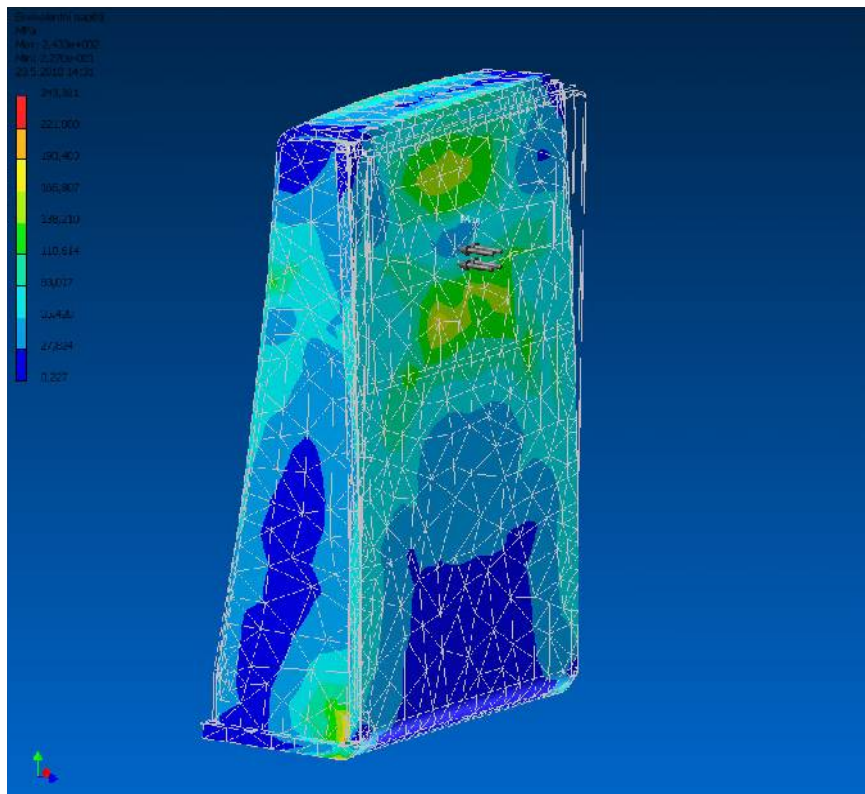
Vazební podmínky – mají simulovat uchycení beranu na závitu pístnice a vedení po IPB nosníku.



Obrázek 23: Zobrazení zatížení beranu silami

Zatížení silami – za úkol má simulovat neideální rozložení kontaktu s polenem. Proto je vytyčena v horní polovině pracovní plochy separátní plocha, na kterou je definován rovnoměrný tlak úměrný ploše tak, aby výsledná síla byla 250kN.

3.3.2.2.1 Výsledky analýzy – zpráva



Obrázek 24: Rozložení napětí v beranu - kontaktní plocha polene

Tabulka s obecnou charakteristikou modelu

Kóty ohraničujícího kváдру	340 mm 518 mm 165 mm
Hmotnost součásti	62,5 kg
Objem součásti	7,978e+006 mm ³
Nastavení přesnosti sítě	59
Uzly	28622
Prvky	16065

Tabulka charakteristiky oceli. Re a Rm není uvedeno, neboť se jedná o svarek z více kusů. Exponovanější komponenty jsou zhotoveny z kvalitnější oceli, nežli ty méně namáhané. Oceli jsou vzájemně svařitelné [13].

Ocel

Youngův modul	2,1e+005 MPa
Poissonova konstanta	0,3
Měrná hmotnost	7,85e-006 kg/mm ³
Mez v kluzu	355 MPa
Mez pevnosti v tahu	-, - MPa

Tabulka s uvedením okrajových podmínek zatížení a vazeb

Definice zatížení a vazeb

Název	Typ	Velikost	Vektor
Tlak 1	Povrch - tlak	3,8 MPa	Nepoužito
Pevná vazba 1	Povrch – pevná vazba	0, mm	0, mm 0, mm 0, mm
Ideální vazba 1	Povrch – ideální vazba	-	-
Ideální vazba 2	Povrch – ideální vazba	-	-

Tabulka s uvedenými hodnotami napětí

Konstrukční výsledky

Název	Minimum	Maximum
Ekvivalentní napětí	0,227 MPa	243,3 MPa
Maximální hlavní napětí	-70,57 MPa	294,1 MPa
Minimální hlavní napětí	-270,7 MPa	40,62 MPa
Deformace	0, mm	0,8904mm
Koeficient bezpečnosti	1,46	-, -

3.3.3 Výpočty pomocí jiných nástrojů

V dnešní době pomáhají konstruktérovi při jeho duševně nelehké práci nejen CAD programy, MKP nástroje samostatné, nebo včleněné do CADů, simulační nástroje jako je např. Simmechanics knihovna prostředí Simulink, ale i nástroje usnadňující strojní návrhové výpočty podle příruček a směrnic. Takovým nástrojem je i MitCALC, což je vlastně knihovna výpočtů a vztahů používaných ve strojírenství v prostředí EXCEL, s vytvořeným uživatelským rozhraní.

Výpočet je rychlý a efektivní, není potřeba dlouze listovat strojními příručkami. Velkou nevýhodou je ovšem spolehnout se na něco, co tvořil někdo jiný a je tedy nutné být obezřetný. Kvůli této nevýhodě ovšem autoři MitCALCu vydali souborný návod, který kromě vysvětlujícího textu k jednotlivým polím obsahuje i teroretické pozadí a všechny realizované vztahy.

3.3.3.1 Výpočet předepjatého spoje mezi rámem a nástrojem

U nástroje je dobré, pokud je vzhledem k tomu, že se hodně opotřebovává a tedy brousí, výměnný, čili rozebíratelně uchycený.

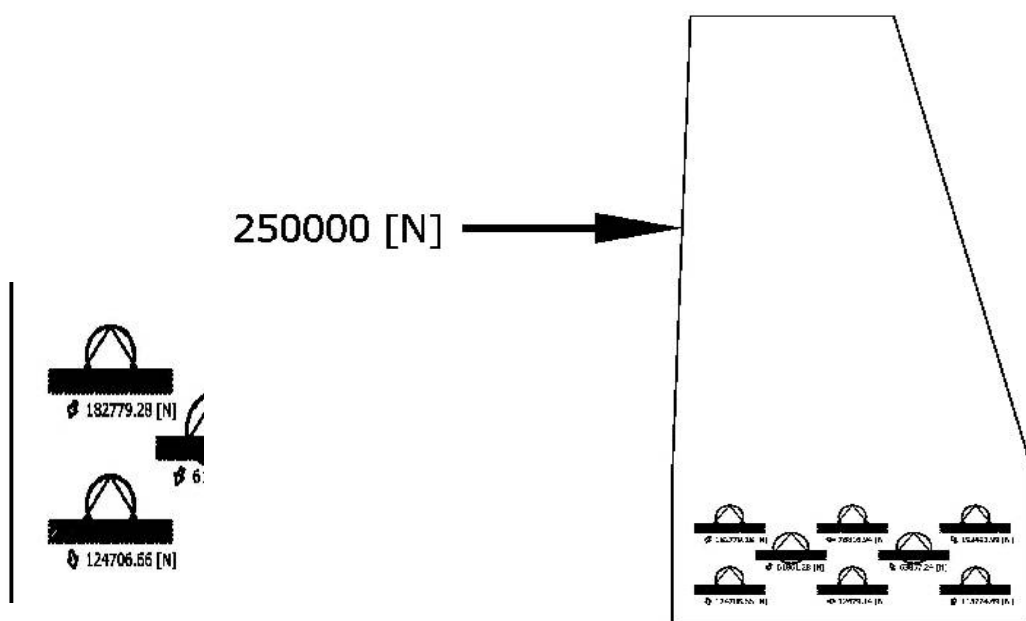
Už bylo mnohkrát při jiných výpočtech uvedeno, že v místě uchycení nástroje panuje mimořádně vysoké přenosy sil a zatížení, posuvná síla HM je (10) 257,7 [kN] podle geometrie pístu HM, redukováno na jmenovitou sílu pomocí pojišťovacího ventilu na 250 [kN]. Výška středu nástroje nad svěrným spojem je

$$300 \text{ [mm]} \quad (75)$$

což činí výsledný moment ve spoji

$$70000 \text{ [Nm]} \quad (76)$$

Pomocí řešiče v AutoCAD PowerPack byl zjištěn následující poměr sil ve spoji:



Obrázek 25: Rozložení sil ve spoji nástroje

Z obrázku snadno vyčteme, že síla v 8 šroubových spojkách je v průměru

$$100000 \text{ [N]} \quad (77)$$

a tím již obdržíme všechny důležité údaje pro zadání výpočtu do sešitu MitCALC.



Předeprjatý šroubový spoj

i Výpočet bez chyb.

