

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je analyzovat zatěžující síly, které působí na rám diskového podmiťáče při reálném provozu. Navrhnout a sestavit měřicí soustavu pro měření reálného zatížení. Na základě měření provést strukturální deformačně-napjatostní analýzu nosného rámu stroje. V úvodu práce je stručně popsáno využití diskových podmiťáčů v moderním zemědělství. Dále je práce rozdělena na dvě části. První část je věnována návrhu měřicí soustavy a měření zatížení v reálných pracovních podmínkách. Druhá část je zaměřena na deformačně-napjatostní analýzu nosného rámu metodou konečných prvků (MKP). Závěrem následuje vyhodnocení získaných poznatků

KLÍČOVÁ SLOVA

Disk, podmiťáč, měření, senzor, MKP, analýza

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is to analyse loading forces which impact on the frame of the disk plough-harrow during the real operation, suggestion and assembling of the measuring system for measuring of real loading. On the basis of this measuring to accomplish structural deformational tensor analysis of the frames load-bearing's machine. In the introduction is shortly described using of the disk plough-harrow in modern agriculture. The diploma thesis is divided into two parts. The first part is devoted to the suggestion of the measuring system and loading measuring under real working conditions. The second part is focused on deformational tensor analysis of the frames load-bearing's machine through the method of final elements. In conclusion it follows the evaluation of gained pieces of knowledge.

KEYWORDS

Disc, stubble plough, measuration, sensing element, FEA, analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMOLA, T. *Analýza konstrukčních uzlů diskového podmiťáče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 109 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Brandejs, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Analýza konstrukčních uzlů diskového podmítače* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Brandejse, CSc. a Ing. Michala Nýče a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Miskolezích dne 20. května 2011

vlastnoruční podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu práce z Ústavu konstruování VUT Brno Ing. Janu Brandejsovi, CSc. a řediteli divize zemědělské techniky z firmy Farnet a. s. Česká Skalice Ing. Michalu Nýčovi za cenné připomínky a rady, kterými přispěli k vypracování této diplomové práce. Poděkování také patří členům konstrukčního oddělení zemědělské techniky za jejich vstřícnost a ochotu během mého působení ve firmě Farnet a.s.

OBSAH

ÚVOD	13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	16
1.1 Metody návrhu a analýzy konstrukce zemědělských strojů	16
1.2 Měřidla neelektrických veličin	16
1.2.1 Tenzometrické čepy.....	17
1.2.2 Tlakové senzory.....	18
1.3 Diskové podmítače	18
1.3.1 Podmítání.....	18
1.3.2 Mělké kypření.....	18
1.3.3 Konstrukční řešení diskových podmítačů.....	19
1.3.4 Hlavní koncepce uložení a jištění proti přetížení u „krátkých“ diskových podmítačů	21
1.4 Diskový podmítač Farnet DISKOMAT	24
2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU.....	27
3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	28
4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ.....	29
5 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ.....	31
5.1 Rozbor způsobu měření a měřených míst na stroji.....	31
5.2 Měřicí soustava.....	33
5.2.1 Požadavky na měřicí soustavu.....	33
5.2.2 Zvolený tenzometrický čep	33
5.2.3 Zvolený tlakový senzor	36
5.2.4 Zvolený rotační senzor	37
5.2.5 Popis a parametry měřicí soustavy	37
5.2.6 Zápis měřených hodnot	42
5.3 Měření v reálných podmínkách	43
5.3.1 Měření při transportu stroje po pozemních komunikacích.....	45
5.3.2 Měření při práci na poli	57
5.3.3 Měření pracovního orgánu	60
5.3.4 Měření při sklápění a rozklápění stroje	64
5.4 Model geometrie analyzované soustavy.....	69
5.5 MKP analýza nosného rámu podmítače	71
5.5.1 Vazby s okolím a mezi komponentami	71
5.5.2 Síť konečných prvků	73
5.5.3 Výběr zatěžujících stavů pro MKP analýzu	74
5.5.4 Okrajové podmínky při najetí na překážku	74
5.5.5 Okrajové podmínky při sklápění bočních rámů	75
5.5.6 Okrajové podmínky při práci na poli.....	76
5.5.7 Materiálové charakteristiky	77
5.6 Vyhodnocení výsledků statické deformačně-napjatostní analýzy.....	78
5.6.1 Statická deformačně-napjatostní analýza při najetí na překážku.....	79
5.6.2 Statická deformačně-napjatostní analýza při sklápění bočních rámů.....	85
5.6.3 Statická deformačně-napjatostní analýza při práci na poli	88
5.6.4 Závěr k vyhodnocení provedených statických deformačně-napjatostních analýz.....	90
5.7 Vyhodnocení výsledků únavové životnosti.....	91

5.7.1 Výpočet únavy při najetí na překážku	91
5.7.2 Výpočet únavy při sklápění bočních rámů	95
5.7.3 Výpočet únavy při práci na poli	98
5.7.4 Závěr k vyhodnocení výpočtů únavové životnosti	98
6 DISKUSE	100
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	102
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	104
SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	106

ÚVOD

Tato diplomová práce navazuje na moji bakalářskou práci s názvem *Pracovní orgán diskového podmítače* obhájenou v roce 2009 na ÚK VUT v Brně.

V první části této bakalářské práce bylo cílem zmapovat vývoj a současný stav poznání z oblasti diskových podmítačů. Diskové podmítače jsou v odborné literatuře většinou nazývány jako talířové podmítače. V praxi se však převážně používá označení diskový podmítač z anglického názvu disc harrow [1].

Pro lepší představu o daném problému jsem v úvodu uvedl stručný historický vývoj obdělávání půdy od doby 10 tisíc let př. n. l. až do šedesátých let 20. století n.l. [1].

V přehledu současného stavu poznání jsem popsal dvě základní koncepce diskových podmítačů (disky uložené na společné hřídeli a samostatně uložené disky tzv. „krátké disky“), jejich výhody a nevýhody a přehled firem, které se zabývaly nebo stále zabývají jejich výrobou a vývojem. Dále jsem popsal hlavní koncepce uložení a jištění proti přetížení u „krátkých“ diskových podmítačů. Jedná se o tři různé koncepce jištění (gumovými elementy, tvarovou pružinou a vinutou pružinou), u kterých jsem uvedl hlavní vlastnosti, výhody a nevýhody [1].

Druhou část práce jsem věnoval konstrukčnímu řešení pracovního orgánu diskového podmítače. Cílem bylo zkonstruovat podmítač s průměrem disku 615 mm, který by byl vhodný i pro použití v náročnějších podmínkách, jako například na kamenitém poli [1].



Obr. 1 Původní diskový podmítač [1]

V úvahu připadaly dvě varianty. První možností bylo upravit stávající diskový podmítač Disker firmy Farmet. Tento stroj má slupice disků uložené pomocí gumových silentbloků. Bylo třeba ověřit, zda je tento způsob uložení schopen zajistit požadované parametry. Proto jsme provedli měření na zkušební stolici. Výsledkem tohoto měření bylo zjištění, že uložení pomocí gumových silentbloků není schopné zajistit požadované parametry [1].

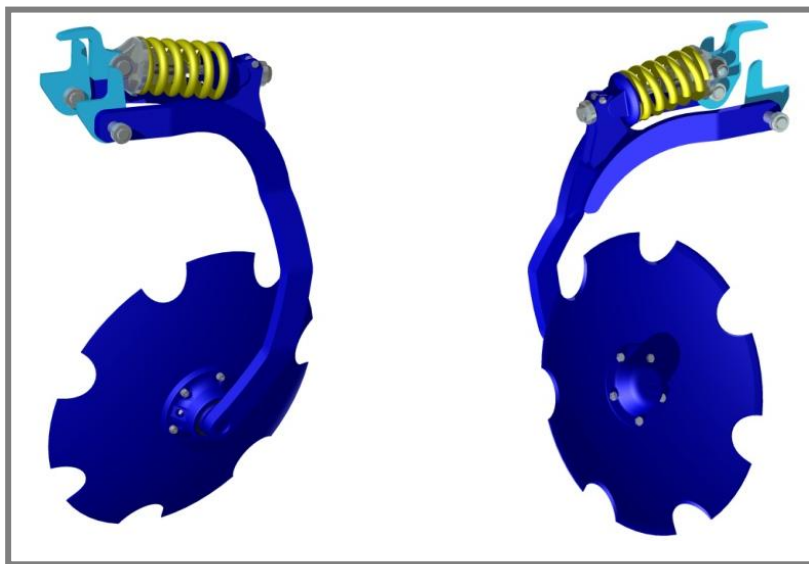


Obr. 2 Původní pracovní orgán [1]

Proto bylo rozhodnuto o zkonstruování nového systému uložení disků. Na základě provedených měření, výpočtů a rozborů jednotlivých variant uložení byla vybrána koncepce samostatně uložených disků s pevnými slupicemi, které jsou uloženy v čepovém spoji a jištěny vinutou pružinou [1].

Pro zvolenou koncepci byla navržena kinematika mechanismu odjištění. Provedl jsem výpočet zatěžujících sil, návrh a výpočet trvanlivosti ložisek a pevnostní analýzu slupice. Výsledky provedených výpočtů a simulací ukázaly, že navržený pracovní orgán bude pracovat podle zadaných parametrů po celou dobu jeho navržené životnosti [1].

Na základě provedených měření, výpočtů a navržených kinematik mechanismů byl vytvořen model a výkresy sestavení pracovního orgánu diskového podmítače, což bylo cílem bakalářské práce [1].



Obr. 3 Nový pracovní orgán diskového podmítače [1]

Po úspěšném dokončení návrhu pracovního orgánu mi byla firmou Farmet a.s. Česká Skalice nabídnuta další spolupráce na vývoji nového diskového podmítače DISKOMAT. Vývoj stroje probíhal od června 2009 až do února 2010.

Během této doby byl koncepčně vyvinut zcela nový stroj. Při jeho vývoji byl kladen velký důraz na univerzálnost použití, bezpečnost, ergonomii, vysoký pracovní výkon, optimální rozložení hmotnosti a v neposlední řadě i na celkový design stroje. Během vývoje se podařilo navrhnout řadu inovativních prvků, jako například unikátní systém sklápění bočních rámců nebo integrovaná transportní náprava do dvojitého pneumatikového válce, které stroji dávají výhodu oproti konkurenčním strojům.

Prototyp diskového podmítače DISKOMAT byl poprvé představen v březnu 2010 na výstavě TECH AGRO v Brně.



Obr. 4 Diskový podmítač DISKOMAT na výstavě TECH AGRO v Brně

V současné době je firmou Farmet a.s. Česká Skalice již úspěšně vyrobena první série těchto podmítačů a další série bude následovat.

Cílem firmy Farmet je nejen vyrábět stávající stroje, ale také je stále modernizovat a zkvalitňovat. V rámci udržení konkurenceschopnosti je rovněž nezbytně nutné zefektivňovat jejich výrobu a tím snižovat výrobní náklady. K tomuto účelu by měla přispět i tato diplomová práce.

1 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 1.1 Metody návrhu a analýzy konstrukce zemědělských strojů

Velký konkurenční tlak v odvětví výroby zemědělské techniky neustále nutí výrobce přihazet na trh s novými, většími a dokonalejšími stroji.

Doposud převážná většina firem zabývajících se výrobou a vývojem zemědělských strojů navrhuje své stroje na základě zkušeností, kvalifikovaného odhadu konstruktéra a prováděním dílčích výpočtů pouze nejvíce zatěžovaných uzlů. Následně je vyroben prototyp, který je podroben zatěžkávajícím zkouškám v reálném provozu a postupně jsou odhalována slabá a kritická místa, kde je zapotřebí stroj vyztužit případně jinak upravit. Nevýhodou této metody je, že nedokáže odhalit místa, která jsou zbytečně předimenzována. Praktické zkoušky pro odladění stroje trvají ve většině případů jeden až dva roky. Toto je velmi zdoluhavý, nákladný a neefektivní proces.

Pro zajištění konkurenceschopnosti je zapotřebí výrazně zkracovat čas na praktické testování strojů v provozních podmínkách a ověření hlavních konstrukčních částí stroje přenést již do fáze prvotního návrhu při jeho vývoji.

Vzhledem ke složitosti současných strojů jsou dříve používané analytické metody výpočtu konstrukcí prakticky nepoužitelné a v praxi se neprovádějí. Díky výraznému pokroku v oblasti počítačové techniky, softwaru pro výpočty metodou konečných prvků (MKP) a jejich dostupnosti pro firmy mají konstruktéři k dispozici efektivní metodu pro provádění analýzy stroje již ve fázi jeho vývoje. Touto metodou je možné vypočítat rozložení napětí v celém stroji. Na základě výsledků lze odhalit kritická i předimenzovaná místa a optimalizovat rozložení napětí a úsporu materiálu.

Pro provedení analýzy pomocí MKP, je zapotřebí mít relevantní vstupní data, která se v oblasti zemědělských strojů dají získat pouze měřením v reálných podmínkách. Tato měření jsou poměrně nákladná a časově náročná. Největší investicí je pořízení měřicí soustavy a softwaru pro MKP výpočty, ale pokud chce firma úspěšně konkurovat na světovém trhu, je to jeden z nezbytných kroků.

1.2 1.2 Měřidla neelektrických veličin

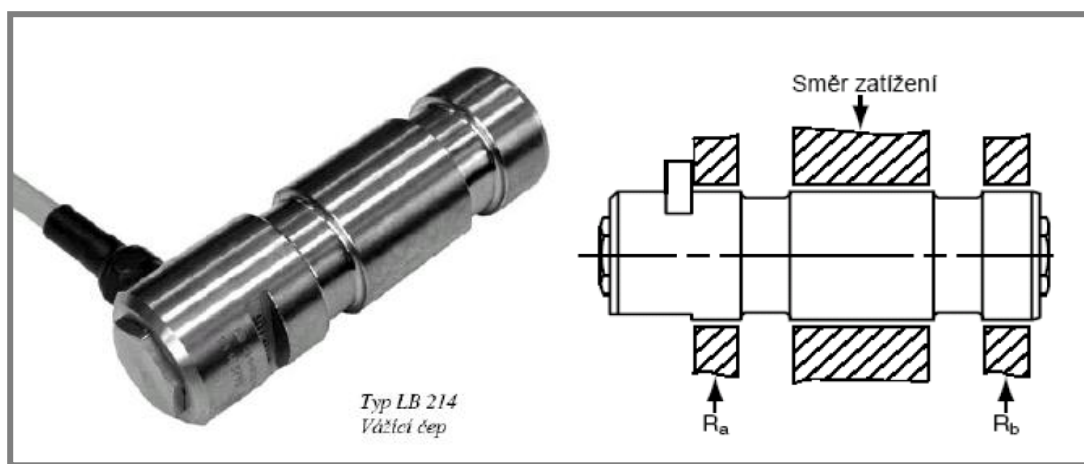
Systémy pro měření různých fyzikálních veličin mají na svém vstupu senzor. Sensory převádějí měřenou fyzikální veličinu (např. tlak, teplotu, délku, rychlost,..) na elektrickou veličinu. Tato elektrická veličina svým charakterem a velikostí většinou neumožňuje přímé zobrazení měřené veličiny ani přímý analogově-číslicový převod nutný pro následné číslicové zpracování. Výstupní signál ze senzoru je proto nutné upravit ve vhodném převodníku. U moderních senzorů je analogový převodník pro předzpracování signálu, stejně jako analogově-číslicový převodník integrován přímo do senzoru. V takovém případě se jedná o takzvané inteligentní senzory [5].

Senzory můžeme rozdělit podle druhu měřené fyzikální veličiny nebo podle principu, na kterém pracují. V praxi se nejčastěji senzory používají při:

- měření teploty (odporové a termoelektrické senzory)
- měření polohy a výšky hladiny (odporové, kapacitní, indukčnostní a optoelektronické senzory)
- měření mechanického namáhání a tlaku (odporové, kapacitní a piezoelektrické senzory)
- měření rychlosti (indukční, optoelektronické senzory) [5]

1.2.1 Tenzometrické čepy

1.2.1



Obr. 1.1 Tenzometrický čep [15]

Tenzometrické čepy, někdy také nazývané jako vážicí čepy, se používají k měření sil přímo v čepovém spoji. Na trhu je široká řada standardně vyráběných rozměrů čepů s únosností až 1300 kN. Čep je možné vyrobit na zakázku podle požadavků zákazníka. Velkou výhodou je možnost přímého vložení tenzometrického čepu do již existujícího uložení místo původního čepu nebo hřídele.

Tenzometrické čepy se nejčastěji používají při měření sil působících na mechanické konstrukce, při ochraně proti přetížení jeřábů, zdvihačů, výtahů, vrátků a pro řízení procesů v průmyslových instalacích. Na obr. 1.1 je schematicky zobrazeno uložení tenzometrického čepu ve spoji [15].

Princip tenzometrického čepu spočívá v tom, že když na tenzometrický čep působí síla podél jeho citlivé osy, vydá tenzometrický můstek umístěný uvnitř čepu výstupní signál úměrný síle působící na čep. Signál je konvertován integrovanou elektronikou na požadovaný signálový výstup [15].

V aplikacích, kdy je předem známý směr zatížení, se používají tenzometrické čepy s jednou osou citlivosti (např. zavěšení jeřábové kladky). Pro případ, kdy předem neznáme směr zatížení, je možné použít čep se dvěma navzájem kolmými osami citlivosti. Tento čep měří složky působící síly, ze kterých je následně možné dopočítat velikost síly a její směr [15].

1.2.2

1.2.2 Tlakové senzory

Základní princip tlakových senzorů spočívá v tom, že (s výjimkou vakua) je vždy možné vystavit působení tlaku určitou známou plochu. Proto lze měření tlaku převést na měření síly a ze známé plochy a naměřené síly poté vypočítat působící tlak. Měření působící síly je v tlakových senzorech prováděno měřením přetvoření na vloženém elementu. Měření může být:

- přímé (převod přetvoření na náboj - piezoelektrický jev, elektrický odpor, magnetické vlastnosti)
- nepřímé, pomocí měření deformace pružného členu (ohyb, tah, tlak, krut, smyk); jako pružný člen se nejčastěji používá membrána, trubka, nosník, ...).