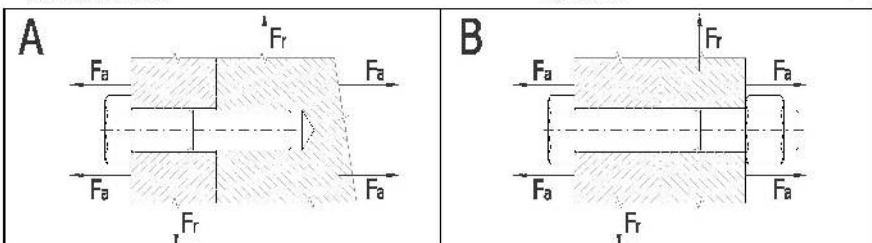
ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatižení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2	Režim zatižení, typ spoje	
1.3	Provedení šroubového spoje	B ... Spojení součástí průchozími šroubami s matiči
1.4	Zatižení šroubového spoje	Zatižení kolmé na osu šroubu
1.5	Průběh zatižení	Míjivé zatižení



1.6 Zatižení spoje

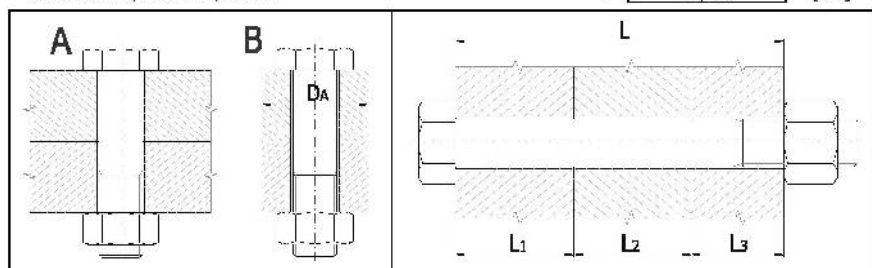
1.7	Maximální osová síla	F_{max}	0,00	[N]
1.8	Minimální osová síla	F_{min}	0,00	[N]
1.9	Maximální radiální síla	F_r	100000,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1	Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_0	1,000	
2.2	Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_1	1,000	
2.3	Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	r_s	1,200	
2.4	Součinitel tření v závitech	μ_L	0,150	
2.5	Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_L	0,150	
2.6	Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_q	0,200	
2.7	Uvažovat přídavná ohybová napětí	Ano		
2.8	Úhlová vychylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.9	Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje	Ne		
2.10	Provozní změna teploty šroubu	ΔT_h	38,9	[° C]
2.11	Provozní změna teploty spojovaných částí	ΔT_m	50,0	[° C]
2.12	Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	Ne		
2.13	Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje	ΔL	0,1270	[mm]

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

3.1	Provedení spojovaných částí	A ... Deska	
3.2	Počet sevřených částí	i	3
3.4	Celková výška sevřených částí	L	90 000 [mm]



3.5		L_1	E	α	P_0	Materiál	ČSN
	Část 1	25,000	206000	11,5	1080	Legovaná ocel 16343	
	Část 2	40,000	206000	11,5	1080	Legovaná ocel 16343	
	Část 3	25,000	206000	11,5	1080	Legovaná ocel 16343	

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 Předběžný návrh minimálních průměrů závitu

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M90	M72	M64	M56	M48	M48	M42	M42
MF	M90	M64	M56	M56	M48	M48	M42	M36
UNC	3 1/2	2 3/4	2 1/2	2 1/4	2	2	1 3/4	1 1/2
UNF							1-1/2	1-1/2
UNEF					1-3/4	1-3/4	1-1/2	1-3/8

4.2 Materiál šroubu

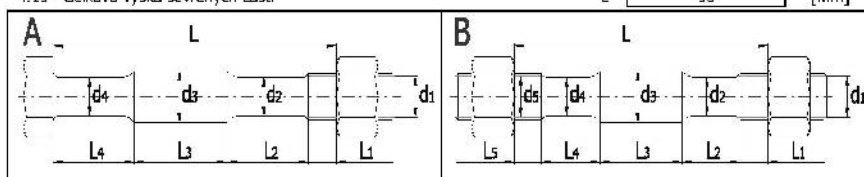
4.3	Pevnostní třída šroubu		ISO 12.9	ISO
4.4	Modul pružnosti v tahu	E	206000	[MPa]
4.5	Mez pevnosti v tahu	R_m	1220	[MPa]
4.6	Mez kluzu	$R_{p0.2}$	1100	[MPa]
4.7	Součinitele tepelné roztažnosti	α	11,5	[10 ⁻⁶ /°C]
4.8	Hustota	ρ	7830	[kg/m ³]

4.9 Parametry závitu

4.10		Typ závitu	Metrický zvit - jemný	
4.11		Velikost závitu	M3G	
4.12		Velký průměr závitu šroubu	d	36,0000 [mm]
4.13		Rozteč závitu	p	2,0000 [mm]
4.14		Malý průměr závitu šroubu	d _r	33,5460 [mm]
4.15		Střední průměr závitu šroubu	d _m	34,7010 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

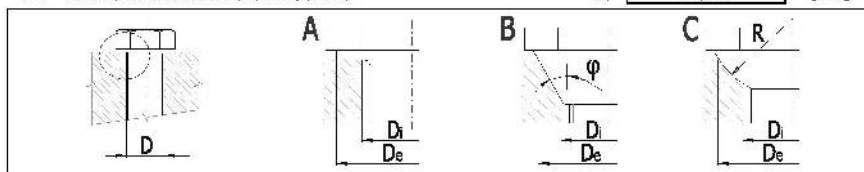
- 4.17 Typ šroubu A ... Průchozí šroub s hlavou a maticí
 4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem i 1
 4.19 Celková výška sevřených částí L 90 [mm]



4.20 Úsek šroubu	1	2	3	4	5	6
4.21 Délka úseku L_i	90,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
4.22 Průměr úseku d_i	34,124	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

4.23 Geometrie spoje

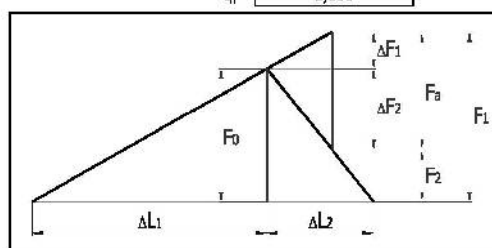
4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu A ... Mezikruhová styková plocha ☒	
4.25 Průměr díry pro spojovací šroub	D 37,000 [mm]
4.26 Vnější průměr dosedací (stýkové) plochy	D_e 55,000 [mm]
4.27 Vnitřní průměr dosedací (stýkové) plochy	D_i 37,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 ☒ Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje		
5.2 Tuhost spojovacího šroubu	c_b	1597952,73 [N/mm]
5.3 Tuhost sevřených částí	c_m	5429133,53 [N/mm]
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	c_1	1597952,73 [N/mm]
5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	c_2	5429133,53 [N/mm]
5.6 Montážní předpětí šroubového spoje		
5.7 Max. malá osová složka provozní síly	F_a	0 [N]
5.8 Max. malá radiální složka provozní síly	F_r	100000 [N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{minir}	500000 [N]
5.10 Část osové složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	0,00 [N]
5.11 Část osové složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	0,00 [N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	500001,0 ☒ [N]
5.13 Uťahovací moment	M	3189,48 [Nm]
5.14 Silové poměry zatíženého spoje		
5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{HT}	0,00 [N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00 [N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_2'	500001,00 [N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	500001,00 [N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	500001,00 [N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	0,000
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,000



6.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje.

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje		
6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osové síly	σ	565,72 [MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od uťahovacího momentu	τ	197,57 [MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	67,01 [MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{rec}	719,34 [MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100 [MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	1,53
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu		
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (maticí) šroubu	p	384,43 [MPa]
6.10 Dovolovaný tlak v krajní sevřené části	p_D	1080 [MPa]

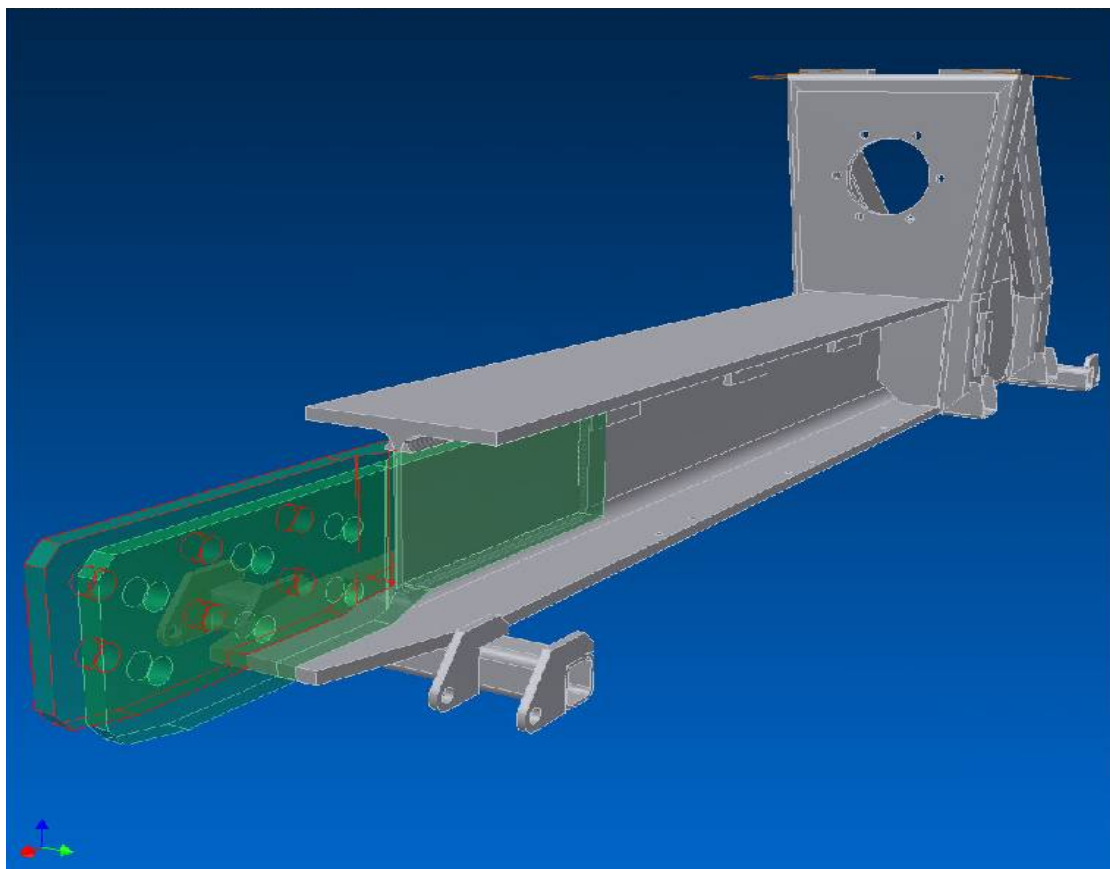
7.0 ☐ Grafický výstup, CAD systémy

Z předchozích dvou stran, které jsou přímým výstupem ze sešitu MitCALC vyplývá, že enormnímu zatížení pomocí ryze předpjatého spoje lze odolat v případě 8xM36 v pevnostní třídě ISO12.9.

3.3.3.2 Výpočet svarového spoje mezi svěrnými pásnicemi a profilem IPB260

Další využití tohoto nástroje lze aplikovat na výpočet délky přesahu obou pásovic na středním nosníku I profilu.

Svary jsou předpokládány po celém obvodu pásovic s výjimkou konce profilu, kde není možné z prostorových důvodů svar realizovat. Velikost koutového svaru je 10 mm, čili se jedná o svar velikosti a10.



Obrázek 26: Zobrazení popisovaného uzlu

Z následujícího sešitu MitCALC je zřejmé, že navrhovaný svar by bohatě stačil mnohem kratší. Takováto rezerva ve spoji bude jistě výhodná vzhledem k dobrému přenosu sil a momentů z pásovic do profilu. Navíc svarový spoje je kritickým místem všech konstrukcí a pokud jej konstruktér může navrhnout s výraznou rezervou bez zásadních problémů a zbytečných opatření, není důvodu důsledně splňovat strojírensky obvyklou míru bezpečnosti 1,6.



Výpočet svarových spojů

i

☐ Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Základní parametry výpočtu, materiál spoje

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Použitá výpočetní metoda**

1.3 ☐ Základní výpočtová metoda

1.4 Požadovaná bezpečnost na mezi kluzu

FSy 1,50

1.5 ☐ Metoda převodních koeficientů

1.6 Požadovaná bezpečnost na mezi kluzu

FSy 1,50

1.7 ☒ Metoda dovolených napětí

1.8 Požadovaná míra bezpečnosti

FS 1,50

1.9 **Materiál spojovaných částí**

1.10 Materiálová norma

EN

1.11 Konstrukční ocel EN 10113-3:1993 S460ML

1.12 Mez pevnosti v tahu

Rm

530

[MPa]

1.13 Mez kluzu

Re

460

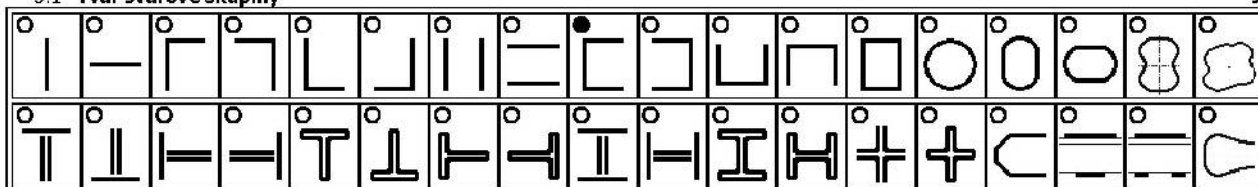
[MPa]

2.0 ☐ Tupé svary

3.0 ☒ Koutové svary zatížené v rovině spoje (překládané spoje)

3.1 Tvar svarové skupiny

9



3.2 **Rozměry spoje**

3.3 Výpočtová tloušťka svaru

a 10,0000 [mm]

3.4 Výška svarové skupiny

H 100,0000 [mm]

3.5 Šířka svarové skupiny

B 350,0000 [mm]

3.6

3.7

3.15 **Zatížení spoje**

3.16 ☒ Smyková síla

Fx 125000,000 [N]

3.17 ☒ Ohybová síla

Fy 1000,000 [N]

3.18 Rameno síly

e 50,000 [mm]

3.19 ☒ Obecná síla

F 1000,000 [N]

3.20 Směrový úhel působící síly

delta 30,000 [°]

3.21 X-ová souřadnice působíště síly

X 250,000 [mm]

3.22 Y-ová souřadnice působíště síly

Y 50,000 [mm]

3.23 ☒ Ohybový moment

M 68000,000 [N m]

3.24 **Pevnostní kontrola spoje**

3.25 Mez kluzu

Re 460,0 [MPa]

3.26 Dovolené napětí

Sa 306,67 [MPa]

3.27 Srovnávací napětí v daném místě svaru

Sw1 99,31 [MPa]

3.28 Srovnávací napětí v daném místě svaru

Sw2 126,19 [MPa]

3.29 Srovnávací napětí v daném místě svaru

Sw3 117,09 [MPa]

3.30 Srovnávací napětí v daném místě svaru

Sw4 87,46 [MPa]

3.31 Míra bezpečnosti

2,43

3.8 **Standardní profily**

3.9 Typ profilu

U profil [DIN 1026]

3.10 Rozměr profilu

U 30 x 15

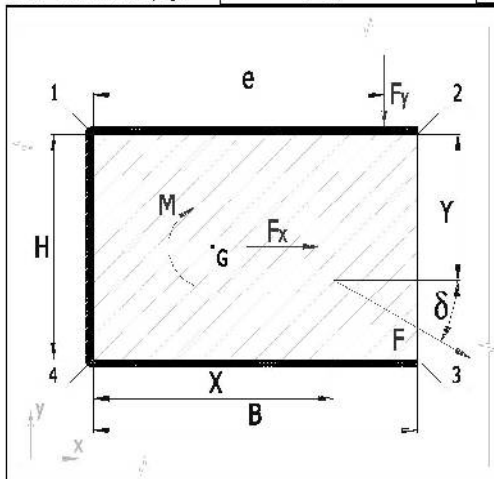
3.11 **Parametry spoje**

3.12 ☒ Ve výpočtu uvažována pouze nosná délka svaru

3.13 ☐ Ke spojení součástí je použitý vnitřní svar

3.14 Provedení spoje

Jednotřížný spoj



4.0 ☐ Koutové svary zatížené v rovině kolmé na rovinu spoje (T-spoje)

5.0 ☐ Děrové a žlábkové svary

6.0 ☐ Bodové (odporové) svary

3.4 Diskuze a poznámky k uvedeným výpočtům

V první řadě je potřeba poznamenat, že detailnímu výpočtu je potřeba podrobit zdaleka větší množství sestav kvůli velkým koncentracím sil a momentů u tohoto stroje, což je jistým specifickým tohoto stroje, který je dán tím, k čemu by měl být využíván.

Pokud by se ale tato DP měla změnit v popis všech nutných výpočtů, radikálně by se změnila její náplň. Práce je především popisem konstrukční činnosti a konstrukčního návrhu. Byly tedy realizovány jen výpočty vybraných skupin.

3.4.1 Pohony

K výpočtu pohonů není třeba žádného komentáře. Výpočty jsou poměrně jasné a primitivní. Výsledné hodnoty jsou reálné a nikterak přehnané. 7,5 kW motor je u takto silného stroje relativně dobrým výsledkem. Je to dáno velmi výhodnými vlastnostmi hydrostatických mechanismů pro tento druh strojů.

3.4.2 Hydraulická zdviž

To silový rozbor zdviže již využívá jisté zidealizování zátěže od polene. Tak, jak bylo provedeno ovšem poměrně dobře reprezentuje zátěž. Další rozbor, vektorový počet i netradiční výpočet pomocí geometrických řešení v modelu a odměřováním výsledků je proveden validně. Netradiční postup je vynucen krajní časovou tísň při realizaci DP.

Toto časové omezení ovšem věrně simuluje reálné časové poměry při řešení projektů v konstrukčních kancelářích firem, protože čas jsou peníze. Ačkoliv je to poněkud iracionální, z důvodů manažerských rozhodnutí často dochází k tomu, že na detailní propočty a analýzy není žádný prostor. Konstruktorovi pak nezbývá, než základ – zkušenosti a schopnost návrhu na základě dobrého odhadu.