Tlakové senzory mohou měřit absolutní nebo relativní tlak, případně obě hodnoty zároveň. Na trhu existuje velké množství výrobců a druhů tlakových senzorů. Výběr vhodného senzoru proto záleží vždy na konkrétní situaci a požadavcích na měřená data [3].

1.3

1.3 Diskové podmítače

Diskové podmítače se vyznačují svou univerzálností použití. Je možné je využívat v systémech zpracování půdy s orbou, kde se uplatňují jako podmítače, ale také u bezorebných technologií pro mělké kypření půdy. [1]



Obr. 1.2 Moderní diskový podmítač [1]



Obr. 1.3 Historický diskový podmítač [1]

Výhodou diskových podmítačů je nejen velká univerzálnost, ale také kvalitní promíchání půdy a vysoká plošná výkonnost, která je dána poměrně vysokou pracovní rychlostí stroje dosahující až 15 km.h^{-1} . Diskové podmítače jsou většinou vybaveny drobicími a utužovacími válci, které ideálně zpracují půdu [1].

1.3.1

1.3.1 Podmítání

Podmítka se provádí zpravidla po sklizni. Včasná a kvalitní podmítka je velmi důležitým faktorem při hospodaření s půdní vláhou. Při podmítce dojde k přerušení kapilárních pórů směrem k povrchu půdy. Přerušení těchto kapilár minimalizuje vztlínání vody. Zároveň dojde k lepšímu pronikání vody do půdy při srážkách. Dalším efektem je likvidace plevelných rostlin [1].

1.3.2

1.3.2 Mělké kypření

Při mělkém kypření (bezorebné technologie) je hlavním úkolem kypřiče rozdrčení rostlinných zbytků, jejich následné zapracování do půdy a příprava půdy pro setí [1].

1.3.3 Konstrukční řešení diskových podmítačů

Na trhu s diskovými podmítači se vyskytují dvě základní koncepce konstrukčního řešení:

- disky jsou uloženy na společné hřídeli
- každý disk je samostatně uložený (tzv. „krátké disky“) [1].

Uložení disků na společné hřídeli

Tato koncepce je známá již relativně dlouhou dobu. Byly tak konstruovány první diskové podmítače. Disky jsou upevněny na společné hřídeli, která je na koncích uložena v ložiscích. Hřídele jsou nakloněny vůči směru jízdy o pracovní úhel, jehož hodnota se pohybuje v rozmezí 15 až 30°. Disky jsou obvykle uspořádány ve dvou pracovních řadách, a to v tzv. uspořádání do „V“ (viz obr.1.5) nebo uspořádání do „X“ (viz obr.1.4). Průměry disků bývají 600 – 800 mm. V přední řadě bývají disky ozubené, což zajišťuje snadnější vnikání do půdy a napomáhá odvalování. V zadní řadě jsou disky většinou hladké [1].



Obr. 1.4 Uspořádání disků do „X“ [1]



Obr. 1.5 Uspořádání disků do „V“ [1]

Výhody:

- ✓ jednodušší konstrukce
- ✓ nízké výrobní náklady

Nevýhody:

- ✗ konstrukcí lze nastavit pouze pracovní úhel, není možné upravit odklon disku od svislé osy
- ✗ vyšší tahový odpor (než při samostatném uložení disků), který je dán omezenými možnostmi nastavení pracovní geometrie disku
- ✗ disky nejsou nijak jištěny proti poškození při najetí na kámen
- ✗ vlivem velkých sil působících kolmo na směr jízdy se stroj chová neklidně
- ✗ mezi jednotlivými disky musí být instalovány škrabky proti ucpávání
- ✗ nižší pracovní rychlost stroje (8 až 10 km.h⁻¹)
- ✗ výrazně větší délka stroje (než při samostatném uložení disků)
- ✗ je velmi obtížné nastavit a udržet konstantní pracovní hloubku při chodu stroje
- ✗ při víceletém používání i na rovném poli dochází k vytvoření velkých nerovností na povrchu půdy

Je zřejmé, že toto konstrukční řešení má velké množství nevýhod, proto se od tohoto konceptu přechází ke koncepci samostatně uložených disků [1].

Samostatné uložení disků (tzv. „krátké disky“)

S koncepcí samostatně uložených disků poprvé přišla švédská firma Vaederstad. Základní myšlenka spočívá v tom, že každý disk je uložen na ložisku na samostatné slupici. Slupice funguje jako kyvné rameno, odpružené buď gumovými silentbloky, tvarovou pružinou, nebo vinutou pružinou. Tímto řešením je možné disky uspořádat do řady kolmé na směr jízdy a tím podstatně zkrátit délku stroje, proto je používán název krátké disky. Pružné uložení umožňuje bezpečné vyklopení disku při najetí na překážku (viz obr. 1.6). Díky tomu, že disky nejsou na jedné hřídeli, vzniká mezi disky volný pracovní prostor, kudy může zpracovávaná půda a rostlinné zbytky volně procházet a nedochází k ucpávání. Průměry disků se pohybují v rozmezí 450 až 800 mm [1].



Obr. 1.6 Diskový podmiťáč se samostatným uložením disků [1]

Výhody:

- ✓ disky jsou umístěny ve dvou řadách blízko za sebou, z čehož plyne kratší délka stroje
- ✓ konstrukcí lze nastavit pracovní úhel i odklon disku od svislé osy a tím optimalizovat zpracování půdy a minimalizovat tahový odpor
- ✓ za druhou řadou disků je obvykle umístěn drobný válec, který také zajišťuje přesné hloubkové vedení
- ✓ disky nemusí být vybaveny škrabkami, dobře snášejí i vlhkou půdu
- ✓ odjištění disku při najetí na překážku
- ✓ vyšší pracovní rychlost 10 až 15 km.h⁻¹, z čehož plyne vyšší výkonnost (řádkově o 50% oproti uložení na společné hřídeli)
- ✓ vyšší kvalita práce, lepší drobení, menší hrudovitost
- ✓ při víceletém používání nevytváří na poli nerovnosti, naopak povrch pole urovnává

Nevýhody:

- ✗ složitější konstrukce



Obr. 1.7 Ukázka odjištění disků při najetí na překážku [1]

- ✖ vyšší výrobní náklady, z čehož vyplývá i vyšší cena stroje

Toto konstrukční řešení má celou řadu výhod, a i přes svou podstatně vyšší cenu dává většina zemědělců těmto strojům přednost [1].

1.3.4 Hlavní koncepce uložení a jištění proti přetížení u „krátkých“ diskových podmítačů

1.3.4

Pevné slupice jištěné gumovými elementy (silentbloky)

Toto řešení je vhodné pro disky menšího průměru (450 až 550 mm). S touto koncepcí poprvé přišel švédský Vaederstad, pak následovaly i další firmy, například (Kuhn, Amazone, Rabe, Einboeck, SMS Rokycany, Farnet, Horsch). Pracovní úhel disků se pohybuje v rozmezí 15 až 20° [1].



Obr. 1.8 Pevné slupice jištěné gumovými elementy [1]

Výhody:

- ✓ vysoká kvalita práce v méně náročných půdách
- ✓ jednoduché konstrukční řešení, absence čepových spojení

Nevýhody:

- ✖ malý maximální úhel vyklopení slupice při odjištění
- ✖ nepříznivá silová charakteristika při odjištění (s rostoucím vyklopením roste přítlačná síla)
- ✖ v základní poloze nelze zajistit předpětí
- ✖ vysoké nároky na kvalitu pryže jisticích elementů
- ✖ menší pracovní hloubka způsobená menšími disky
- ✖ menší průchodnost půdy a rostlinných zbytků

Toto uložení umožňuje i vychýlení do boku (až 5°), což je příznivé při najetí na překážku, ale způsobuje také vychylování disku za plynulého chodu stroje a tím změnu pracovního úhlu, což je velmi nežádoucí [1].

Slupice tvořené tvarovou pružinou ze čtyřhranné oceli

Toto řešení umožňuje použít disky většího průměru v rozmezí 550 až 700 mm. Tuto koncepci má patentovanou a používá francouzská firma Agrisem. V jisté úpravě ji používá i česká firma Strom Export, která obešla patent vložením vodící podkovy, která zároveň vytváří předpětí v základní poloze a částečně potlačuje boční výkyvy. Dochází však k rychlému mechanickému vydírání této podkovy. Pracovní úhel disků se pohybuje v rozmezí 15 až 20° [1].



Obr. 1.9 Slupice tvořené tvarovou pružinou ze čtyřhranné oceli [1]

Výhody:

- ✓ jednoduché konstrukční řešení - absence čepových spojení
- ✓ větší úhel odjištění než při použití gumových elementů
- ✓ větší pracovní hloubka
- ✓ vyšší průchodnost půdy a rostlinných zbytků

Nevýhody:

- ✗ nepříznivá silová charakteristika při odjištění (s rostoucím vyklopením roste přítlačná síla)
- ✗ v základní poloze nelze zjistit předpětí (u varianty bez podkovy)
- ✗ složitější výroba slupice
- ✗ horší kvalita práce (způsobena většími disky)
- ✗ konstrukční řešení je chráněné patentem Agrisem

I toto uložení umožňuje vychýlení do boku (5 až 10°), což je příznivé při najetí na překážku, ale způsobuje také vychylování disku za plynulého chodu stroje a tím změnu pracovního úhlu, což je velmi nežádoucí [1].

Pevné slupice jištěné vinutou pružinou

Toto řešení umožňuje použít disky větších průměrů, až 800 mm. S touto koncepcí jako první přišla německá firma Lemken a následně pak polská Unia. Pracovní úhel disků se pohybuje v rozmezí 15 až 18° [1].



Obr. 1.10 Pevné slupice jištěné vinutou pružinou [1]

Výhody:

- ✓ větší úhel odjištění (než u obou předchozích koncepcí), který je dán kinematikou mechanismu odjištění, a může být tedy zkonstruován dle potřeby
- ✓ příznivější silová charakteristika při odjištění (dáno kinematikou mechanismu odjištění), kterou lze zkonstruovat tak, že s rostoucím úhlem vyklopení klesá přitlačná síla
- ✓ možnost předpětí v základní poloze
- ✓ vyšší kvalita práce (jsou zde sice větší disky, ale s velkým svislým odklonem disků 20°, což má za následek lepší podebírání půdy a její drobení)
- ✓ při práci nedochází k bočním výkyvům a tím ke snížení pracovního úhlu
- ✓ větší hloubka zpracování
- ✓ vyšší průchodnost půdy a rostlinných zbytků

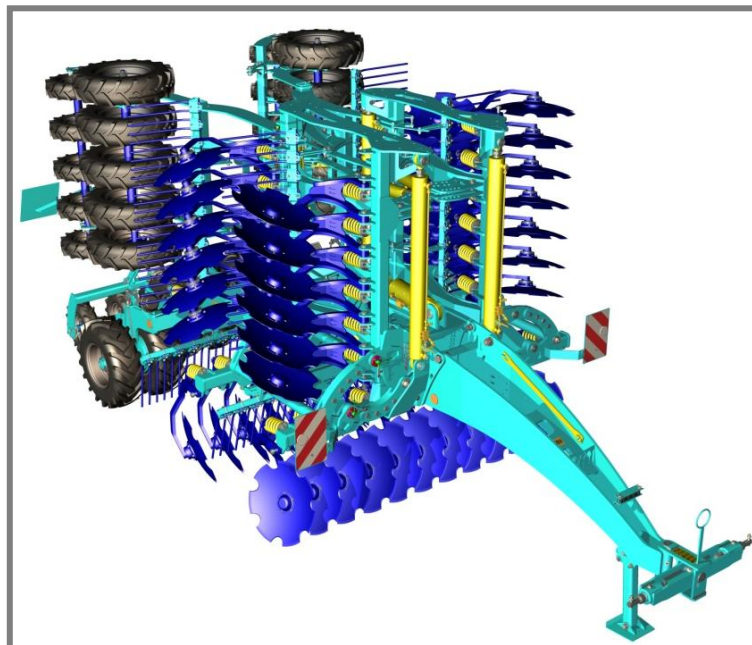
Nevýhody:

- ✗ složitější konstrukční řešení
- ✗ mnohem vyšší cena než u předchozích koncepcí
- ✗ čepová spojení je nutno chránit proti opotřebení [1]

Toto konstrukční řešení vykazuje celkově více výhod než u předchozích dvou řešení. I přesto, že je konstrukčně složitější a cenově nákladnější, ukazuje se, že výhody, které přináší, jsou velmi významné, a proto je tato koncepce používána u nejkvalitnějších diskových podmítačů.

1.4 Diskový podmítač Farmet DISKOMAT

Diskový podmítač DISKOMAT je univerzální zemědělský stroj, který má velmi široké použití v různých technologiích zpracování půdy. Tento stroj je novinkou firmy Farmet a.s. Česká Skalice, a byl poprvé představen 25.3.2010 na výstavě TECH AGRO v Brně. Je vhodný jak pro provádění klasických podmítek po sklizni plodin do libovolných hloubek v rozmezí 1,5 až 18 cm, tak i pro různé druhy dalšího zpracování půdy, především při moderních minimalizačních technologiích tzv. mělkého kypření [12].



Obr. 1.11 Diskový podmítač DISKOMAT - 3D model

Stroj je osazen 60 diskovými pracovními orgány o průměru disku 630 mm (viz Obr. 1.11). Každý pracovní orgán je samostatně uložen a vybaven bezúdržbovým pružinovým jištěním s velkou odjišťovací silou. Vysoká tuhost pracovního orgánu a vysoká odjišťovací síla zajišťuje přesné a pevné vedení disku při práci, ale také bezpečné odjištění orgánu při najetí na překážku (kameny,...). Tento pracovní orgán byl výsledkem bakalářské práce s názvem *Pracovní orgán diskového podmítače*, která byla stručně popsána v úvodu práce [12].



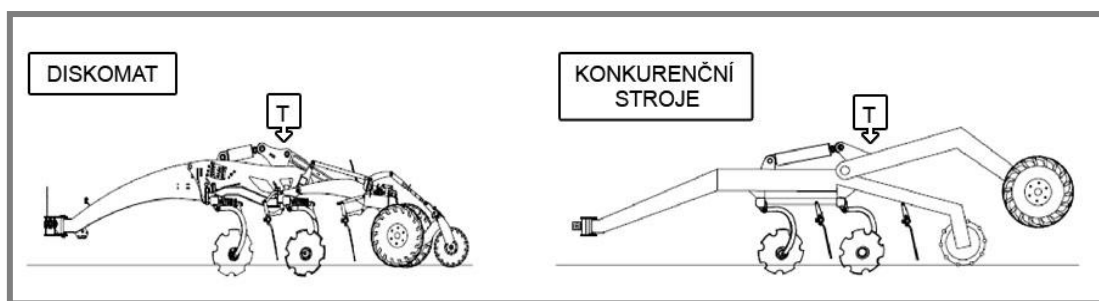
Obr. 1.12 Diskový podmítač při práci 1 [12]



Obr. 1.13 Diskový podmítač při práci 2 [12]

Velkou předností této koncepce stroje je také obecně známý urovňovací efekt, takže diskový podmítač je vhodný i pro předseťové zpracování půdy, kde je kladen důraz na dobré urovnání pozemku a kvalitní zpracování půdy. Unikátní u tohoto typu diskového podmítače je použití dvojitého pneumatikového válce, čímž je dosaženo velké kompaktnosti stroje a hlavně mimořádně vysoké kvality práce. Dvojitý pneumatikový válec se vyznačuje velmi kvalitním a rovnoměrným zpětným utužením a urovnáním půdy při vytvoření příznivé povrchové struktury půdy [12].

Součástí dvojitého pneumatikového válce je integrovaná transportní náprava s brzděnými koly. Toto inovativní umístění nápravy zaručuje příznivou polohu těžiště diskového podmítače při práci a zajištění maximálního přitlaku na jednotlivé řady disků (viz Obr. 1.14). To je velmi důležité pro spolehlivou práci stroje i v těžkých půdních podmínkách a při vysokých pracovních rychlostech [12].



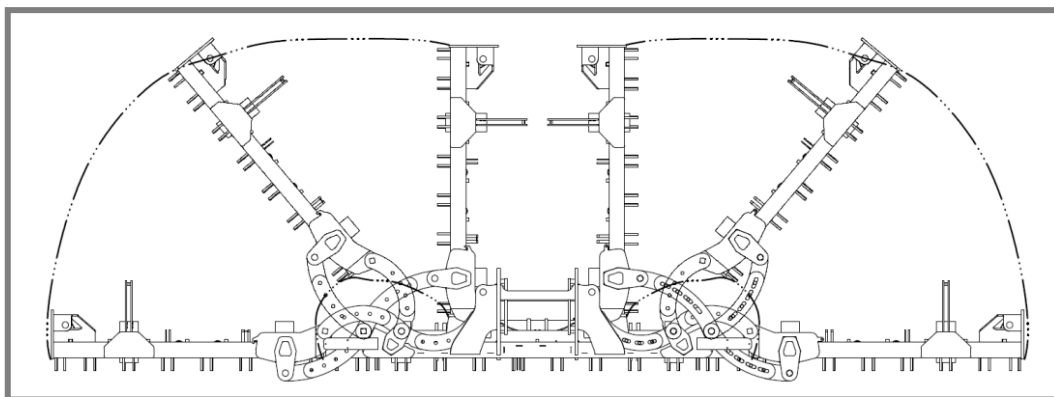
Obr. 1.14 Porovnání těžiště stroje DISKOMAT s konkurenčními stroji [12]

Hlavními přednostmi tohoto diskového podmítače oproti konkurenčním strojům jsou výborné urovňovací schopnosti na poli, vysoká prostupnost zpracovávaných rostlinných zbytků, díky které se stroj neucpává ani v těch nejtěžších podmínkách. Krátká konstrukce stroje zajišťuje snadnou a efektivní manévrovatelnost při práci na poli i transportu po pozemních komunikacích [12].

Použití vysocepevnostních materiálů zajišťuje stroji velmi kompaktní rozměry, především pro přepravu na pozemních komunikacích, velmi nízkou hmotnost a její příznivé rozložení na pracovní orgány, dále pak velmi nízké nároky na údržbu. Stroj je jeden z řady strojů označovaných jako *eXtra STEEL line*[®]. Díky tomu je většina uzlů zcela bezúdržbových po celou dobu životnosti stroje. Výrazná bezúdržbovost stroje je dosažena i minimalizováním počtu mazacích míst a četnosti mazání. Konstrukce diskového podmítače plní požadavky na bezpečnost a požadavky pro schválení pro provoz po pozemních komunikacích kategorie vozidel SPT3 [12].

Zcela unikátní je systém sklápění se čtyřbodovým mechanismem. Ten umožňuje u diskového podmítače s pracovním záběrem 7,8 m a vysokou světlostí rámu, která je více než 100 cm, sklopení do přepravních rozměrů vyhovujících předpisům pro provoz po pozemních komunikacích (4m výška, 3m šířka a 12m délka soupravy). To je v kategorii těchto strojů na trhu naprostým unikátem a přispívá to jak k bezproblémové přepravitelnosti, tak i k celkové bezpečnosti stroje. Způsob sklápění bočních rámců stroje je schematicky znázorněn na obr. 1.15. Na schématu

jsou zobrazeny tři polohy bočních rámů (při úplném rozklopení, mezipoloha a při úplném sklopení bočních rámů) a trajektorie, po kterých se boční rámy pohybují [12].



Obr. 1.15 Schematické znázornění mechanismu sklápění podmítače DISKOMAT

U tohoto způsobu sklápění, jehož jsem spoluautorem, v současné době probíhá řízení o přiznání patentu.

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

2

Diskový podmítač DISKOMAT, o kterém pojednává tato diplomová práce, je rozsáhlý a složitý stroj. Při návrhu a následném výpočtu nosné konstrukce stroje jsem narazil na problém neznámých zatěžujících sil, které na stroj budou působit v reálných podmínkách.

Z důvodů udržení konkurenceschopnosti a zvyšování kvality výrobků není možné navrhovat stroje pouze na základě zkušeností, metodou „pokus omyl“ a provedením dílčích přibližných výpočtů. Vzhledem ke složitosti a charakteru celého stroje je použití analytické metody výpočtu téměř vyloučeno. Jako velmi efektivní nástroj při navrhování a výpočtech podobných složitých konstrukcí je strukturální deformačně-napjatostní analýza metodou konečných prvků (MKP). Pomocí MKP lze získat údaje o přetvoření a napětích v libovolných místech konstrukce.

Pro dosažení relevantních výsledků výpočtů je zapotřebí získání reálných okrajových podmínek. Vzhledem k tomu, že stroj pracuje v různých půdních podmínkách, za rozdílného počasí, při proměnných pracovních rychlostech atd., je nutné pro získání reálných okrajových podmínek provést měření zatížení přímo na stroji v reálných podmínkách.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Primárním cílem této práce je provést strukturální deformačně-napjatostní analýzu nosného rámu diskového podmítače DISKOMAT. To však není možné bez předchozí analýzy zatížení v reálných podmínkách. Proto je práce rozdělena na dvě dílčí části, analytickou a výpočtovou.

Analýza reálných zatížení

Hlavním cílem této části je provést měření na stroji v reálných podmínkách a získat data pro výpočtovou část.

Dílčí cíle:

- definovat místa, ve kterých je zapotřebí analyzovat zatížení
- navrhnout a sestavit měřicí soustavu
- provést testovací měření pro ověření funkčnosti měřicí soustavy
- navrhnout metodiku jednotlivých měření
- provést měření v reálných podmínkách
 - při transportu po veřejných komunikacích
 - při transportu po polních komunikacích
 - při práci na poli
 - při sklápění a rozklápění stroje
- analyzovat a připravit naměřená data pro výpočtovou část

Výpočtová část

Hlavním cílem výpočtové části a zároveň celé diplomové práce je na základě dat, získaných v první části měření, provést strukturální deformačně-napjatostní analýzu nosného rámu diskového podmítače pomocí metody konečných prvků (MKP). Odhalit případná kritická místa a dále místa, kde by bylo možné konstrukci odlehčit.

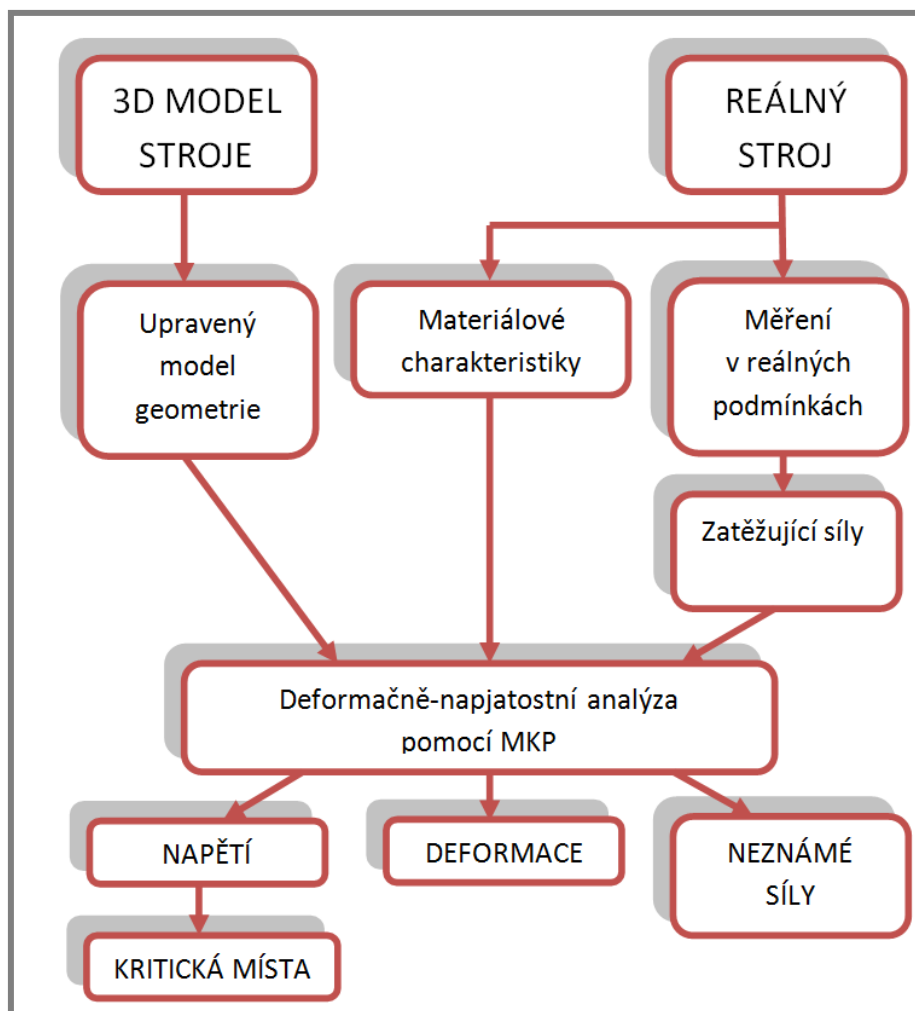
Širší cíle práce

Při navrhování měřicí soustavy by měla být zohledněna možnost jejího využití pro měření na ostatních strojích firmy Farnet. Výsledky a poznatky z této práce by měly sloužit jako určitý vzorový postup při měřeních a výpočtech na dalších strojích. V neposlední řadě je cílem práce poskytnout konstruktérům relevantní data pro výpočty a tím přispět k cíli stálého zkvalitňování stroje.

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4

Metodický návrh řešení je schematicky znázorněn na obr. 4.1. Pro provedení deformačně-napjatostní analýzy je zapotřebí jednoznačně definovat model analyzované soustavy, okrajové podmínky a materiálové charakteristiky.



Obr. 4.1 Schéma metodického přístupu k řešení

3D model geometrie soustavy pro deformačně-napjatostní analýzu bude vytvořen z již existujícího modelu stroje, který byl vytvořen při vývoji prototypu a pro tvorbu výkresové dokumentace. Existující model bude muset být značně upraven, aby ho bylo možné použít jako vstupní geometrii pro výpočet. Protože se jedná o velmi rozsáhlý stroj, model musí být zjednodušen a rozdělen na dílčí soustavy. Dále bude zapotřebí zajistit celistvost modelu, tzn. odstranění vymodelovaných vůlí ve svařencích, domodelování svaru, odstranění nepotřebných geometrií,... Pro tyto úpravy bude použit program Autodesk Inventor 2010, jedná se o 3D CAD modelář.

Materiálové charakteristiky potřebné pro výpočet budou dosazeny z materiálových karet materiálů použitých na reálném stroji. Analyzovaná soustava je převážně složena z ocelových svařenců, tudíž se bude jednat převážně o vysocepevnostní svařitelnou ocel.

Deformačně-napjatostní analýza bude provedena metodou konečných prvků (MKP) v programu Ansys Workbench v.12. Okrajové podmínky pro deformačně-napjatostní analýzu budou dosazeny z měření provedených v reálných podmínkách, ve kterých se stroj běžně používá.

Z výsledků rozložení napětí v analyzované soustavě budou identifikována případná kritická místa s koncentrací napětí a bude proveden celkový rozbor výsledků.

5 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

5

5.1 Rozbor způsobu měření a měřených míst na stroji

5.1

Cílem analýzy reálných zatížení je změřit, jaké síly působí na konstrukci stroje v reálných pracovních podmínkách a tím získat vstupní data pro deformačně-napjatostní analýzu. Vzhledem k vysoké ceně analyzovaného stroje musí být měření provedeno s co nejmenším zásahem do vlastní konstrukce stroje.

Na stroji je většina spojů realizována čepovým spojením, jako ideální měřicí metoda se jeví použití dvouosých tenzometrických čepů (viz kapitola 1.2.1). Tenzometrický čep je schopen zaznamenávat složky síly ve dvou na sebe kolmých osách a tím určit i její vektor.

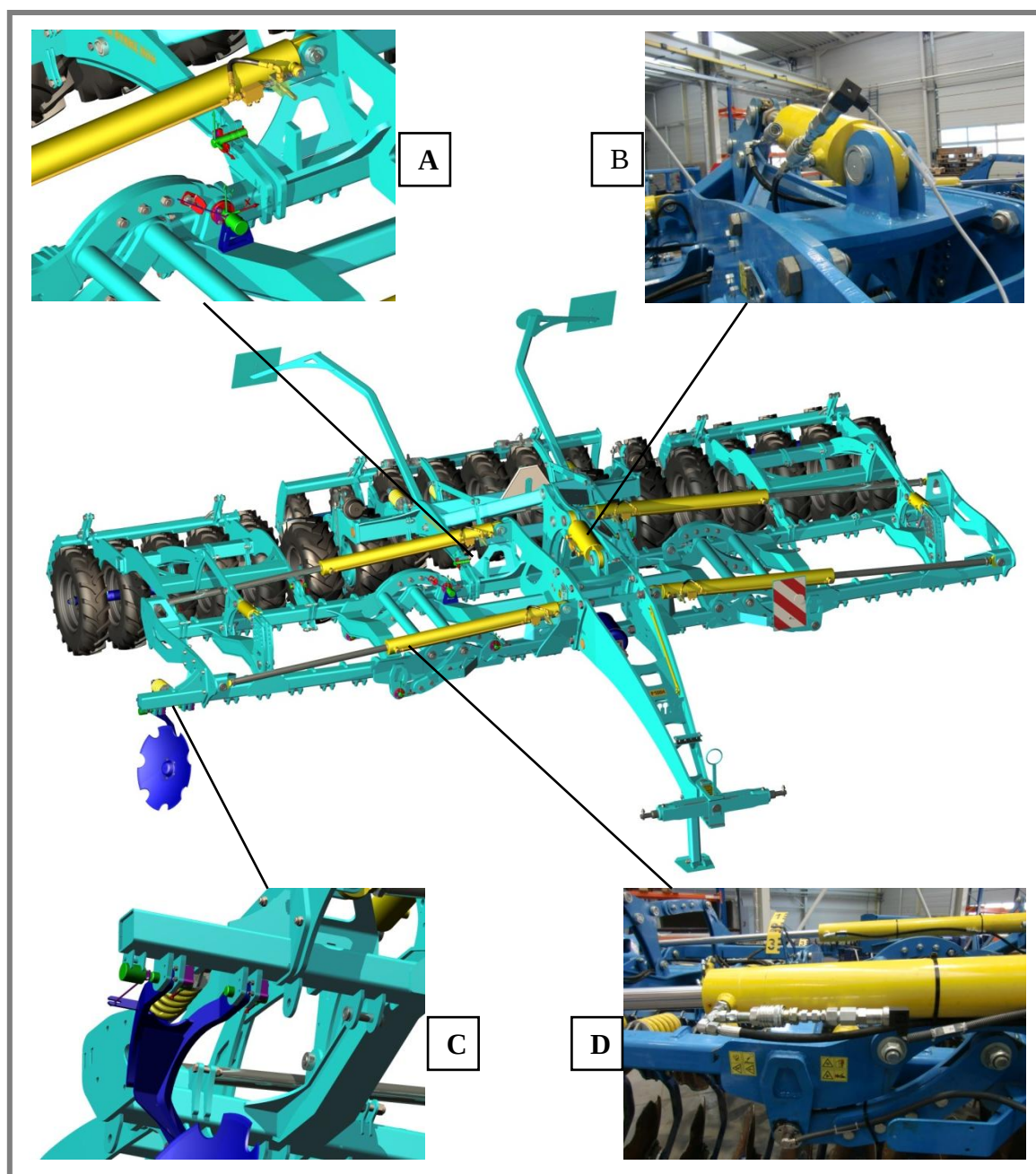
Pro zjištění sil v čepových spojkách pístnic se jako nejjednodušší jeví použít tlakový senzor, kterým bude měřen tlak v hydraulickém válci a následně ze známé plochy pístu a účinnosti dopočítána působící síla.

V případě, kdy se při měření jednotlivé komponenty stroje vzájemně pohybují, bude nutné měřit i okamžitou polohu komponent. Pro tyto případy bude použit rotační senzor. Tento senzor lze použít jak pro měření otáček, tak pro měření úhlové výchylky.

Ukázka umístění jednotlivých senzorů a měřených uzlů je zobrazena na obr. 5.1.

- A,C - ukázka použití tenzometrického čepu a rotačního senzoru
- B,D - ukázka použití tlakového senzoru

Detailní zobrazení senzorů a měřených míst je podrobně popsáno u jednotlivých měření v kapitole 5.3.



Obr. 5.1 Ukázka umístění jednotlivých senzorů a měřených uzlů

5.2 Měřicí soustava

5.2

5.2.1 Požadavky na měřicí soustavu

5.2.1

Hlavním úkolem měřicí soustavy je zaznamenat data ze všech měřidel při zvolené vzorkovací frekvenci, tato data třídit a zapsat do souboru kompatibilního se softwarem Microsoft Excel 2010.

Vzhledem k tomu, že stroj je dynamicky namáhán, je zapotřebí vysoké vzorkovací frekvence, aby nedošlo ke zkreslení měření tím, že měřicí soustava nezaznamená extrémní hodnoty při rychlých dějích.

Soustava musí být schopna zaznamenávat data z osmi senzorů:

- 2x dvouosý tenzometrický čep (každá se chová jako 2 samostatné tenzometry)
- 3x tlakové čidlo
- 1x rotační snímač polohy

Podrobné charakteristiky jednotlivých senzorů jsou popsány v příloze 1.

Vlastní měření bude probíhat v reálných podmínkách na poli a pozemních komunikacích, kde není možné připojit měřicí soustavu k elektrické síti, je nutné zajistit mobilní zdroj napětí.

Měřicí soustava musí být lehká, snadno přemístitelná a jednoduchá na ovládání. Při návrhu měřicí soustavy je nutné zohlednit možnost jejího univerzálního použití pro měření na dalších strojích.

5.2.2 Zvolený tenzometrický čep

5.2.2

Pomocí tenzometrického čepu je zapotřebí provést měření v deseti čepových spojích (viz kapitola 5.1), které však nemají stejný průměr vloženého čepu. Jedná se o průměry 30 mm, 35 mm a 40 mm. Z hlediska náročnosti měření by bylo ideální zakoupit 10 tenzometrických čepů s požadovanými průměry a měřit všechny uzly ve stejný čas. Z důvodu vysokých pořizovacích nákladů na jeden tenzometrický čep, které se pohybují okolo 1 000 € (cena závisí na provedení, únosnosti,...), bylo rozhodnuto zakoupit dva dvouosé tenzometrické čepy, které budou postupně vkládány do čepových spojů, a měření se rozdělí na více částí. Jako dodavatel byla vybrána německá společnost Batarow, která vyrábí tenzometrické čepy na míru podle požadavků zákazníka.