Výsledky rozborů jsou poněkud zajímavější a někoho, kdo nemá příliš představu o poměrech a silových vztazích, by mohly překvapit. Je tím myšleno, že ze zatížení 600 kg břemene bude reakční síla ekvivalentní téměř 2,5 t. Hydraulická zdviž je mechanismus a jako takový v něm platí zákony, které někdy hrají ve prospěch (např. kolenový mechanismus) a někdy hrají proti konstruktérovi, který pokud chce zachovat přijatelné připojovací rozměry a celkovou topologii, musí se srovnat s tím, že síly se násobí, srovnávají a vyrovnávají podle vektorových počtů.

Určitě by si celá zdviž následně zasloužila komplexní pevnostní analýzu jako samostatný stroj (kterým de facto je). Tato DP ovšem v této kapitole spolehne na odhad autora.

3.4.3 Pevnostní výpočty

Výpočet pomocí průřezů a aparátu základní pružnosti a pevnosti je takovým věrným pomocníkem a společníkem konstruktéra. Spočítat průřez je totiž v dnešní době CAD otázka minut. S použitím rozumných zjednodušení lze mnoho otázek velmi rychle a účinně osvětlit a získat tak základní představu o poměrech v uzlu.

Okrajové podmínky a prutové předpoklady na obou stranách profilu nejsou dobré pro použití výpočtů pomocí PP1. Proto byl prutově analyzováno zatížení jen v nosníku IPB260 a poměry na obou dvou stranách by bylo potřeba analyzovat pomocí MKP.

Výsledek výpočtu je poměrně příznivý, v případě pásovic je nutné využít vlastnosti ušlechtilých konstrukčních ocelí. Přesto, že míra bezpečnosti je velká, jak už bylo uvedeno, je potřeba být skeptický vzhledem k přítomnosti vrubů.

Výsledky v oblasti MKP jsou jistě dobrým vodítkem a orientačním bodem, který umí dobře zobrazit dění ve struktuře stroje, umí ale být stejně tak ošidné, jak je přínosné. Platí zásada, že opravdu kritické analýzy musí dělat tým, který stojí na zkušenostech s problematikou a dobrém nástroji. V případě MKP výpočtů v této DP ani jedno neplatí.

3.4.4 MITCalc

Na závěr zhodnocení výpočtu pomocí MITCalc. S tímto nástrojem autor vypracoval řadu tolerančních analýz u svého zaměstnavatele. Nasazení do oblasti konstrukčních výpočtů byly novinkou a příjemným překvapením. Výpočty by bylo jednoznačně užitečné ověřit.

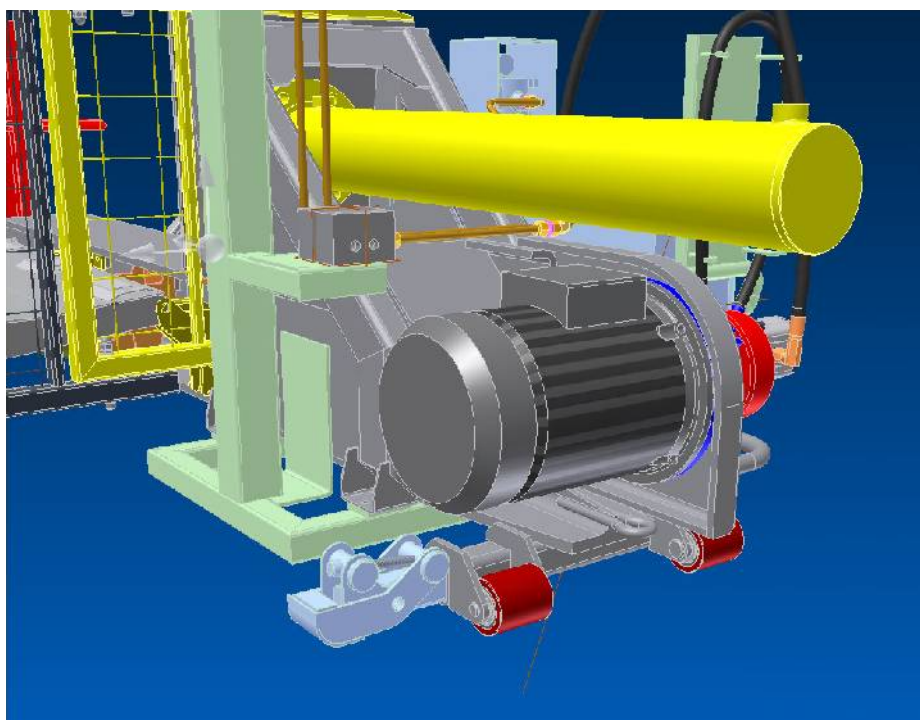
3.5 Popis jednotlivých hlavních částí stroje, funkcí a použitých řešení

Na závěr 3. kapitoly je vřazena podkapitola, která se zabývá bod po bodu hlavními částmi stroje, jejich přiblížením v rámci DP a funkcemi.

3.5.1 Rám

Rám je svařované konstrukce, postaven na hlavním integrujícím profilu IPB 260. Rám využívá naplno možnosti svařování materiálu, při jeho stavbě jde o jedinou technologii spojování. K rámu je přišroubován nástroj, hlavní HM, z jedné strany opěrná konstrukce polene, to aby nedošlo k samovolnému odvalení z prostoru mezi beranem a nástrojem a ze strany druhé hydraulická zdviž. Připojovací závity jsou symetrické podle podélné vertikální roviny, stroj lze tedy překonfigurovat z levostranného nakládání polen a pravostranné. V případě nasazení na lehčí polena lze také našroubovat identickou konstrukci místo zdviže a ušetřit spoustu hmotnosti. Na opačném konci, než je nástroj je přišroubován samostatný pomocný rám, na kterém je navěšeno příslušenství hydraulického pohonu. Jedinou výjimkou je elektromotor, který je přišroubovává prostřednictvím vlastního držáku přímo k rámu.

Rám rovněž disponuje okem určeným k tahání při nakládce na transportní přívěs v části pod elektromotorem a do dvou příčných profilů se vsouvají stabilizační opěrné nohy, které zajišťují stabilitu stroje i během nakládání těžkých polen.

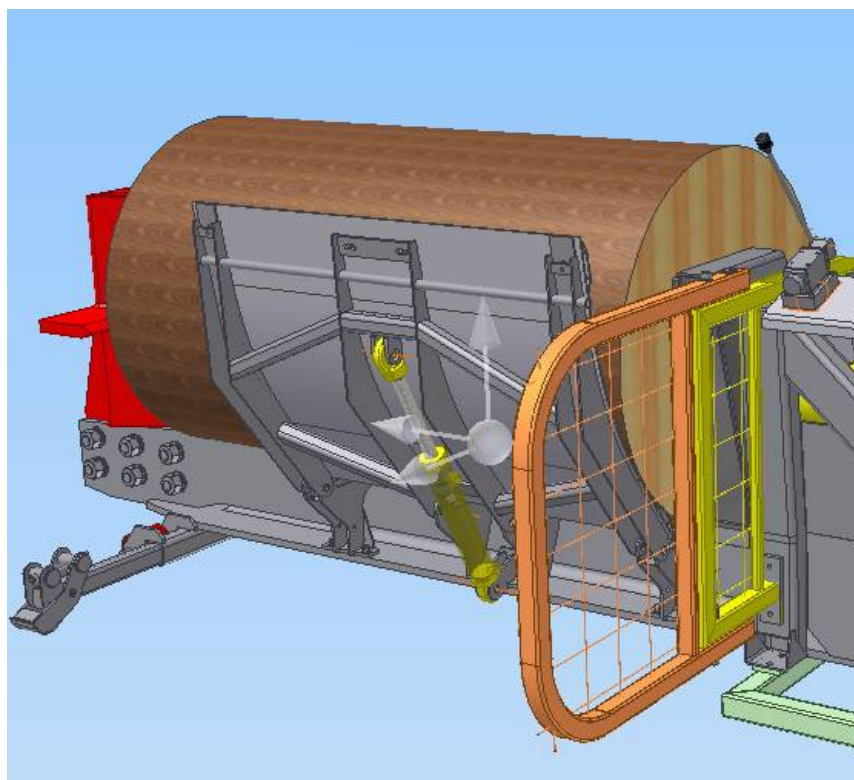


Obrázek 27: Detail připojení elektromotoru na samostatném držáku, pojezdových válců a stabilizační nohy v zasunuté poloze

3.5.2 Zdviž

Jde o samostatný poměrně autonomní celek, který je ke stroji (k rámu) přišroubován a to tak, aby byla podpořena jeho snadná demontáž. Lze ji, jak už bylo uvedeno, demontovat a nahradit konstrukcí.

Jejím úkolem je snadná doprava těch nejtěžších polen do pracovního prostoru. Zdviž není, stejně jako konstrukce na druhé straně, zdaleka stejně dlouhá, jako je pracovní prostor. Je to dáno tím, že k naložení je postačující a ponechá se tím volný prostor pro deformace polene vlivem štípaní a snadnému rozpadu rozštípnutých částí polene do stran na zem, kde jsou volně přístupné.