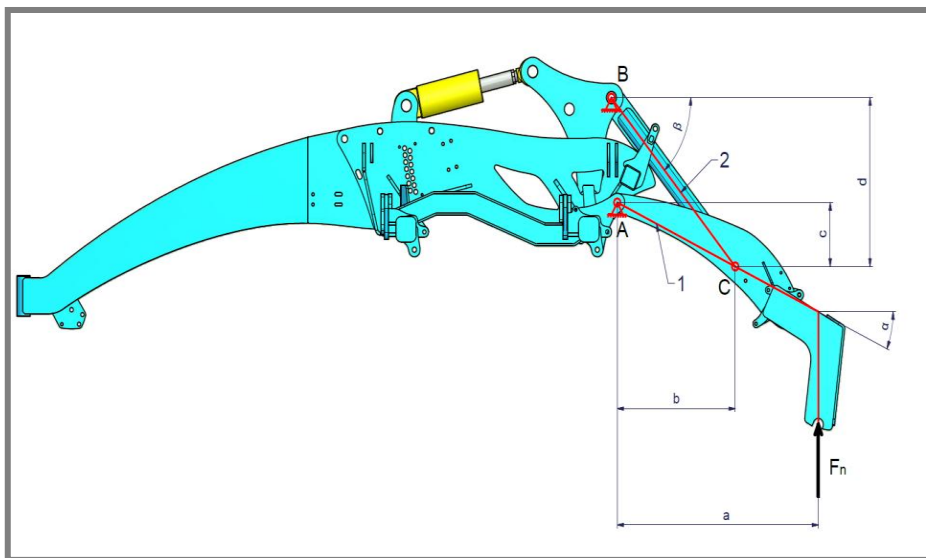
Určení parametrů tenzometrického čepu

Aby bylo možné umístit čep do všech požadovaných čepových spojů, musí mít vnější průměr max. 30 mm. Pro použití čepů v čepových spojích o průměru čepu větším než 30 mm bude nutné vyrobit redukční kroužky. Namáhání čepů při provozu nesmí překročit maximální dovolené zatížení čepu. Nejvíce namáhaný bude čep při měření uložení hlavní nápravy stroje. Proto byl proveden statický výpočet pro odhad možného zatížení čepu při měření. Na obr. 5.2 je zobrazen mechanismus zdvihání stroje na nápravě. Při měření bude čep umístěn v bodě A. Pro výpočet je náprava nahrazena tělesem 1 a opěrné táhlo tělesem 2. Síla F_n působí v místě uložení kol na nápravě. Velikost síly F_n je rovna $\frac{1}{2}$ tíhové síly na nápravě. Tato síla byla vypočítána

s pomocí programu Autodesk Inventor na základě vygenerovaného těžiště a hmotnosti stroje a její velikost je 23 789 N.

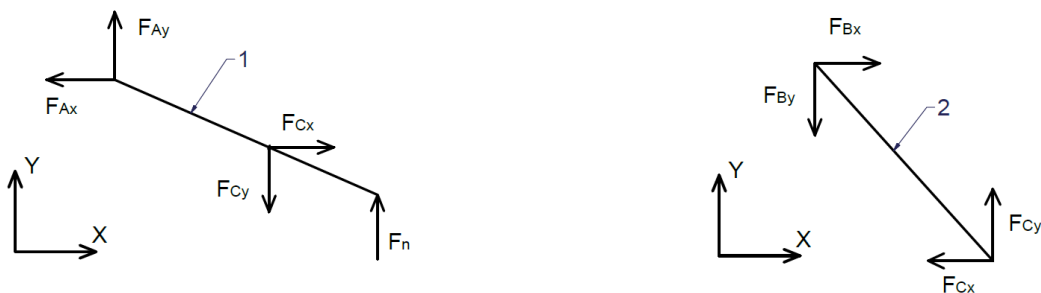
Výpočet statického zatížení čepového uložení hlavní nápravy

$$\begin{aligned} a &= 1,209 \text{ m} & \alpha &= 24^\circ & F_n &= 23\,789 \text{ N} \\ b &= 0,709 \text{ m} & \beta &= 48^\circ \\ c &= 0,311 \text{ m} \\ d &= 0,823 \text{ m} \end{aligned}$$



Obr. 5.2 Mechanismus zdvihání stroje na nápravě

Uvolnění členů soustavy:



Kinematický rozbor:

$$i = i_v - \left(\sum \xi + \eta \right) = 6 - 6 = 0$$

Náprava je uložena nepohyblivě, bez omezených deformačních parametrů.

Statické podmínky rovnováhy:

$$\begin{aligned} x: -F_{Ax} + F_{Cx} &= 0 & F_{Cx} &= F_C \cdot \cos\beta \\ y: F_{Ay} - F_{Cy} + F_n &= 0 & F_{Cy} &= F_C \cdot \sin\beta \\ M_A: -F_{Cy} \cdot b + F_{Cx} \cdot c + F_n \cdot a &= 0 \end{aligned}$$

F_c :

$$-F_c \cdot \sin \beta \cdot b + F_c \cdot \cos \beta \cdot c + F_n \cdot a = 0$$

$$F_c (\cos \beta \cdot c - \sin \beta \cdot b) = -F_n \cdot a$$

$$F_c = \frac{-F_n \cdot a}{\cos \beta \cdot c - \sin \beta \cdot b}$$

$$F_c = \frac{-23789 \cdot 1,209}{\cos 48^\circ \cdot 0,311 - \sin 48^\circ \cdot 0,709}$$

$$F_c = \underline{90429N}$$

F_{Ay} :

$$F_{Ay} = F_{Cy} - F_n = 90429 \cdot \sin 48^\circ - 23789 = \underline{43\,413N}$$

F_{Ax} :

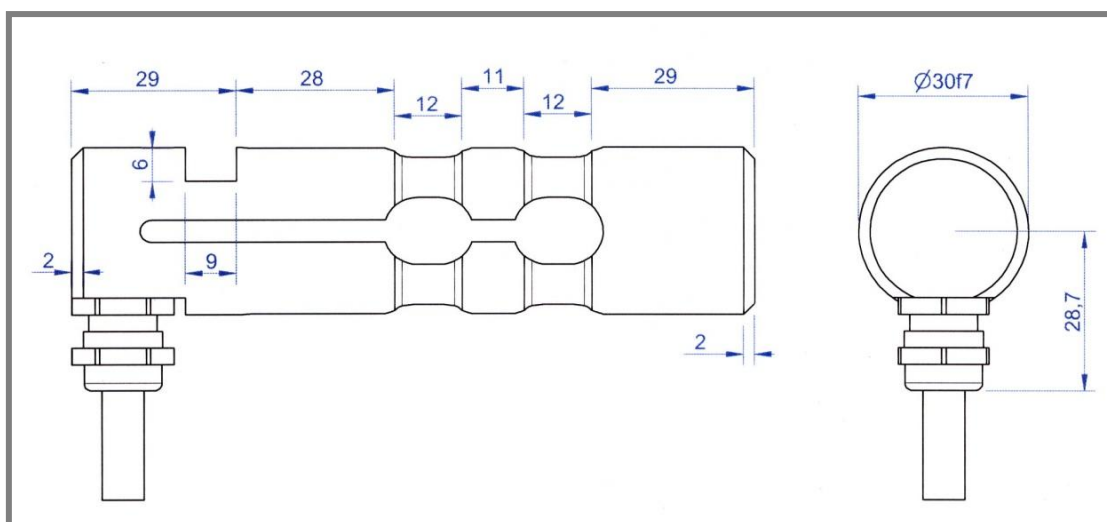
$$F_{Ax} = F_{Cx} = F_c \cdot \cos \beta = 90798 \cdot \cos 48^\circ = \underline{60\,510N}$$

Protože stroj bude dynamicky namáhán, navýšíme požadovanou únosnost o 50%.

$$60\,510 \cdot 1,5 \doteq 90\,000N$$

Z výpočtu tedy vyplývá, že čep musí mít únosnost minimálně 90 kN v každé ose citlivosti. Při krátkodobém zatížení je dovoleno bezpečné zatížení 150 % nominální únosnosti, takže při dynamickém zatížení se můžeme bezpečně dostat až na hodnotu 135 kN v obou osách citlivosti.

Na základě výše uvedených údajů byl ve spolupráci s firmou Batarow navržen univerzální čep, který je zobrazen na obr. 5.3.

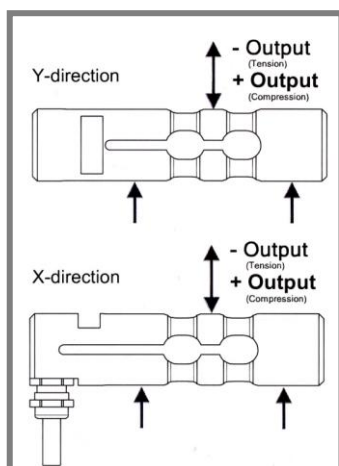


Obr. 5.3 Rozměry zvoleného tenzometrického čepu

Parametry zvoleného tenzometrického čepu:

- čep měří síly ve dvou navzájem kolmých osách X a Y (viz Obr. 1.4)
- dovolené nominální zatížení v každé ose je 90 kN

- dovolené bezpečné krátkodobé přetížení 150 % nominálního zatížení (135 kN). Po překročení dovoleného přetížení se doporučuje kontrola a kalibrace čepu u výrobce
- destrukční zatížení je 300 % nominálního zatížení.



Obr. 5.4 Orientace os citlivosti [9]



Obr. 5.5 Použitý dvouosý tenzometrický čep

5.2.3

5.2.3 Zvolený tlakový senzor

Pro měření tlaku v hydraulických válcích byl zvolen tlakový senzor DMP 333 (viz Obr. 5.6) od firmy A.P.O. - ELMOS v.o.s. Jedná se o robustní piezoresistivní senzor relativního tlaku s nerezovou oddělovací membránou, který byl speciálně koncipován pro nasazení v hydraulických zařízeních za nejtěžších provozních podmínek [14].



Obr. 5.6 Použitý tlakový senzor

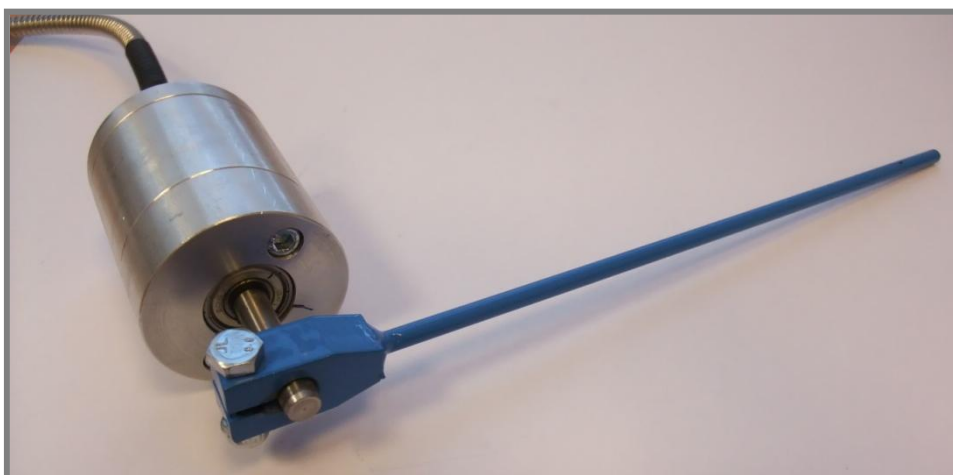
Analýzovaný stroj je ovládán pomocí hydraulického okruhu traktoru. V současnosti používané traktory pracují s tlakem 180 až 200 bar. V hydraulickém systému stroje však mohou vznikat tlaky až 300 bar. Zvolený senzor má jmenovitý rozsah 0 až 600 bar, čímž splňuje požadavky na potřebný rozsah tlaků.

Parametry zvoleného tlakového senzoru:

- jmenovitý rozsah 0 až 600 bar
- dovolené krátkodobé přetížení 1000 bar
- výstupní signál 4..20 mA/ 2V
- přesnost 0,50 %
- tlaková přípojka G 1/2" DIN 3852

5.2.4 Zvolený rotační senzor

Pro měření odjištění pracovního orgánu a zaznamenání polohy při sklápění bočních rámů (viz kapitola 5.3.3 a 5.3.4) byl zvolen magnetický rotační senzor TRME – 4096 od firmy JIRKA a spol. s.r.o. Senzor je schopen zaznamenat úhel natočení i smysl otáčení, takže může být použit i jako senzor výchylky v rozsahu $\pm 360^\circ$. Senzor pracuje s rozlišením 4096 pulzu na otáčku, což znamená krokování po $0,088^\circ$.



Obr. 5.7 Použitý rotační senzor

5.2.5 Popis a parametry měřicí soustavy

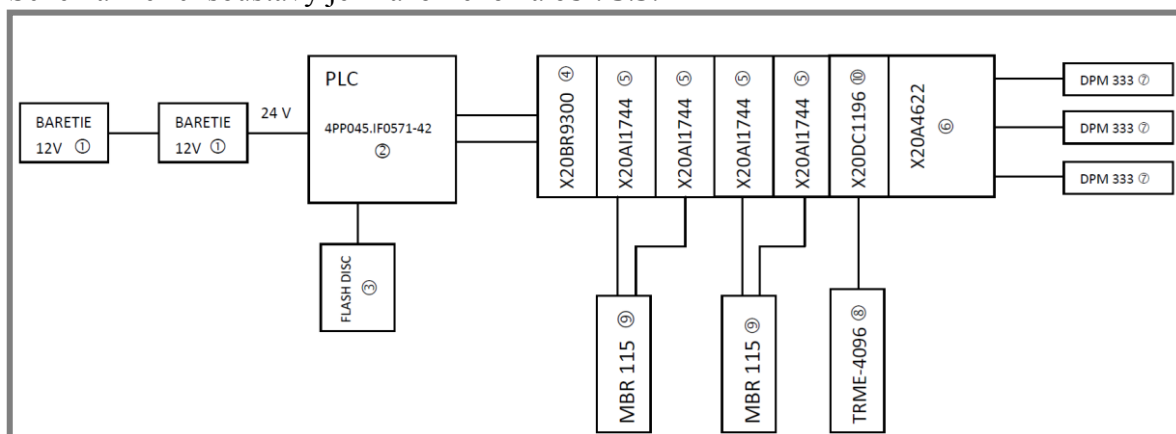
Měřicí soustava je sestavena z tzv. stavebnicových normalizovaných modulů. Výhodou použití těchto modulů je velká univerzálnost a flexibilita. Měřicí soustavu lze snadno rozšířit o další senzory, čímž je splněn požadavek na univerzálnost měřicí soustavy pro měření na dalších strojích. Další výhodou je, že firma Farmet většinu z použitých komponent, včetně potřebného softwaru, běžně používá, má s nimi již řadu zkušeností a je zajištěna snadná dostupnost potřebných komponent. Výhodou sestavení vlastní měřicí soustavy jsou také pořizovací náklady, které jsou řádově nižší než při zakoupení komplexních řídicích a vyhodnocovacích jednotek.

5.2.5



Obr. 5.8 Měřicí soustava

Schéma měřicí soustavy je znázorněno na obr. 5.9.



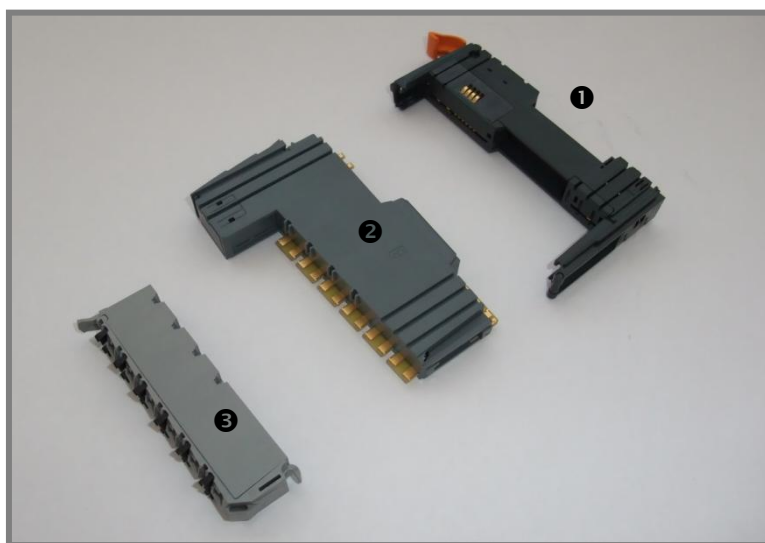
Obr. 5.9 Schéma měřicí soustavy

Popis soustavy:

- | | |
|------------------------|--|
| ① Baterie 12 V | - elektrický zdroj |
| ② PLC 4PP045.IF0571-42 | - průmyslový počítač PLC. |
| ③ Flash disc 8GB, | - paměťová jednotka pro uložení dat |
| ④ X20BR9300 | - přijímač sběrnice X2X, zajištění napájení pro moduly na sběrnici |
| ⑤ X20AI1744 | - analogový vstupní modul pro připojení tenzometrů. |
| ⑥ X20AI4632 | - analogový vstupní modul pro připojení tlakových čidel |
| ⑦ DPM 333 | - průmyslový piezoresistivní senzor tlaku, rozsah 0 až 600 bar |
| ⑧ TRME-4096 | - magnetický rotační senzor, rozsah 0° až 360° |

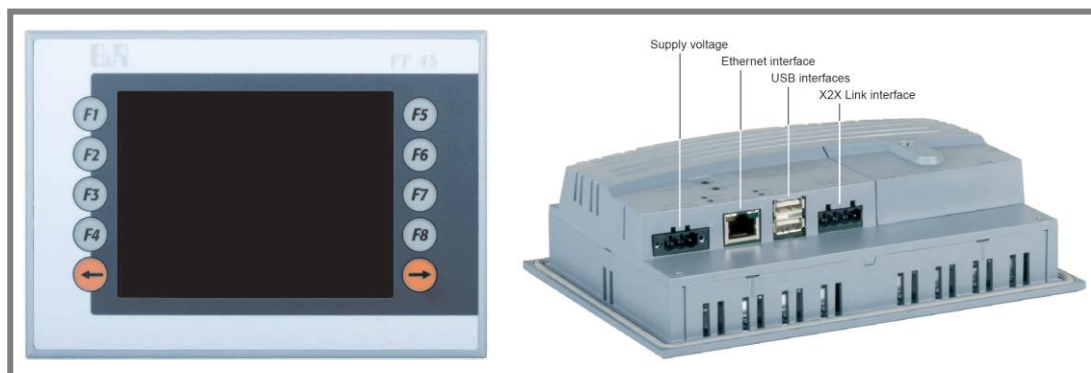
- ⑨ MBR 115 - dvouosý tenzometrický čep, maximální zatížení v každé ose 120 kN
- ⑩ X20 DC1196 - digitální ovládací modul pro připojení rotačního snímače

Každý modul ④⑤⑥ a ⑩ se skládá ze tří částí (viz Obr. 5.10). Spodní částí je sběrnicový modul X20BM01 (na obrázku označen jako ①), který tvoří datovou sběrnici, zajišťuje komunikaci a napájení. Hlavní částí je vlastní modul vstupní nebo komunikační modul ④⑤⑥ nebo ⑩ (na obrázku ②). Poslední částí je svorkovnice, která umožňuje připojení jednotlivých senzorů k modulům (na obrázku ③). Podrobné parametry všech použitých modulů jsou v příloze 1.



Obr. 5.10 Ukázka rozloženého modulu

Hlavní řídicí částí měřicí soustavy je PLC (Programmable Logic Controller - Programovatelný logický automat) s 5,7 " LCD dotykovým displejem s označením 4PP045.IF0571-42 (viz Obr. 5.11). Procesor pracuje na frekvenci 100 MHz. Automat je vybaven operační pamětí 64 MB.



Obr. 5.11 PLC automat [17]

Automat komunikuje se sběrnici a připojenými moduly pomocí připojení X2X. Pomocí standardní ethernetové přípojky je zajištěna komunikace s počítačem administrátora při programování a úpravách softwaru. Automat je napájen

stejnoseměrným napětím o velikosti 24 V. Aby byl splněn požadavek na mobilitu měřicí soustavy, je napájení zajištěno dvěma sériově zapojenými 12 V bateriemi s kapacitou 4,5 Ah (viz Obr. 5.12). Soustava na baterie vydrží pracovat cca 2 hodiny. Pro zajištění plynulosti měření byly sestaveny 2 zdroje napětí.



Obr. 5.12 Mobilní zdroj napětí pro měřicí soustavu

Ovládací program je vytvořen v prostředí Automation Studio, což je program vytvořený výrobcem PLC automatů, a je určený k jejich programování. Program byl na základě mých požadavků napsán IT technikem firmy Farnet.

Ovládání měřicí soustavy

Ovládací prostředí je ukázáno na obrázcích 5.13, 5.14 a 5.15. Po připojení měřicí soustavy ke zdroji napětí a načtení programu se zobrazí hlavní obrazovka (viz Obr. 5.13). Na obrazovce jsou zobrazeny okamžité hodnoty z jednotlivých měřidel:

- F1x - síla v ose **x** na tenzometrickém čepu **1**, [kN]
- F1y - síla v ose **y** na tenzometrickém čepu **1**, [kN]
- F2x - síla v ose **x** na tenzometrickém čepu **2**, [kN]
- F2y - síla v ose **y** na tenzometrickém čepu **2**, [kN]
- P1 - tlak na tlakovém senzoru **1**, [bar]
- P2 - tlak na tlakovém senzoru **2**, [bar]
- P3 - tlak na tlakovém senzoru **3**, [bar]
- U - úhel rotačního senzoru [°]



Obr. 5.13 Ovládací prostředí – hlavní obrazovka

Pro obsluhu jsou k dispozici následující ovládací tlačítka a ukazatele:

- TARA** Po stisknutí dojde k vynulování okamžitého stavu rotačního senzoru.
- Průběh** Po stisknutí se hlavní obrazovka přepne na vedlejší obrazovku, kde je vykreslen časový průběh sil $F1x$, $F1y$, $F2x$, $F2y$ [kN] (viz Obr. 5.14). Toto zobrazení má spíše informativní charakter a slouží pro ověření funkčnosti. Po stisknutí tlačítka „Zpět“ následuje návrat na hlavní obrazovku.
- Nastavení** Stisknutím se přesuneme do obrazovky nastavení (viz Obr. 5.15). Zde je zobrazena IP adresa PLC a okamžitá teplota uvnitř měřicí soustavy. Stiskem tlačítek TARA $F1x$, TARA $F1y$, TARA $F2x$ nebo TARA $F2y$ je možné vynulovat okamžitou hodnotu sil $F1x$, $F1y$, $F2x$, $F2y$. Po stisknutí tlačítka „Zpět“ následuje návrat na hlavní obrazovku.
- Start** Slouží pro zahájení zápisu měřených dat do paměti. Pro ukončení zápisu dat je nutné stisknout tlačítko „STOP“, které se objeví na místě tlačítka „Start“.

V případě, kdy napětí na baterii klesne na minimální potřebnou hodnotu, ukáže se hláška „Nizké napětí!!!“ a je nutné vyměnit napájecí zdroj nebo vypnout měřicí soustavu.

Aby nedošlo k přehřátí měřicí soustavy, když vnitřní teplota překročí hranici 55 °C, objeví se hláška „Vysoká teplota!!!“ a je nutné měřicí soustavu vypnout. (Tento stav však doposud za celou dobu provozu nenastal.)

Pole „Porucha paměti“ zčervená v případě, že není připojeno paměťové zařízení.

Pole „Alarm“ zčervená a bliká vždy, když se objeví některá z výše uvedených komplikací.



Obr. 5.14 Vedlejší obrazovka

Obr. 5.15 Obrazovka nastavení

5.2.6

5.2.6 Zápis měřených hodnot

Po stisknutí tlačítka „Start“ na hlavní ovládací obrazovce, dojde k zahájení zápisu dat ze všech osmi senzorů. Data jsou zapisována po intervalu 50 ms. Jedná se o poměrně rychlý přenos a záznam dat, proto je vždy 100 hodnot zapsáno do první části operační paměti PLC, poté se přenese pomocí USB konektoru na paměťové zařízení (Flash Disc). Během přenosu na paměťové zařízení jsou aktuální data zapisována do druhé části operační paměti PLC.

Po stisknutí tlačítka „STOP“ na hlavní ovládací obrazovce dojde k ukončení měření a vytvoření konečného souboru dat na paměťovém zařízení ve formátu csv. Tento soubor je možné otevřít např. v programu Microsoft Excel pro další zpracování.

Pro budoucí identifikaci jednotlivých měření je každý generovaný soubor pojmenován časovým údajem jeho vytvoření a uložen v následujícím tvaru:

HH_MM_VV.csv

- HH - hodina zahájení měření
- MM - minuta zahájení měření
- VV - vteřina zahájení měření

Okamžité hodnoty z jednotlivých senzorů jsou zaznamenávány s frekvencí 50 ms do sloupců s názvy jednotlivých měřených veličin. Jednotlivé veličiny jsou zapsány v následujících jednotkách:

- F1x - síla v ose x na tenzometrickém čepu 1, [N]
- F1y - síla v ose y na tenzometrickém čepu 1, [N]
- F2x - síla v ose x na tenzometrickém čepu 2, [N]
- F2y - síla v ose y na tenzometrickém čepu 2, [N]
- P1 - tlak na tlakovém senzoru 1, [bar]
- P2 - tlak na tlakovém senzoru 2, [bar]
- P3 - tlak na tlakovém senzoru 3, [bar]
- U - úhel rotačního senzoru [desetiny stupně]

Krátká ukázka datového souboru z měření trvajících 0,7 s je zobrazena v tabulce na obr. 5.16.

F1x	F1y	F2x	F2y	P1	P2	P3	U
-51400	-34626	-52565	26947	2	6	66	0
-47806	-31965	-52139	25641	4	3	75	0
-47806	-31965	-52139	25641	4	3	75	1
-48666	-33008	-61980	28981	4	2	91	1
-48666	-33008	-61980	28981	4	2	91	1
-61676	-44011	-68199	38482	2	3	76	2
-61676	-44011	-68199	38482	2	3	76	0
-59602	-38160	-56256	32877	1	4	63	5
-59602	-38160	-56256	32877	1	4	63	7
-48702	-29710	-47893	25708	3	4	61	0
-48702	-29710	-47893	25708	3	4	61	8
-42782	-27728	-51964	22931	6	2	77	8
-42782	-27728	-51964	22931	6	2	77	0
-49623	-36501	-64347	30247	5	3	88	7

Obr. 5.16 Ukázka datového souboru

5.3 Měření v reálných podmínkách

Pro získání co nejrelevantnějších vstupních podmínek pro deformačně-napjatostní analýzu je zapotřebí provádět měření přímo v podmínkách, ve kterých se stroj při práci nachází. Na konstrukci stroje však během provozu působí velmi odlišná zatížení. Z tohoto důvodu nebylo možné provést pouze jednu variantu měření, ale bylo nutné simulovat stavy, ve kterých se stroj běžně nachází.

Měření byla provedena při těchto stavech:

- měření při transportu stroje po pozemních komunikacích
- měření při práci na poli
- měření pracovního orgánu
- měření při sklápění a rozklápění stroje

Převážná část měření byla realizována na letištní ploše Zemědělského družstva Dolany, přilehlých polních cestách a polích. Na obr. 5.17 je pro představu zobrazen letecký snímek letiště a jeho blízkého okolí. Detaily A až D jsou ukázky z jednotlivých typů měření. Zkušební měření byla provedena v montážní hale firmy Farnet.

- Detail A - Měření při transportu stroje po pozemní komunikaci – polní cesta
- Detail B - Měření při práci na poli
- Detail C - Měření při transportu stroje po pozemní komunikaci – zpevněná cesta
- Detail D - Měření při transportu mimo komunikaci



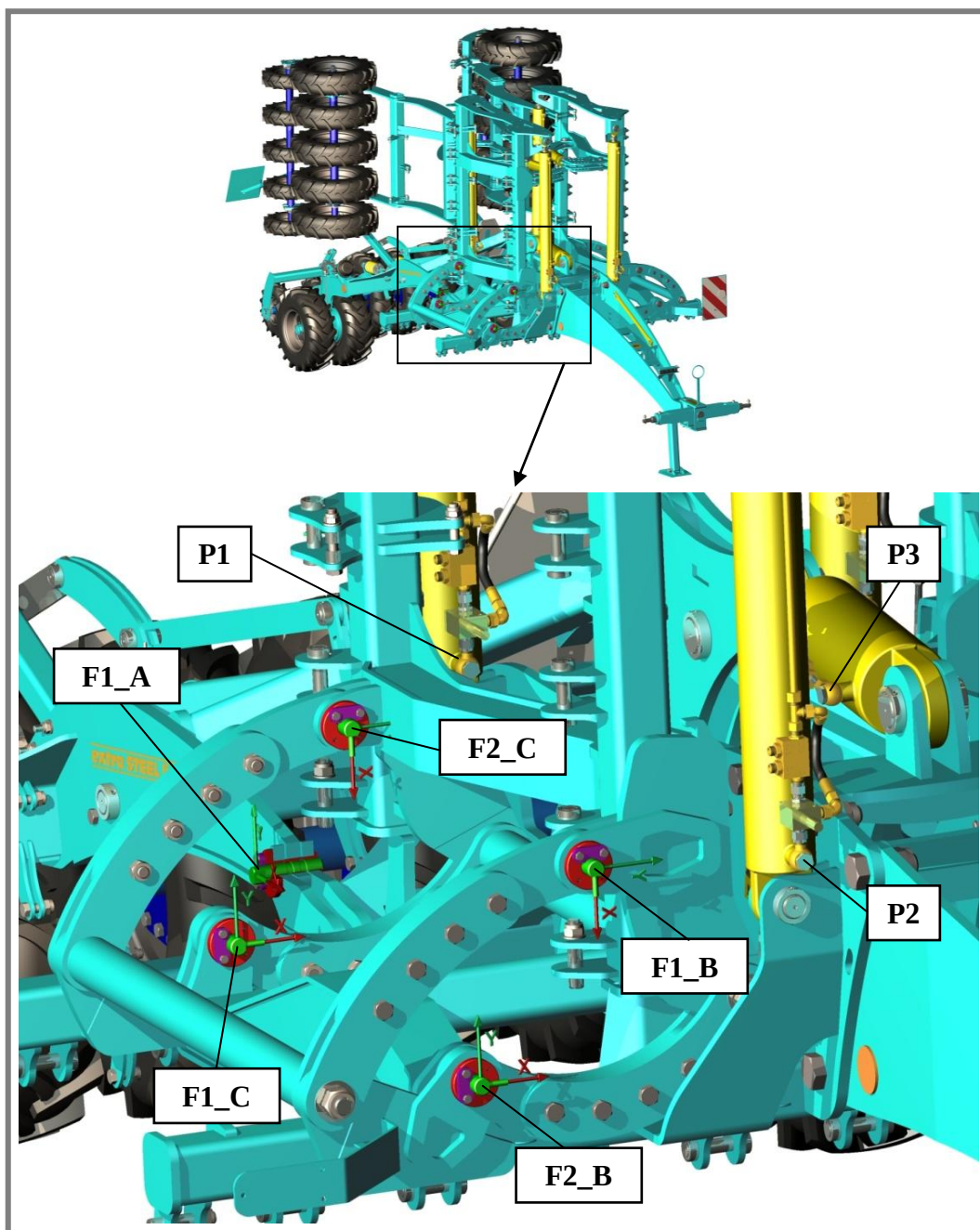
Obr. 5.17 Letecký snímek letiště a jeho blízkého okolí [18]

5.3.1 Měření při transportu stroje po pozemních komunikacích

Při tomto měření jsou boční rámy sklopeny. Stroj je zdvižen do maximální (přepravní) výšky. Nejvíce namáhanou částí je v tomto případě náprava stroje. Při převozu stroje na pole se souprava může pohybovat po různém terénu. Proto byla provedena následující měření:

- při njetí na překážku
- jízda po zpevněné vozovce (asfaltový povrch)
- jízda po nezpevněné vozovce (polní cesta)

Umístění a orientaci použitých senzorů znázorňuje obr. 5.18.



Obr. 5.18 Umístění a orientace použitých senzorů – měření při transportu stroje

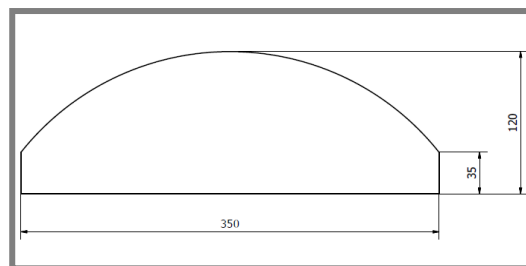
- P1 - tlak v předním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P2 - tlak v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P3 - tlak v hlavním hydraulickém válci
- F1_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, pravá strana
- F2_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, levá strana
- F1_B - síla v čepovém uložení předního pravého ramene sklápěcího mechanismu
- F2_B - síla v čepovém uložení předního levého ramene sklápěcího mechanismu
- F1_C - síla v čepovém uložení zadního levého ramene sklápěcího mechanismu
- F2_C - síla v čepovém uložení zadního pravého ramene sklápěcího mechanismu

Označením A, B a C jsou rozlišeny síly z tenzometrických čepů, při různém umístění v čepových spojích.

Tlaky P1, P2, P3 a síly F1_A, F2_A jsou naměřeny při stejném měření (současně). Pro změření sil F1_B, F2_B a F1_C, F2_C bylo nutné přemístit tenzometrické čepy, které byly k dispozici pouze dva. Proto byla pro změření těchto sil provedena samostatná měření.

Měření při najetí na překážku

Během tohoto měření je stroj tažen po rovné asfaltové ploše a pravou stranou nápravy naveden na dřevěný retardér umístěný na vozovce (viz Obr. 5.20 a 5.21). Rozměry použitého retardéru jsou znázorněny na obr. 5.19. Měření jsou provedena při rychlosti 15 km.h⁻¹.



Obr. 5.19 Rozměry použitého retardéru

Toto měření má simulovat situaci, kdy stroj při transportu po veřejné komunikaci najede do výmolu, případně najede na jinou překážku. Výhodou tohoto měření je, že přesně známe dráhu, po které se stroj pohybuje, a při porovnání s pořízeným videozáznamem jsme schopni určit, jaké síly v konkrétním okamžiku působí.