Obrázek 28: Zobrazení zdviže s uvažovaným polenem. Takto v zavřené pozici se jedná také o nejbezpečnější pozici vůči obsluze. Zdviž funguje zároveň jako zábrana proti svalení polene

3.5.3 Nástroj

Samotný proces dělení koná nástroj pevně uchycený k rámu. Je vyroben z kvalitní oceli Weldom od švédské firmy SSAB Oxelösund AB. Jedná se konkrétně o řadu Weldom 1100E, jejíž vlastnosti jsou skutečně nedostižné a potvrzují vysokou úroveň švédské metalurgie:

Zaručená svařitelnost, dobrá tvárnost především ohýbatelnost, mez elasticity v tahu 1100MPa, vrubová houževnatost 27J na Charpyho kladivu – standardní V vrub v hranolku 10x10mm až do -40°Celsia, velmi nízký uhlíkový ekvivalent CE, díky němuž je ocel výborně svařitelná a dobrá otěruvzdornost.

Nástroj by vzhledem k otěruvzdornosti bylo dobré vyrábět z materiálového bratříčka WEDLOXu, oceli HARDOX, protože se ale v obou případech jedná materiály pro nejhrubší zacházení, volba padla na WELDOX, jenž nabízí skutečně ty nejlepší pevnostní parametry.

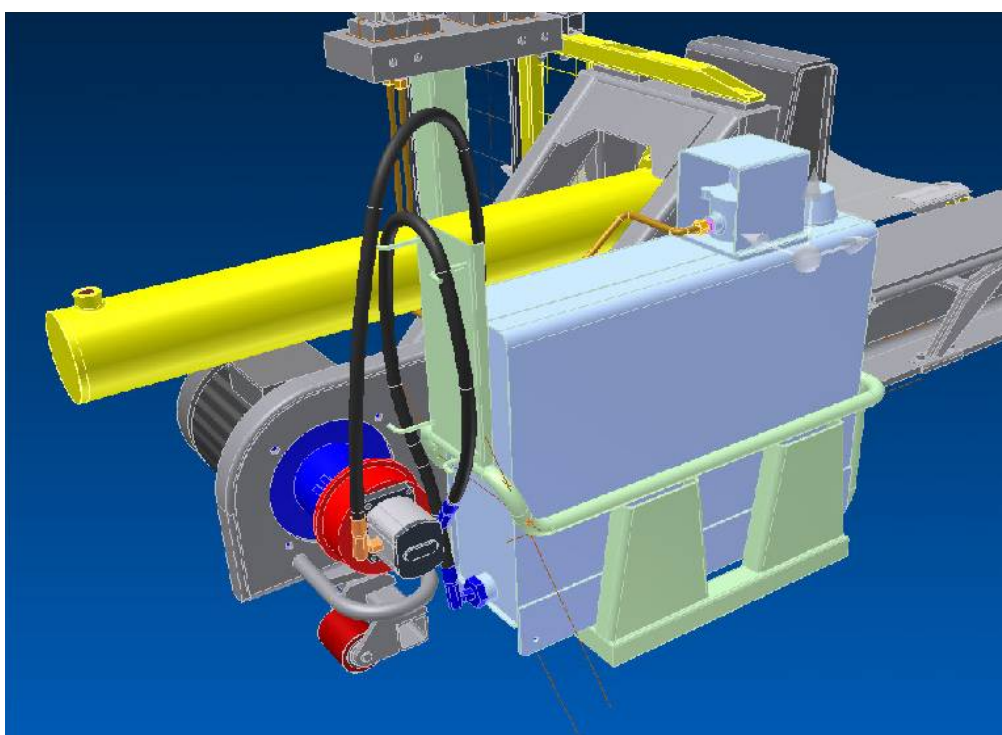
K firmě SSAB jen poznámka, jejichinformační servis je naprosto bez chyby, tvoří jej nejen povinné kat. listy, ale i takové detaily, jako tabulka doporučených tavných elektrod pro různé tloušťky svarů, vrstvy housenek vrstvených svarů atd.

3.5.4 Hydraulický agregát

Agregátem je rozuměna soustava HG a nádrže. Nádrž je katalogová standardní od firmy Hydrocom, s objemem 60 l (návrhové hodnoty jsou doporučované v [8] 2-4 násobek minutového průtoku, což s hodnotou (14) 29 l.min⁻¹ akorát splňuje dolní mez doporučeného rozmezí.

Hydrogenerátor je také standard. HG je zvláštní vzhledem ke kopecpí tím, že je přes zvláštní spojovací prvek se spojkou připojen k přírubě, která je spojena také šrouby s elektromotorem a rámem. Příruba elektromotoru je spojena s přírubou HG stejným způsobem, jako je možné připojit hřídel k vývodovému hřídeli traktoru. Tím je dosaženo toho, že pokud je potřeba hnát HG traktorovou hřídelí, nepřipojuje se zvláštní hřídel kardanem s vývodovou hřídelí, ale HG se snadno odpojí od elektromotoru (jenž je možné také demonotovat) a stejně snadno připojí k traktoru.

Z tohoto důvodu je HG připojen ke zbytku hydraulického okruhu pomocí hadic. Hydraulický agregát, stejně jako všechny další prvky je možno provozovat s použitím ekologických náplní (olejů přírodního, nikoliv ropného původu), které jsou odbouratelné.



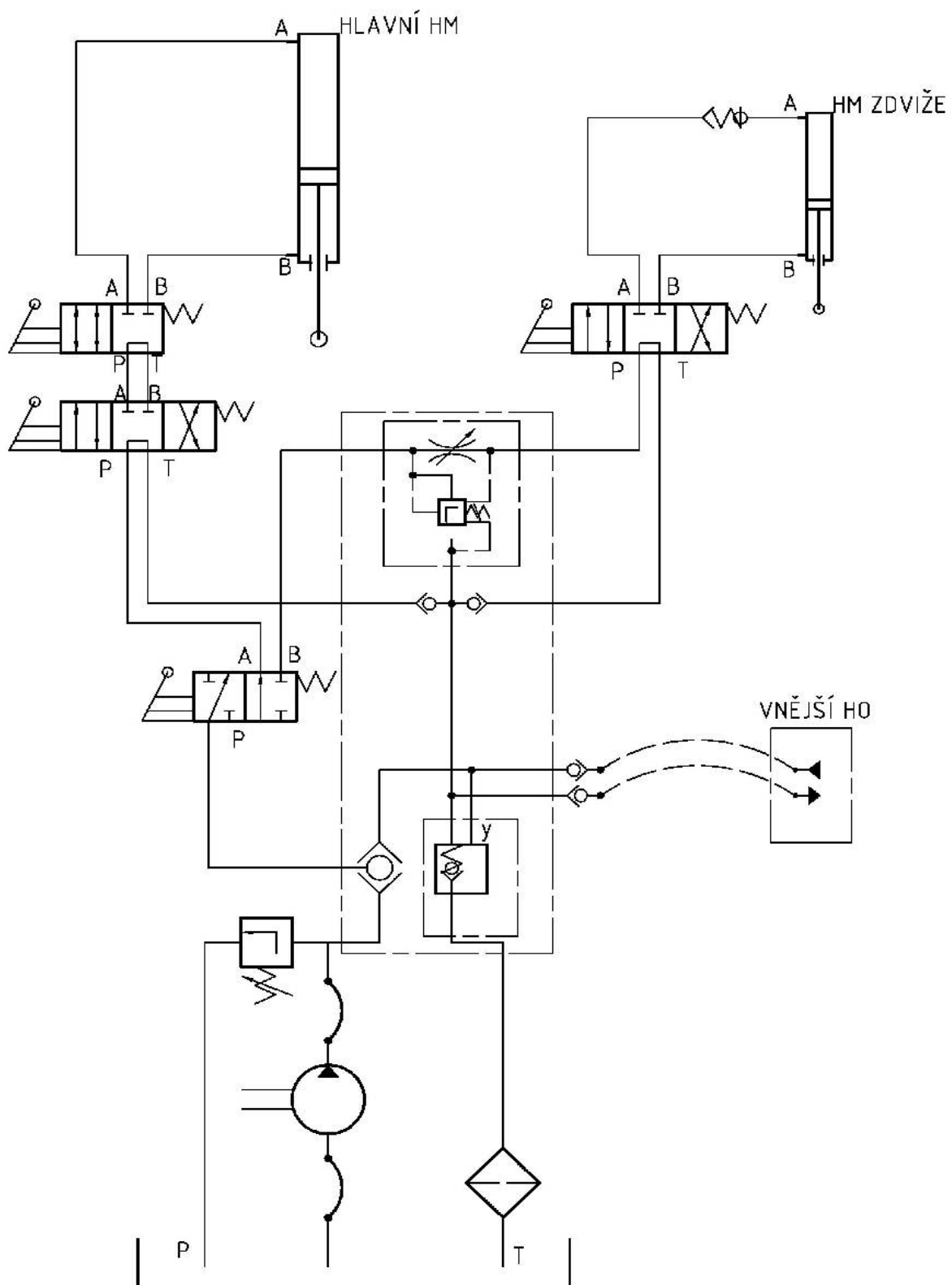
Obrázek 29: Detailní pohled na nádrž a HG včetně zvláštního spojení s elektromotorem

3.5.5 Hydraulické schéma

Je vymyšleno s ohledem k dalšímu alternativnímu zdroji energie, totiž přímému připojení na cizí hydraulický okruh pomocí rychlospojek firmy KNOMI. Jedna i druhá větev je spojena a vždy jištěna zpětným ventilem, nehrozí tak zabíhání média z cizího okruhu do nádrže a tím jeho zjlovění. ýt nemusí, rychlospojky jsou jím vybaveny automaticky.