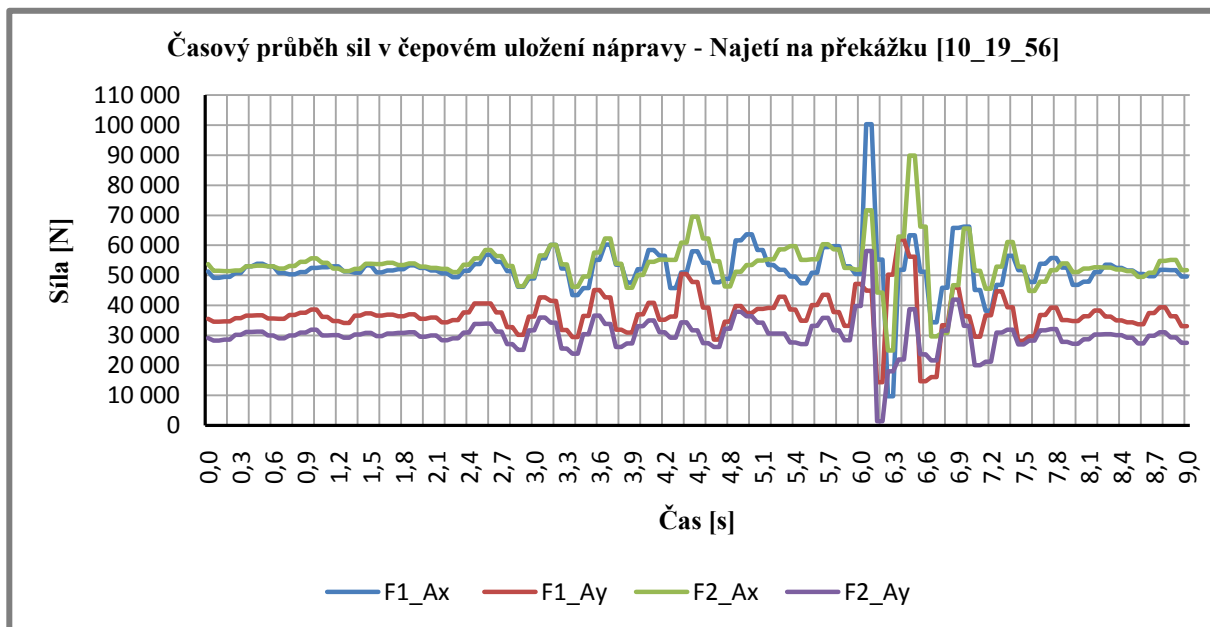


Obr. 5.20 Měření při najetí na překážku 1

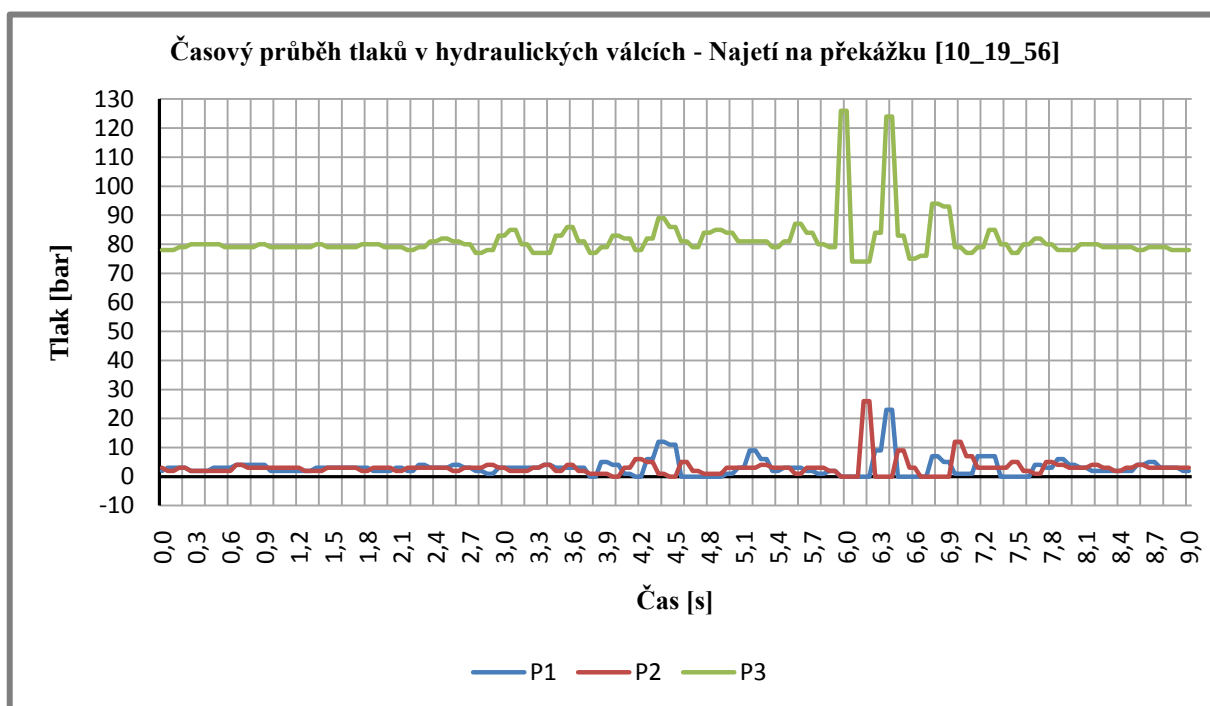


Obr. 5.21 Měření při najetí na překážku 2

Výsledky jednotlivých měření jsou uvedeny v následujících grafech. Datové soubory z jednotlivých uvedených měření jsou uloženy na přiloženém DVD disku ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“. Název souboru je uveden v příslušném grafu v hranaté závorce (např. [10_19_56]). Ve složce jsou uloženy i videozáznamy z jednotlivých měření se stejným názvem jako datový soubor.



Obr. 5.22 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při najetí na překážku



Obr. 5.23 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při najetí na překážku

V grafech na obr. 5.22 a obr. 5.23 je zaznamenán časový průběh sil v čepovém uložení nápravy při najetí na překážku a časový průběh tlaků v hydraulických válcích při najetí na překážku rychlostí 15 km.h⁻¹. Při porovnání časového průběhu sil s časovým kódem pořízeného videozáznamu bylo možné identifikovat jednotlivé fáze při přejezdu soupravy (traktor + diskový podmítač) přes překážku.

V grafu na obrázku 5.22 je uvedena absolutní hodnota sil $F1_Ax$, $F1_Ay$ a $F2_Ax$. Tyto síly byly naměřeny jako záporné, to znamená, že působí opačným směrem než kladná osa citlivosti X nebo Y tenzometrického čepu, vyznačená na obr. 5.18 u jednotlivých tenzometrických čepů (záleží na natočení čepu v čepovém spoji). Ve skutečnosti působí síly $F1_Ax$, $F2_Ax$ a síly $F1_Ay$, $F2_Ay$ stejným směrem. Proto byla v grafu z důvodu snadnějšího vzájemného porovnání uvedena jejich absolutní hodnota.

V čase 0 až 2,2 s se souprava pohybuje konstantní rychlostí po asfaltové vozovce. Při tomto pohybu jsou střední hodnoty měřených sil $F1_Ax = 51,7$ kN, $F1_Ay = 32,1$ kN, $F2_Ax = 53,0$ kN a $F2_Ay = 30,1$ kN. Střední hodnota tlaku v hlavním hydraulickém válci P3 je 80 bar. Střední hodnoty tlaků v hydraulických válcích bočního rámu je přibližně 4 bar. Mírné odchylky od této hodnoty jsou způsobené nerovností povrchu.

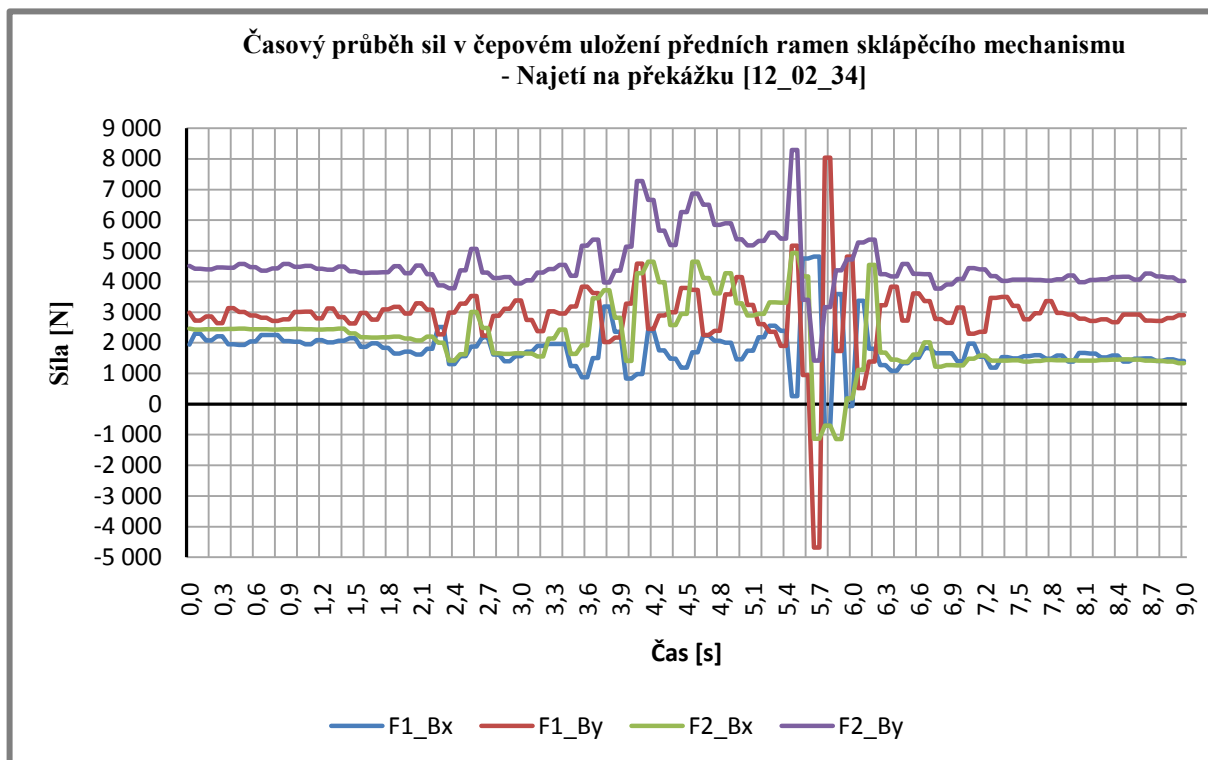
V čase 2,2 s traktor najede předním kolem na překážku a tím vnese do soustavy kmitání. V čase 4,2 s traktor najede na překážku zadním kolem. Protože přední kola traktoru jsou odpružená s tlumiči a zadní náprava je odpružena použitím nízkotlakých pneumatik (0,8-1,2 bar), není do soustavy přenesen příliš velký ráz. V čase 6 s najede na překážku pravá strana nápravy vlastního stroje. Protože stroj nemá odpruženou nápravu s tlumiči, veškerá energie je přenesena přímo do konstrukce stroje.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $P1 = 23$ bar
- $P2 = 26$ bar
- $P3 = 126$ bar
- $F1_Ax = 100,3$ kN
- $F1_Ay = 62,9$ kN
- $F2_Ax = 89,8$ kN
- $F2_Ay = 58,1$ kN

V čase 6,2 s již stroj pokračuje dále po rovném povrchu. Z grafu je patrné, že v časovém úseku 6,2 až 8,4 s dojde k utlumení vnesených rázů způsobených najetím na překážku a stroj se vrací do stavu, ve kterém se nacházel před najetím soupravy na překážku. Tato výborná tlumící schopnost vlastních kmitů je jednou z velkých předností tohoto diskového podmítače proti konkurenčním strojům.

Z výsledků měření vyplývá, že extrémní hodnoty sil při dynamickém zatížení jsou přibližně dvojnásobkem velikosti sil při statickém zatížení.



Obr. 5.24 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu

V grafu na obr. 5.24 je zaznamenán časový průběh sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu při najetí na překážku rychlostí 15 km.h^{-1} . Vyhodnocení grafu je obdobné jako u předchozího grafu. Při porovnání časového průběhu sil s časovým kódem pořízeného videozáznamu byly identifikovány jednotlivé fáze při přejezdu soupravy přes překážku.

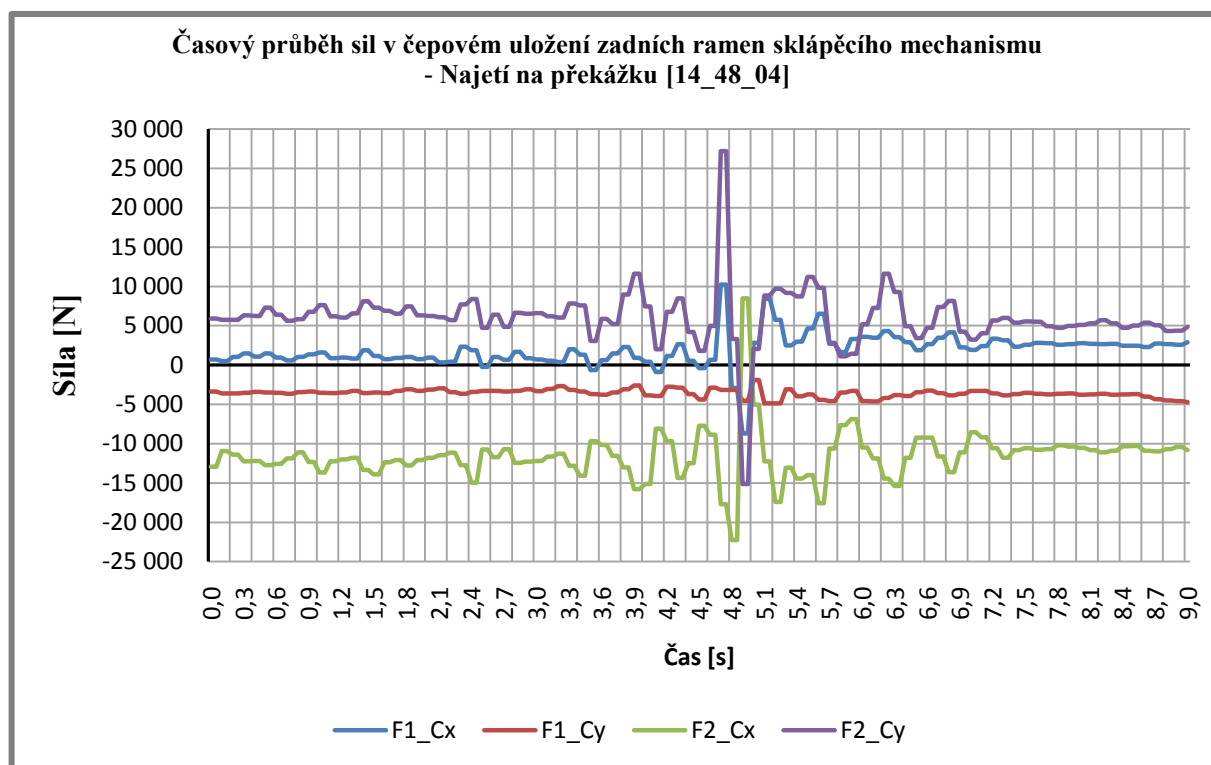
V čase 0 až 2,0 s se souprava pohybuje konstantní rychlostí po asfaltové vozovce. Při tomto pohybu jsou střední hodnoty měřených sil $F1_Bx = 2,016 \text{ kN}$, $F1_By = 2,897 \text{ kN}$, $F2_Bx = 2,371 \text{ kN}$ a $F2_By = 4,420 \text{ kN}$. Mírné odchylky od této hodnoty jsou způsobené nerovnostmi povrchu.

V čase 2,0 s traktor najede předním kolem na překážku a tím vnese do soustavy kmitání. V čase 4,0 s traktor najede na překážku zadním kolem. V čase 5,5 s najede na překážku pravá strana nápravy vlastního stroje.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $F1_Bx = 4,810 \text{ kN}$
- $F1_By = 8,044 \text{ kN}$
- $F2_Bx = 4,925 \text{ kN}$
- $F2_By = 8,293 \text{ kN}$

V čase 5,9 s již stroj pokračuje dále po rovném povrchu. Z grafu je patrné, že v časovém úseku 5,9 až 7,3 s opět dojde k utlumení vnesených rázů způsobených najetím na překážku, a stroj se vrací do stavu, ve kterém se nacházel před najetím soupravy na překážku.



Obr. 5.25 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu

V grafu na obr. 5.25 je zaznamenán časový průběh sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu při najetí na překážku rychlostí 15 km.h^{-1} . Vyhodnocení grafu je opět obdobné jako u předchozích grafů.

Záporné hodnoty sil znamenají, že působí v opačném směru než kladná osa X nebo Y zobrazená u tenzometrického čepu na obr. 5.18.

V čase 0 až 2,2 s se souprava se pohybuje konstantní rychlostí po asfaltové vozovce. Při tomto pohybu jsou střední hodnoty měřených sil $F1_Cx = 1,036 \text{ kN}$, $F1_Cy = -3,455 \text{ kN}$, $F2_Cx = -12,313 \text{ kN}$ a $F2_Cy = 6,535 \text{ kN}$. Mírné odchylky od této hodnoty jsou způsobené nerovností povrchu.

V čase 2,2 s traktor najede předním kolem na překážku. V čase 3,8 s traktor najede na překážku zadním kolem. V čase 4,7 s najede na překážku pravá strana nápravy vlastního stroje.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $F1_Cx = 10,214 \text{ kN}$
- $F1_Cy = -4,863 \text{ kN}$
- $F2_Cx = -22,249 \text{ kN}$
- $F2_Cy = 27,219 \text{ kN}$

V čase 5,0 s již stroj pokračuje dále po rovném povrchu. Z grafu je patrné, že v časovém úseku 5,0 až 7,2 s opět dojde k utlumení vnesených rázů způsobených

najetím na překážku, a stroj se vrací do stavu, ve kterém se nacházel před najetím soupravy na překážku.

Jízda po zpevněné vozovce (asfaltový povrch)

Měření bylo provedeno na letištní ploše ZD Dolany (viz Obr. 5.26).



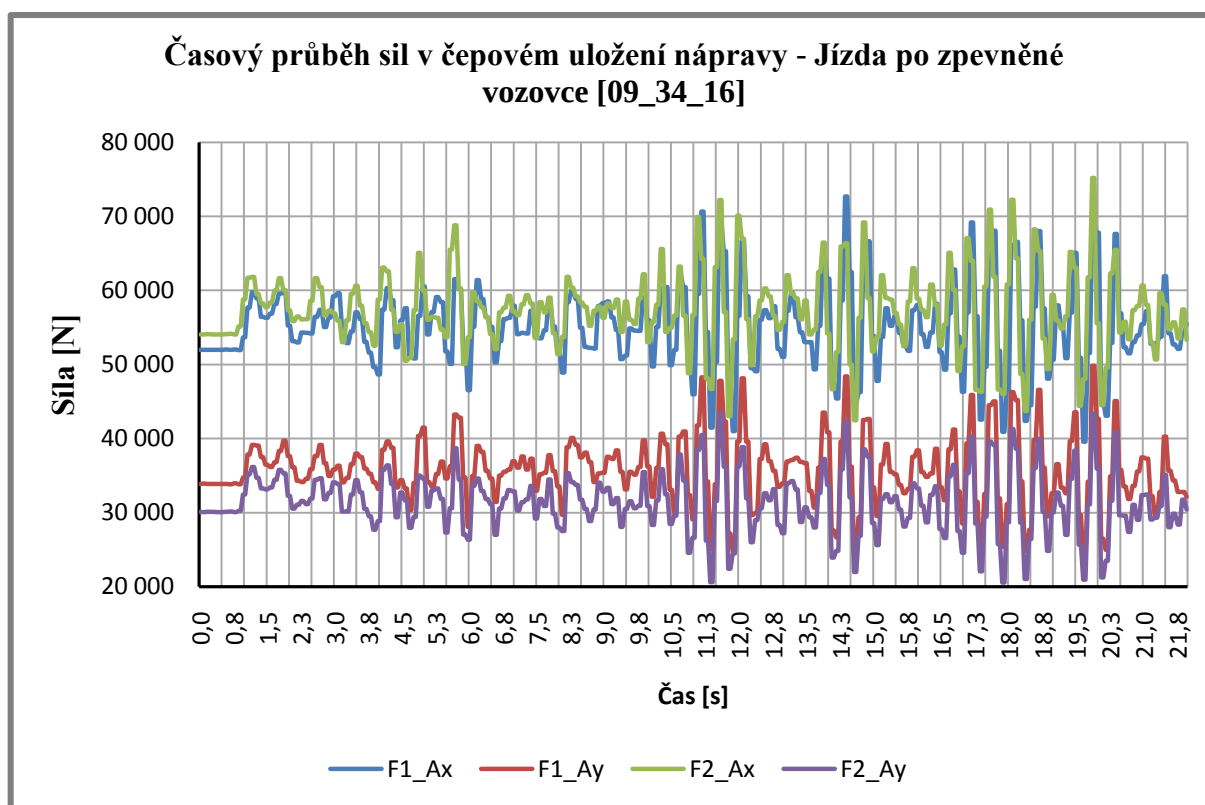
Obr. 5.26 Jízda po zpevněné vozovce

Během tohoto měření je stroj tažen po rovné celistvé asfaltové ploše bez výrazných nerovností. Toto měření má simulovat jízdu po běžné veřejné komunikaci. Maximální dovolená přepravní rychlost stroje po veřejných komunikacích soupravy je 20 km.h^{-1} . V praxi však uživatelé tento rychlostní limit často překračují, proto byla měření provedena při rychlosti 45 km.h^{-1} .