DalšímNaopak samostatný ventil b prvkem je systém provázání 4 šoupátkových rozváděčů, které jsou zapojeny tak, aby ovládání hlavního HM bylo nuceně dvoujruční pomocí jednoho třípolohového rozváděče jako ovladače směru pohybu a druhého jako podmiňujícího elementu, jejíž výchozí poloha vrací olej do odpadu, teprve vychýlením se otevře kanál dál k druhému 3- plohovému rozváděči. To vše při výchozí poloze dalšího 3. rozváděče. Tato výchozí poloha je jištěna pružinou. Jištěný rozváděč odpojuje od okruhu HM zdviže. Naopak při práci se zdviží je nutné výchozí polohu jednou rukou vypnout a otevřít tak kanál do okruhu HM zdviže. Druhou rukou je vychylován z výchozí vratné polohy 4. třípolohový rozváděč, jehož další dvě polohy reprezentují zdvih nebo pokles zdviže.

Dále je okruh vybaven dalšími standardními prvky, jako je pojišťovací vent, škrtící ventil pro zmenšení průtoku do okruhu HM zdviže, filtrem, nádrží, olejoznakem, teploměrem.



Obrázek 30: Schéma hydraulického obvodu stroje

Fyzicky je logické zapojení rozvaděčů realizováno uvnitř desky kterou nabízí firma Hydrocom. Služby tvorby rozvaděčích desek má tato firma v nabídce.

3.5.6 Bezpečnostní prvky – provoz stroje

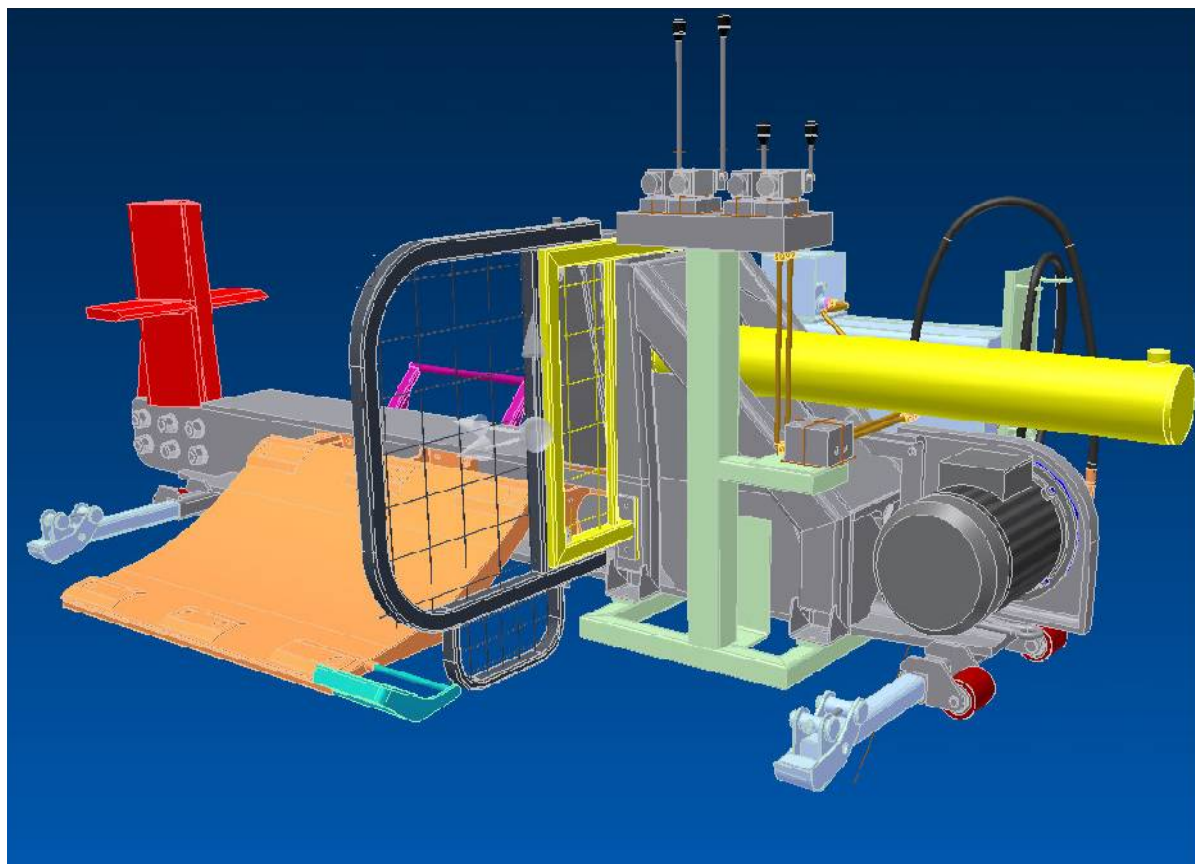
Manipulace s takto těžkým stroje představuje riziko vážného poranění obsluhy. O tomto již bylo pojednáno v kapitole venující se rizikům. Konstrukční důsledek analýzy je popsán v následujícím oddílu.

V první řadě je nutné poznamenat, že rizik při takovéto práci se nelze zcela zbavit, jediný způsob by byl zcela vyloučit lidský faktor z procesu. Ačkoliv myšlenka robotických autonomních těžších harvestorů k těžení dřeva je již jistě zpracována, tato DP má jiný cíl.

Z kapitoly o provozní FMEA plyne, že oproti předchozímu bude potřeba zvýšit zabezpečení nohou, které je realizováno prodloužením bezpečnostní sklopné ohrádky až těsně k předpokládanému půdnímu povrchu.

Dalším bodem ke zvýšení bezpečnosti je dvojruční ovládání, díky provedené FMEA byl původní záměr páky umístit relativně volně přehodnocena a páky budou odděleny přepážkou, která zabrání možnosti ovládat obě páky jednou rukou.

Dalším prvkem zvyšující bezpečnost je konzola, která se nasouvá do tyče ve zdviži. Zabraňuje valení polene podobně, jako bezpečnostní zakládcí klín zabraňuje valení kola automobilu. Zkonstruována je tak, aby mohla být přisunuta do efektivního místa volnou nohou.



Obrázek 31: Prvky bezpečnosti zabraňující kontaktu obsluhy s pohyblivou částí

Součástí konzoly, se kterou je pevně spojen elektromotor a konzola poté přišroubována k rámu je i zapojení elektromotoru, vývod kabelu, pojistky. Na konzole je stojina s vyvedeným normalizovaným vypínačem central stop. Bohužel, tento prvek nefunguje během pohonu od traktoru. Pokud by se projevila absence takového zabezpečení, musel by součástí mechanické části být zdroj minimální elektrické energie (stejnosměrné) pro udržení elektroventilu v pozici zajišťující průtok všemi větvemi. Pokud by došlo k rozepnutí, ventil by odpojil všechny větve HO od HG.

Velkou výhodou takového řešení je možnost tvorby mechanických hlídačů, které by podle své polohy buď elektrický okruh přerušovaly, nebo spínaly. Jejich seriové řazení by zabezpečovalo logický součin všech bezpečnostních prvků.

3.6. Modulární systém pohonu a transport stroje

Systém zabezpečující možnost více alternativních zdrojů energie. Elektrický motor není spojen s HG přímo, ale přes dva moduly, každý napevno připojený buď k elektromotoru, nebo HG. Tyto moduly jsou vzájemně spojeny přesně takovým rozhraním, jako je spojení traktorového vývodu s kardanovou hřídelí, čili za osazení na krycí troubě a pomocí diagonálně umístěných segmentků, do sebe se vsouvajících a zajištěných kolíčkem.

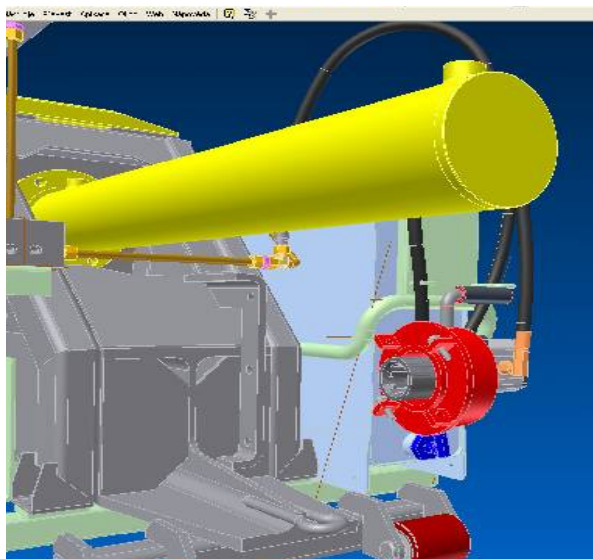
Modul spojený s HG je opatřen pro lepší manipulaci madlem. Výhodou je absence točivé hřídele, která sama o sobě představuje poměrně rizikový komponent na stoji, okolo kterého se předpokládá pohyb obsluhy. Navíc, stroj není připraven pro transport v ramenech traktorového zvedacího zařízení, ani není vybaven ojí kompatibilní s traktorovým závěsem, který umožňuje také zapojení náhonového kardanu. Tím není zaročeno dostatečně stabilní spojení mezi hnacím a hnaným strojem. Pokud by došlo například vlivem zatížení od nakládaného břemene zdvihu k vychýlení (zaboření do měkké půdy) většímu, než které je schopna eliminovat kardanová hřídel a došlo by k velice nebezpečnému rozpojení za běhu, potenciálně s fatálními následky.

Stroj je tedy, ačkoliv je poháněn v této konfiguraci traktorovým vývodovým hřídelem, z mechanického hlediska autonomní. V ramenech traktoru je možné mít zcela jiné zařízení, jak bude uvedeno v dalším oddíle.

Transport stroje je řešen pomocí speciálního přívěsu, kategorie O2 [2] vybaveného sklopnou plošinou. Je brzděn a s ohledem na jízdu po nebezpečných komunikacích je poněkud světlější výšky. Přívěs je schopna a ochotna postavit většina firem zabývajících se výrobou přívěsů mírnou úpravou standardní nabídky, hlavně vzhledem k drahám pro válečková pojezdová kolečka stroje – to je asi celá nestandardnost.

Transport stroje je tím zajištěn na libovolnou vzdálenost po silničních komunikacích. Jediné, co je nutné připravit je schéma (nájezdové a sjezdové geometrie) stroje.

Za velmi silným traktorem by se dal stroj vozit i v ramenech zvedacího zařízení. Je však (z autorova pohledu) přijatelnější investovat desetitisíce do přívěsu (schopného dopravovat i jiné věci) nežli statisíce do silného traktoru. Stroj by měl být schopen tahat osobní automobil po silnici, traktor od kategorie Zetor 3011 nebo terenní vůz mimo komunikace.



Obrázek 32: Modul HG upravený pro připojení k traktorovému vývodu hřídele

3.7 Katalogový list stroje

Parametr stroje	Konfigurace		
Pohon	Elektromotor	Vývodový hřídel	Hydraulický vývod
Štípací síla	25 t		dle jm.tlaku HO
Pracovní tlak	210 bar		
Olejová nádrž	60 l		
Doba pracovního zdvihu	27 s	32 s	dle jm.Q HO
Hmotnost	988 kg	950 kg	*
Jm. příkon el. motoru	7,5 kW		
Max. příkon el. motoru	9642 kW		
Nástroj	Křížový, přímý, křížový s nast. výškou příčné části		
Délka zdvihu HM	1000 mm		
Max délka štíp. polene	1200 mm (1500 mm)**		
Max. průměr polene	1000 (1400) mm		
Délka	3299 mm		
Šířka	979 mm		
Výška	1278 mm		

Hydraulická zdviž (podavač polen)	
Pohon	HM
Max. hmotnost břemene	600 kg
Doba pracovního zdvihu	15 s
Zajištění proti svalení	ANO

Stroj je vybaven a uzpůsoben pro transport na speciálním přívěsu od smluvního dodavatele. POZOR: Celková nejvyšší hmotnost přívěsu je 1250kg! Pro jízdu soupravě je nutné být držitelem ŘP. Sk. E. Pro jízdu v soupravě za traktorem postačuje ŘP sk. T.

Zdroj energie je možný volit ze třech uvedených. Elektromotor není nutné demontovat. Při transportu stroje bez elektromotoru s HG je doporučeno zajistit HG s modulem do speciálního držáku.

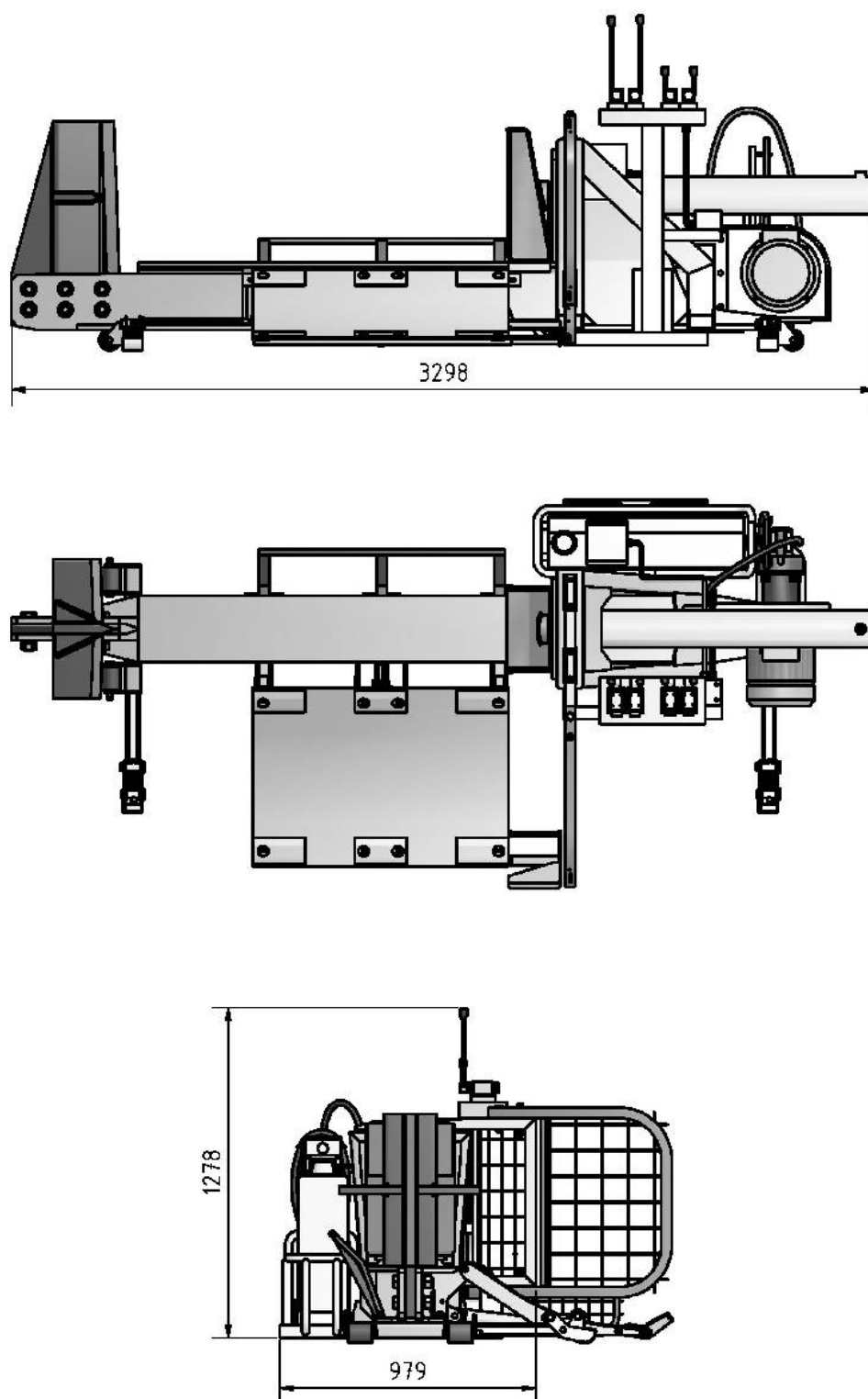
Při pohánění vnějším HO je nutné dbát na kompatibilitu olejových náplní (především některé traktorové HO používají jako médium převodový olej převodových skříní).

Stroj může být vybaven stahovacími řetezy pro stažení polene, které se nepodařilo rozštípnout. Není dovoleno stahovat poleno jiným, než dodávaným řetězem a zachycovat jej jinak, než je schváleno! Nebezpečí prasknutí a zasažení úlomkem řetězu.

* Hmotnost této varianty může být i 910 kg v případě demontáže nádrže. Tato demontáž není ovšem standardní a není podpořena pomocí rychlospojek

** Max. Délka polene závisí na štípací síle dřeva. Dlouhá polena bez suků např. Smrku mohou být štápana bez problému v max. Délce. U tvrdších dřev s menší vláknitostí nebo v případě sukovitosti je třeba užít konzoly beranu

*** Největší přípustný průměr polene je závislý na druhu dřeva a použitém nástroji



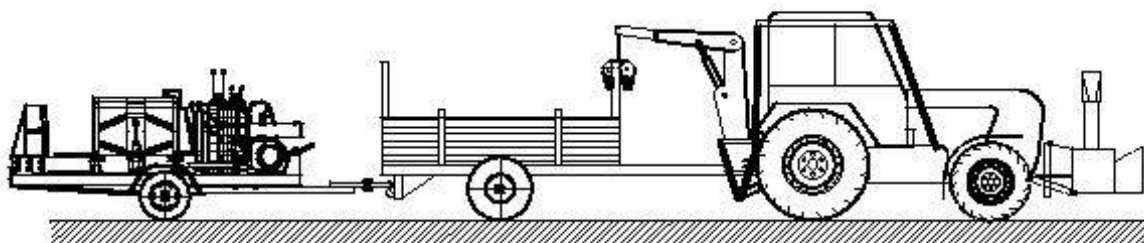
Ilustrace 1: Základní rozměry a dispozice