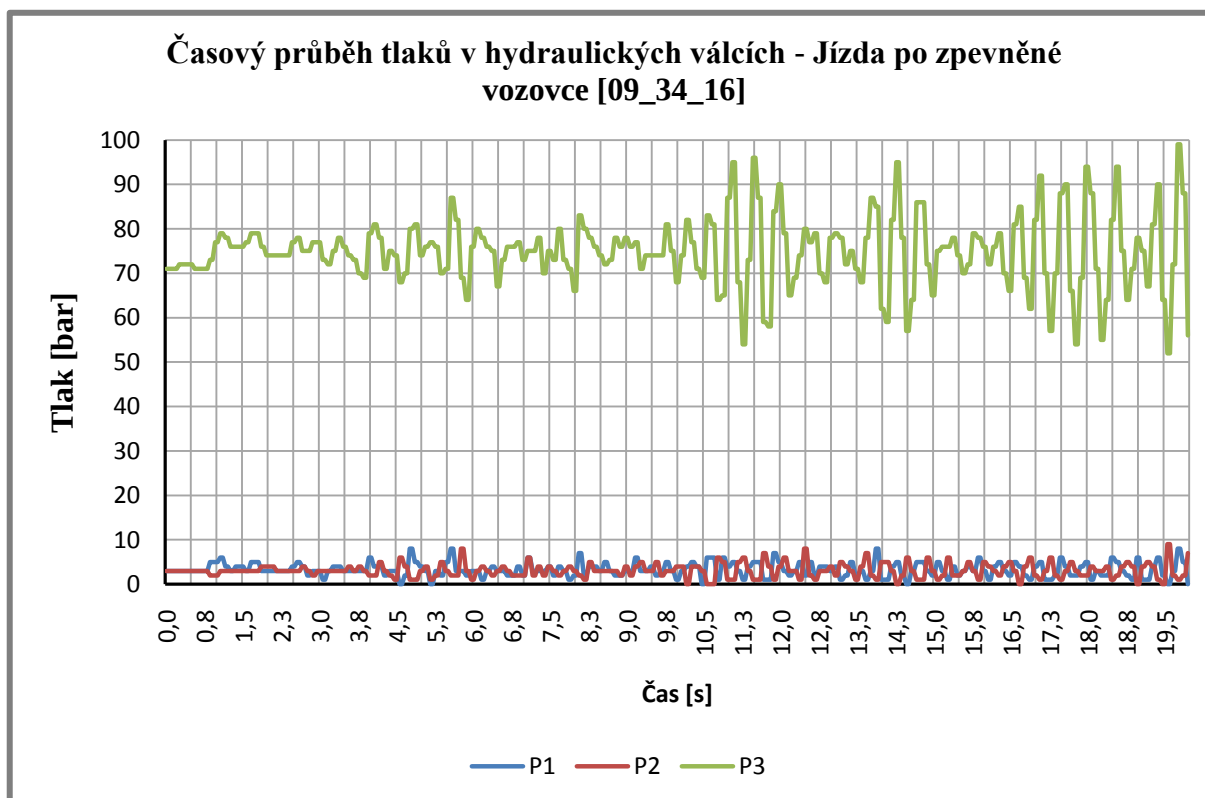
Při tomto měření byly snímány tyto veličiny:

- P1 - tlak v předním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P2 - tlak v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P3 - tlak v hlavním hydraulickém válci
- F1_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, pravá strana
- F2_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, levá strana

Výsledkem tohoto měření byly cca šedesátivteřinové záznamy. V grafech na obr. 5.27 a obr. 5.28 je zobrazen dvacetivteřinový úsek časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy a tlaků v hydraulických válcích. Jedná se o úsek rozjezdu z klidové polohy až na rychlost 45 km.h^{-1} . V tomto úseku byly naměřeny největší síly a tlaky. Celý záznam z měření i s pořízeným videozáznamem je uložen na přiloženém DVD disku ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“, název datového souboru i videozáznamu je 09_34_16.



Obr. 5.27 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při jízdě po zpevněné vozovce



Obr. 5.28 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při jízdě po zpevněné vozovce

V grafu na obrázku 5.27 je opět uvedena absolutní hodnota sil $F1_{Ax}$, $F1_{Ay}$ a $F2_{Ax}$. Tyto síly byly naměřeny jako záporné, to znamená, že působí opačným směrem než kladná osa citlivosti X nebo Y tenzometrického čepu, vyznačená na obr. 5.18 u jednotlivých tenzometrických čepů (záleží na natočení čepu v čepovém spoji). Ve skutečnosti působí síly $F1_{Ax}$, $F2_{Ax}$ a síly $F1_{Ay}$, $F2_{Ay}$ stejným směrem. Proto byla v grafu z důvodu snadnějšího vzájemného porovnání uvedena jejich absolutní hodnota.

Měření bylo zahájeno při klidové poloze stroje. Naměřené statické hodnoty zaznamenávaných veličin byly:

- $P1 = 3 \text{ bar}$
- $P2 = 3 \text{ bar}$
- $P3 = 71 \text{ bar}$
- $F1_{Ax} = 52,0 \text{ kN}$
- $F1_{Ay} = 33,9 \text{ kN}$
- $F2_{Ax} = 54,1 \text{ kN}$
- $F2_{Ay} = 30,1 \text{ kN}$

Na vzniku dynamického zatížení se podílejí vnější parametry jako např. nerovnost povrchu, po kterém se souprava pohybovala, zrychlení traktoru při rozjezdu na rychlost $45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, rázy při řazení rychlostních stupňů u traktoru.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $P1 = 8 \text{ bar}$
- $P2 = 9 \text{ bar}$
- $P3 = 99 \text{ bar}$
- $F1_{Ax} = 72,7 \text{ kN}$
- $F1_{Ay} = 49,8 \text{ kN}$
- $F2_{Ax} = 75,2 \text{ kN}$
- $F2_{Ay} = 43,4 \text{ kN}$

Z výsledků měření vyplývá, že extrémní hodnoty sil při dynamickém zatížení jsou přibližně o 40 % větší než při statickém zatížení.

Při porovnání maximálních naměřených hodnot s maximálními naměřenými hodnotami při najetí na překážku je zřejmé, že větší zatížení působí na stroj při najetí na překážku. Z toho důvodu již nebylo provedeno měření sil v čepových spoích ramen sklápěcího mechanismu.

Jízda po nezpevněné vozovce (polní cesta)

Obr. 5.29 Jízda po nezpevněné vozovce (polní cesta)

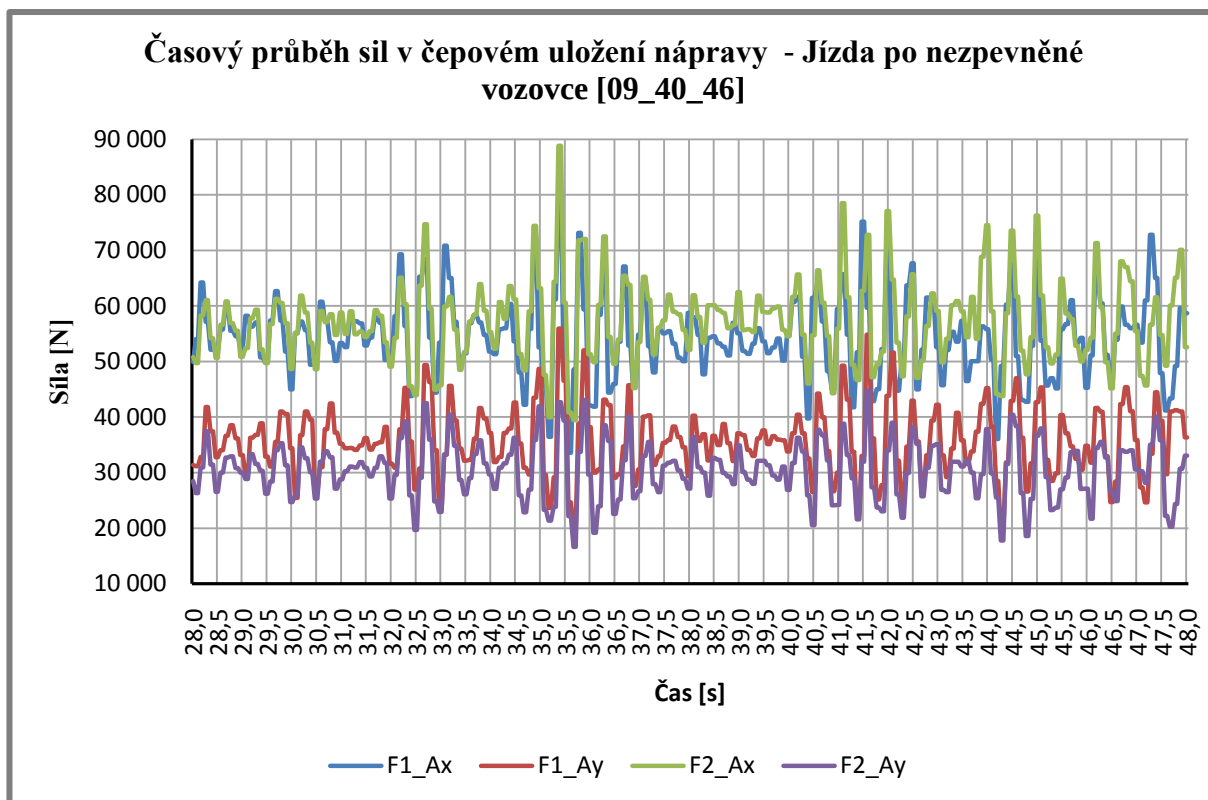
Během tohoto měření je stroj tažen po nezpevněné komunikaci. Na povrchu vozovky jsou velmi patrné vyjeté koleje, je zde vysoký výskyt výmolů a volných kamenů.

Toto měření má simulovat situaci, kdy stroj při transportu sjede z veřejné komunikace a dále pokračuje po polní cestě.

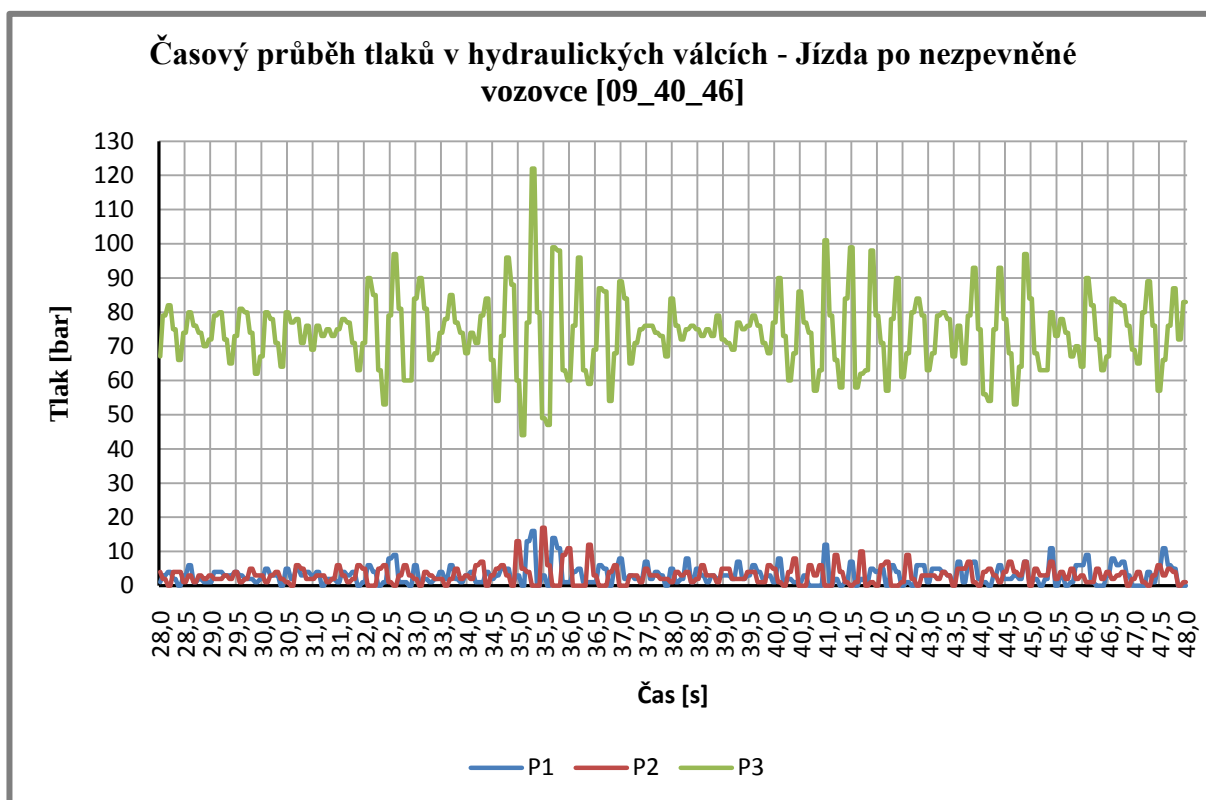
Při tomto měření byly snímány tyto veličiny:

- P1 - tlak v předním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P2 - tlak v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P3 - tlak v hlavním hydraulickém válci
- F1_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, pravá strana
- F2_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, levá strana

Výsledkem tohoto měření byly cca šedesátivteřinové záznamy z jízd po polních komunikacích. V grafech na obr. 5.30 a obr. 5.31 je zobrazen dvacetivteřinový úsek časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy a tlaků v hydraulických válcích. Jedná se o úsek, ve kterém byly naměřeny největší síly a tlaky. Měření probíhalo při rychlosti 20 km.h^{-1} , což byla maximální možná rychlost vzhledem k povaze a stavu vozovky. V grafech je zobrazen časový interval 28 až 48 s. Celý záznam z měření včetně pořízeného videozáznamu je uložen na přiloženém DVD disku ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“, název datového souboru i videozáznamu je 09_40_46.



Obr. 5.30 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při jízdě po nezpevněné vozovce



Obr. 5.31 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při jízdě po nezpevněné vozovce

V grafu na obrázku 5.30 je také uvedena absolutní hodnota sil $F1_Ax$, $F1_Ay$ a $F2_Ax$. Tyto síly byly naměřeny jako záporné, to znamená, že působí opačným směrem než kladná osa citlivosti X nebo Y tenzometrického čepu, vyznačená na obr. 5.18 u jednotlivých tenzometrických čepů (záleží na natočení čepu v čepovém spoji). Ve skutečnosti působí síly $F1_Ax$, $F2_Ax$ a síly $F1_Ay$, $F2_Ay$ stejným směrem. Proto byla v grafu z důvodu snadnějšího vzájemného porovnání uvedena jejich absolutní hodnota.

Měření bylo zahájeno při klidové poloze stroje. Naměřené statické hodnoty zaznamenávaných veličin byly:

- $P1 = 3 \text{ bar}$
- $P2 = 3 \text{ bar}$
- $P3 = 71 \text{ bar}$
- $F1_Ax = 49,1 \text{ kN}$
- $F1_Ay = 33,1 \text{ kN}$
- $F2_Ax = 55,9 \text{ kN}$
- $F2_Ay = 28,0 \text{ kN}$

Na vznik dynamického zatížení má největší vliv charakter povrchu, po kterém se souprava pohybovala. Na povrchu byly velmi patrné vyjeté koleje, vysoký výskyt výmolů a volných kamenů. Rázy vnesené do soupravy od zrychlení traktoru při rozjezdu na rychlost 20 km.h^{-1} a při řazení rychlostních stupňů u traktoru jsou mnohem menší než rázy vzniklé jízdou po tomto povrchu.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $P1 = 16 \text{ bar}$
- $P2 = 17 \text{ bar}$
- $P3 = 122 \text{ bar}$
- $F1_Ax = 75,2 \text{ kN}$
- $F1_Ay = 55,9 \text{ kN}$
- $F2_Ax = 88,8 \text{ kN}$
- $F2_Ay = 44,7 \text{ kN}$

Z výsledků měření vyplývá, že extrémní hodnoty sil při dynamickém zatížení jsou přibližně o 60 % větší než při statickém zatížení.

Při porovnání maximálních naměřených hodnot s maximálními naměřenými hodnotami při najetí na překážku je zřejmé, že větší zatížení působí na stroj při najetí na překážku. Z toho důvodu již nebylo provedeno měření sil v čepových spojkách ramen sklápěcího mechanismu.