4. Závěr

4.1 Koncept mobilní lesní linky

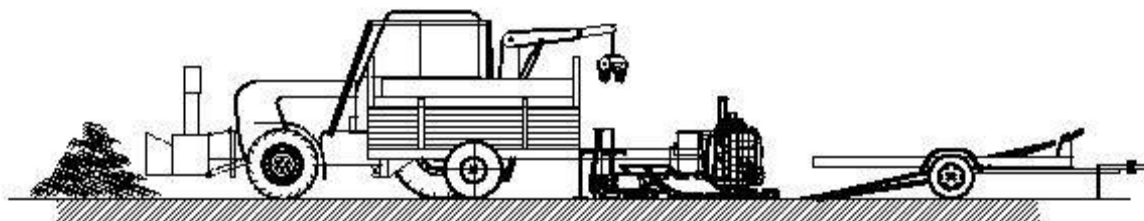
Stroj je vymyšlen s ohledem na ideu mobilní lesní linky, kdy je tento stroj součástí systému, jehož hlavním, hnacím a nosným článkem je kolový traktor. V soupravě s přívěsem a štípacím strojem, s připojenou hydraulickou rukou v ramenech zadního tříbodého zvedacího zařízení je silným pomocníkem. V případě předpokladu koupě silnějšího traktoru s předním vývodovým hřídelem (PVH) a předním tříbodým závěsem, v konfiguraci náprav 4x4 může souprava narůst o mezičlánek jednoosého valníku se spojovacíkoulí ISO-50 v zadní části mezi traktorem a přívěsem se štípačkou. Je nespornou výhodou užití nájezdové brzdy, která nevyžaduje další přípojku od brzdíče přívěsu na konci valníku. Ne, že by to měl být problém, spousta valníků je takto vybavená, ale je to zjednodušení.

Na předním tříbodovém závěsu může být připojen drtič větví, poháněný PVH. Takto vybavená souprava je v podstatě 100% mobilní dřevozpracovatelský stroj, pokud se jedná o zpracování palivového dřeva. A to je ve většině případů údržba lesa.



Obrázek 33: Mobilní lesní linka jako pojízdná souprava

Tato souprava, vjedoucí na příhodné místo se změní v linku vhodným uspořádáním tak, že hydraulická ruka obsluhuje svým dosahem nakládku polen na vlek ze štípačky, štípačka připojená k ZVH traktoru pracuje orientována zdviží od traktoru. Na druhé straně traktoru se točí drtič ke zpracování toho, co se již nehodí jako palivo (větvě, třísky). To co produkuje je výborné hnojivo, které necháme zpátky lesu.



4.2 Zhodnocení z hlediska zadání

Zadání bylo dosaženo s jistými rezervami, které byly popsány v textu. I přes veškerou péči, která byla věnována práci se projevil fakt, že zpracování DP je jen jedna z mnoha činností a stroj, který byl předmětem práce je již na vysoké úrovni komplexnosti a rozsáhlosti.

Zadané úkoly k řešení byly v zásadě zpracovány. Stroj v dohledné době zřejmě nebude realizován vzhledem ke své specifčnosti a náročnosti. Výkresová dokumentace je vytvořena pro vybrané celky.

5. Seznam použitých zdrojů a citací

- [1] *DRESSLER, J. Štípačka na dřevo 80 kN.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 16 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [2] *VLK, F. Stavba motorových vozidel* Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc. Nakladatelství a vydavatelství, 2003, 499 s
- [3] *Webové stránky firmy Ballario&Forrestello Itálie* URL: <<http://www.ballarioeforrestello.com>> {cit. 2010-05-20}
- [4] *KNOFLÍČEK, R. Projektování mobilních robotických soustav ve vztahu k jejich aplikaci, s přihlédnutím k optimalizaci pohonných jednotek.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2000, habilitační práce
- [5] *Webové stránky firmy AL-KO Německo, on-line katalog* URL: <<http://www.al-ko.com>> {cit. 2010-05-20}
- [6] *Webové stránky firmy Ulbrich hydroautomatik ČR, on-line katalogy*, URL <<http://www.ulbrich.cz.cz>> {cit. 2010-05-20}
- [7] *Hlinovský, J., Marek, J., Blecha, P., Mareček, J., Krčálová, E., Management rizik v konstrukci výrobních strojů.* Praha, MM Průmyslové spektrum, 2009.
- [8] *ŠKOPÁN, M. Hydraulické pohony strojů – studijní text – syllabus.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství 2004 166 s
- [9] *Internetový technický servis firmy SIEMENS – Industry Automation & Drive Technologies – on-line katalogy asynchronních elektromotorů* URL <www.siemens.cz/ad> {cit. 2010-05-20}
- [10] *Kolektiv autorů, Dílenská příručka ZETOR UŘ1 2011 3011 4011,* Praha, vydavatelství technické a dílenské literatury s.p. 1964
- [11] *HORNÍKOVÁ, J., BURŠA, J., ŠANDERA, P. Pružnost a pevnost.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2002. Interaktivní učební text na CD i on-line
- [12] *JANÍČEK, P., FLORIAN, Z. Mechanika těles – úlohy z pružnosti a pevnosti I.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004
- [13] *Internetový technický servis firmy SSAB – producent zmíněných vysokopevnostních ocelí Weldom, Hardox – on-line technické listy materiálů, katalogy dodávaných rozměrů a případové studie použití těchto ocelí* URL <<http://www.ssab.com/en/Products-and-solutions/>> {cit. 2010-05-20}
- [14] *REKTORYS, K., a spolupracovníci Přehled užití matematiky, díl I. II.* Praha, nakladatelství Prometheus, 2000, - kap. 2 Goniometrické a cyklometrické funkce, kap. 3.2 Objemy, povrchy, těžiště a momenty setrvačnosti těles, kap. 7. Vektorový počet, kap. 17 ODR, kap. 25 Přibližné řešení ODR
- [15] *Halliday D., Resnick R., Walker J.: Fyzika* Brno, VUT v Brně, nakladatelství VUTUM, 2000, díl 1. - Mechanika

6. Seznam použitých zkratk a symbolů

6.1 Fyzikální veličiny

Symbol	Název	Jednotka	Název	Jiné užívané jednotky	Rozměr SI
f	frekvence	[Hz]	hertz	[min ⁻¹]=60.[s ⁻¹]	[s ⁻¹]
F	síla	[N]	newton		[kg.m.s ⁻²]
I	kvadratický moment průřezu	[m ⁴]			
m	hmotnost	[kg]	kilogram	[t]=1000. [kg]; tuna	
r, l, e	délka	[m]	metr	[mm] milimetr = 10 ⁻³ [m]	
P	výkon	[W]	watt		[kg.m ² .s ⁻³]
p	tlak	[Pa]	pascal	[bar]= 1.10 ⁵ . [Pa] bar	[kg.m ⁻¹ .s ⁻²]
Q	průtok	[m ³ .s ⁻¹]		[l.min ⁻¹]=6.10 ⁻² [m ³ .s ⁻¹]	
S	plocha	[m ²]	metr čtvereční	[mm ²] milimetr = 10 ⁻⁶ [m ²]	
t	čas	[s]	sekunda	[min]=60. [s]	
U	napětí	[V]	volt		[kg.m ² .s ⁻³ .A ⁻¹]
V	objem	[m ³]	metr kubický	[l]=1.10 ⁻³ . [m ³]; litr	
Vo	geom. objem	[cm ³ ot ⁻¹]			[m ³ .s ⁻¹]
η	účinnost	[-]			
η _v	objem. účinnost	[-]			
η _c	celková účinnost	[-]			
M	moment síly	[Nm]	newtonmetr		[kg.m ² .s ⁻²]
Wo	ohybový modul průřezu	[m ³]			
σ	normálové napětí	[Pa]	pascal		[kg.m ⁻¹ .s ⁻²]
Re	mez pružnosti	[Pa]	pascal		[kg.m ⁻¹ .s ⁻²]

6.2 Zkratky

Zkratka	Význam
EHK	Evropská hospodářská komise
MMH	Multikriteriální metoda hodnocení
HM	Hydromotor – pokud není uvedeno jinak, v této práci myšleno lineární
FMEA	Failure mode and effects analysis – analýza možných chyb
FTA	Failure tree analysis – analýza stromu vývoje chyb
PRČ	Prioritně-rizikostní číslo

HG	Hydrogenerátor
CAD	Computer aided design – počítačově tvořená konstrukce
DP	Diplomová práce
VVÚ	Výsledné vnitřní účinky (vnějšího zatížení)
PP I.	Pružnost a pevnost 1 – myšleno elementární
MKP	Metoda konečných prvků
VH	Vývodový hřídel (traktoru, stroje)
pVH	Přední vývodový hřídel (traktoru, stroje)
zVH	Zadní vývodový hřídel (traktoru, stroje)
HO	Hydraulický okruh, obvod

7. Seznam příloh

1. Hlavní sestava stroje 0 SD20 200 000 + 2x kusovník K SD20 200 000 – 1 a
K SD20 200 000 – 2
2. Sestava svařence rámu 0 SD20 001 000 + 2x kusovník K SD20 001 000 – 1 a
K SD20 001 000 – 2
3. Výkres montáže nakládací zdviže 0 SD20 115 000 + 2x kusovník K SD20 115 000–1
a K SD20 115 000 – 2