5.3.2 Měření při práci na poli

5.3.2



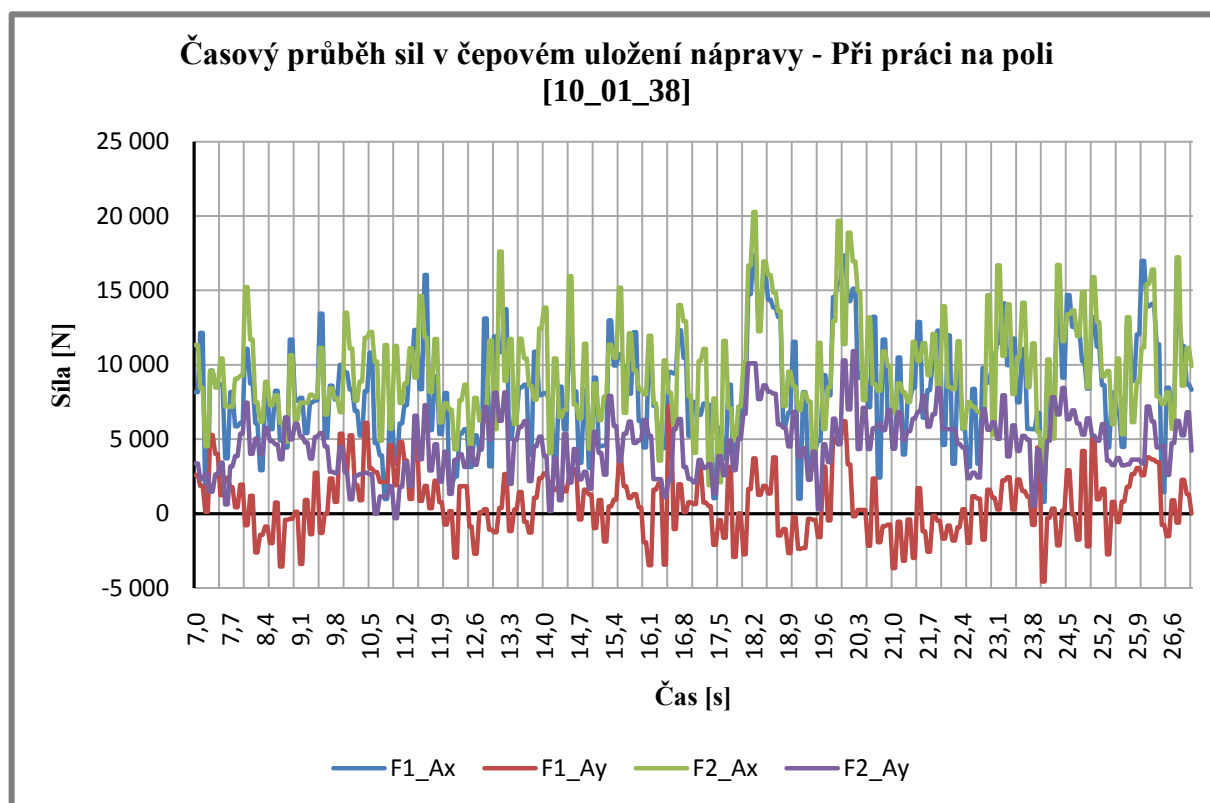
Obr. 5.32 Měření při práci na poli

Při tomto měření jsou boční rámy rozklopeny. Stroj je spuštěn do pracovní hloubky, to znamená, že disky jsou pod úrovní povrchu. Pracovní hloubku je možné nastavit v rozmezí 1,5 až 18 cm. Nejvíce namáhaný je stroj při práci v maximální hloubce v těžkých tvrdých jílovitých půdách.

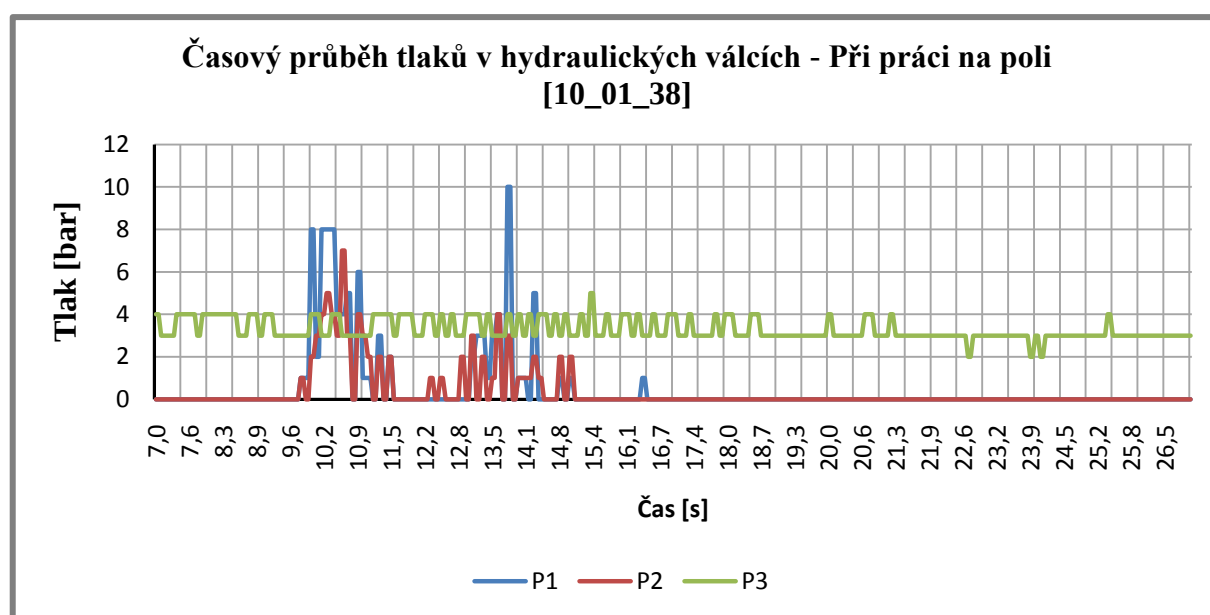
Při tomto měření byly snímány tyto veličiny:

- P1 - tlak v předním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P2 - tlak v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu
- P3 - tlak v hlavním hydraulickém válci
- F1_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, pravá strana
- F2_A - síla v čepovém uložení hlavní nápravy, levá strana

Výsledkem tohoto měření byly cca šedesátivteřinové záznamy z jízdy při práci na poli. V grafech na obr. 5.33 a obr.5.34 je zobrazen dvacetivteřinový úsek časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy a tlaků v hydraulických válcích. Jedná se o úsek, ve kterém byly naměřeny největší síly a tlaky. Měření probíhalo při pracovní rychlosti 15 km.h⁻¹, což byla maximální rychlost, kterou byl schopen traktor při práci vyvinout. V grafech je zobrazen časový interval 7 až 27 s. Celý záznam z měření včetně pořízeného videozáznamu je uložen na přiloženém DVD disku ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“, název datového souboru i videozáznamu je 10_01_38.



Obr. 5.33 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při práci na poli



Obr. 5.34 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při práci na poli

Střední hodnoty zaznamenávaných veličin byly:

- $P1 = 0,2 \text{ bar}$
- $P2 = 0,1 \text{ bar}$
- $P3 = 3 \text{ bar}$
- $F1_{Ax} = 8,67 \text{ kN}$
- $F1_{Ay} = 1,75 \text{ kN}$
- $F2_{Ax} = 9,50 \text{ kN}$
- $F2_{Ay} = 4,56 \text{ kN}$

Na vznik dynamického zatížení má v tomto případě největší vliv jízda nápravy i s pneumatikovými válci po zpracované půdě a rázy vnesené do soustavy pracovními orgány.

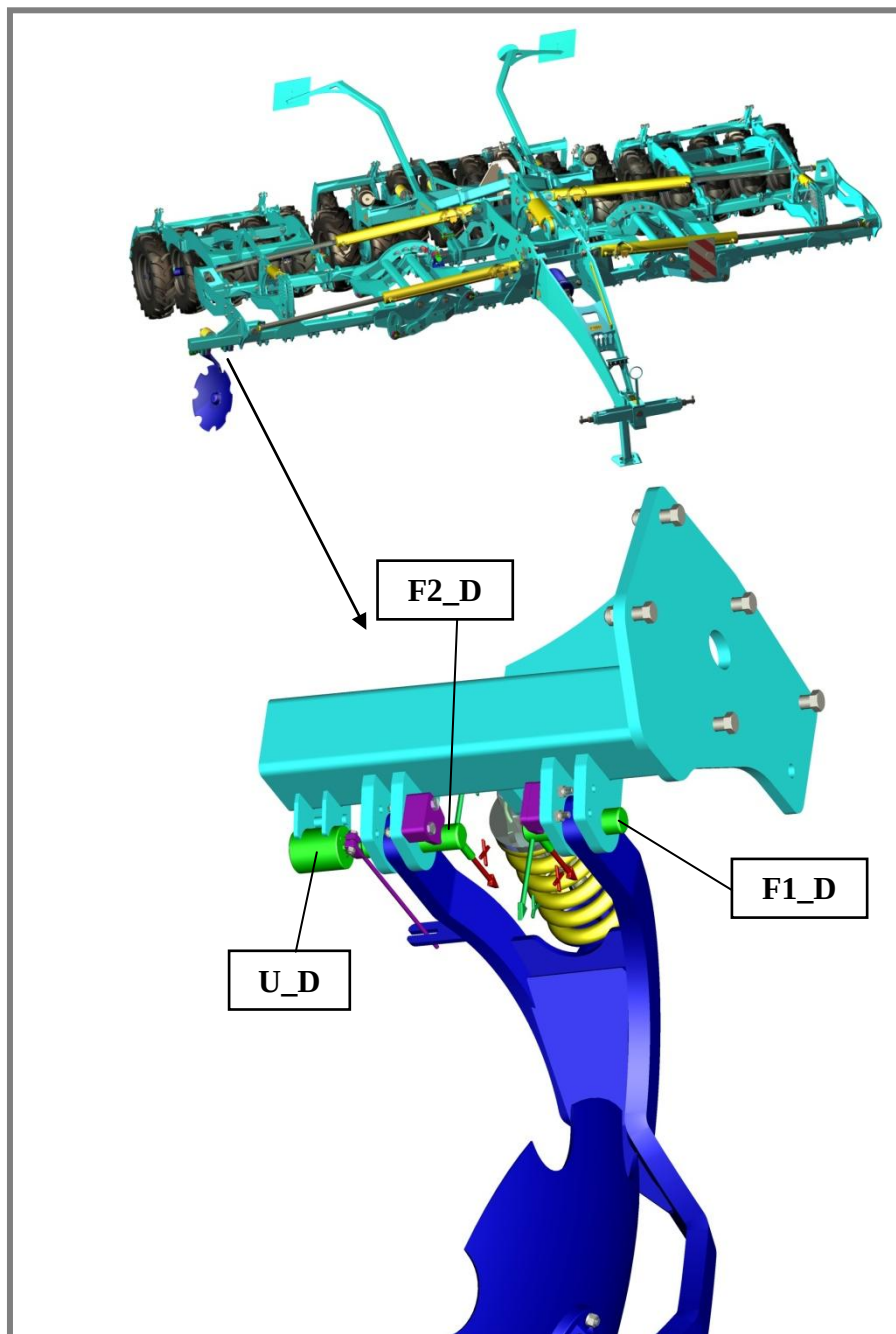
Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $P1 = 16 \text{ bar}$
- $P2 = 17 \text{ bar}$
- $P3 = 122 \text{ bar}$
- $F1_{Ax} = 17,38 \text{ kN}$
- $F1_{Ay} = 7,26 \text{ kN}$
- $F2_{Ax} = 20,28 \text{ kN}$
- $F2_{Ay} = 10,91 \text{ kN}$

Z výsledků měření vyplývá, že extrémní hodnoty sil při dynamickém zatížení jsou přibližně o 240 % větší než jejich střední hodnoty. Při porovnání výsledků s předchozími měřeními je zřejmé, že při práci na poli je náprava stroje zatížena jen minimálně. To je způsobeno tím, že převážná část tíhové síly je přenesena na povrch půdy přes pracovní orgány, nikoliv pouze přes nápravu stroje, jako tomu bylo při transportu stroje po pozemních komunikacích. Stroj při práci v podstatě jede po diskách pracovních orgánů. Největší zatížení nosného rámu stroje při práci na poli tedy způsobují silové reakce od pracovních orgánů. Měření silových reakcí od pracovních orgánů je popsáno v kapitole 5.3.3.

5.3.3

5.3.3 Měření pracovního orgánu



Obr. 5.35 Přípravek pro měření zatížení od pracovního orgánu

- F1_D - síla v čepovém spoji levého ramene pracovního orgánu
F2_D - síla v čepovém spoji pravého ramene pracovního orgánu
U_D - úhel vyklonění pracovního orgánu při odjištění

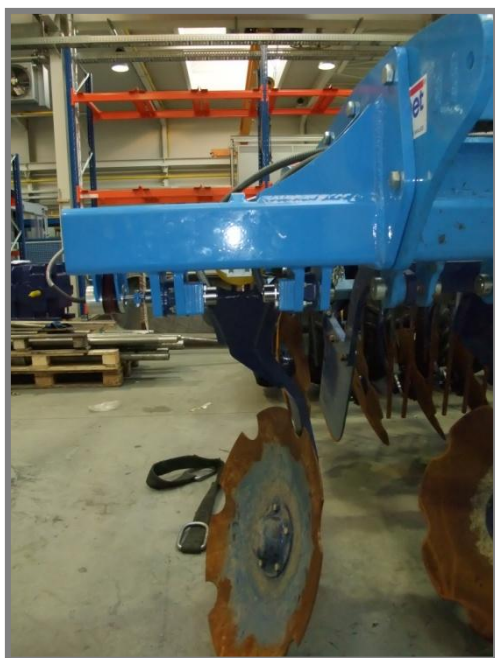
(index „D“ označuje veličiny naměřené při měření pracovního orgánu)

Pro měření reakčních sil, kterými pracovní orgán působí na nosný rám stroje, byl navržen a vyroben pomocný přípravek pro měření těchto sil (viz Obr. 5.35). Pracovní

orgán je k nosnému rámu uchycen pomocí dvou čepových spojů a táhla s předepjatou pružinou (viz Obr. 5.37). Místo klasického čepu je do spoje vložen dvouosý tenzometrický čep, který přímo měří zatížení v čepových spojích F1_D, F2_D.

Pracovní orgán je navržen tak, že při najetí na překážku (např. kámen na poli) nebo při překročení odjišťovací síly, která je nastavena předepnutím pružiny (např. při velkém nahromadění rostlinných zbytků před pracovním orgánem), dojde k vyklopení (odjištění) pracovního orgánu až o 30°. Díky tomu stroj snadno překoná překážku, nedojde k nadzvednutí celého stroje a ostatní pracovní orgány tak mohou bez přerušení zpracovávat půdu. Další výhodou tohoto systému jištění je, že zmírňuje silové rázy, které jsou přenášeny do nosné konstrukce rámu stroje.

Aby bylo možné identifikovat, kdy dochází k vyklopení pracovního orgánu, byl na měřicím přípravku umístěn rotační senzor, který měří úhel vyklopení pracovního orgánu U_D.

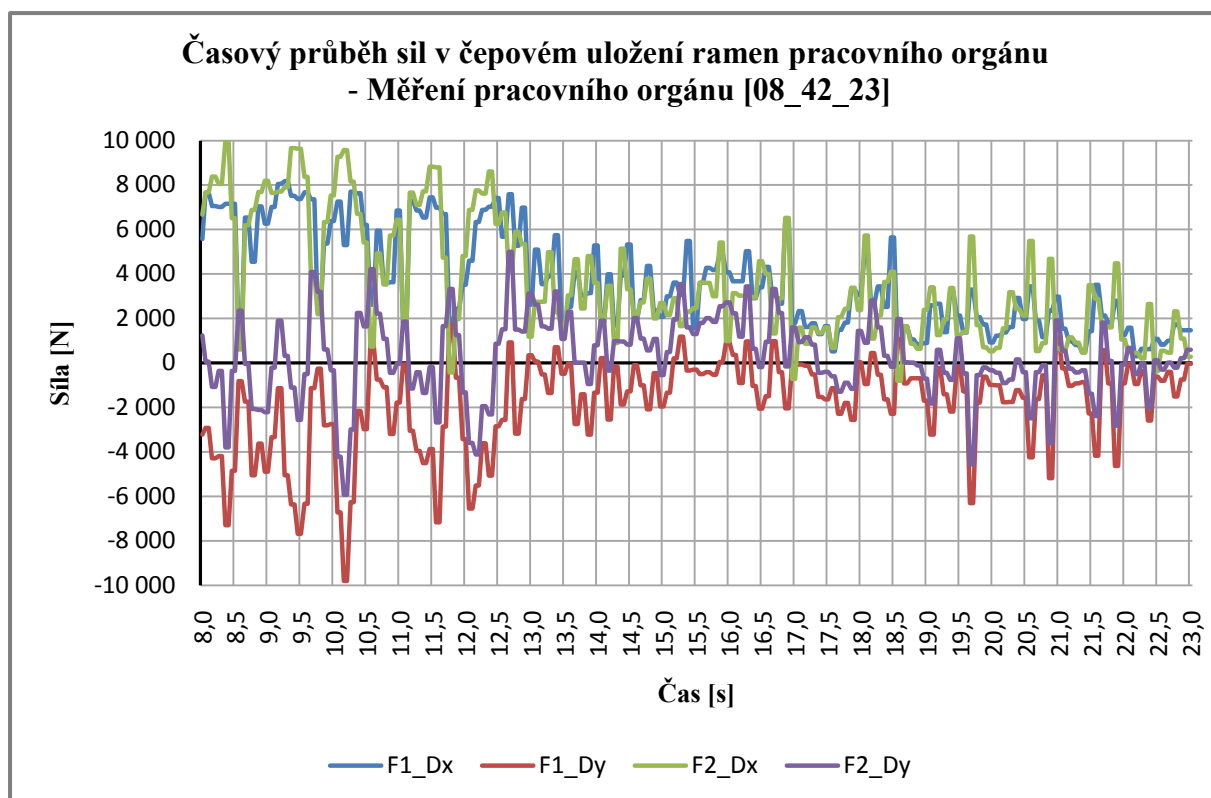


Obr. 5.36 Pracovní orgán v měřicím přípravku 1

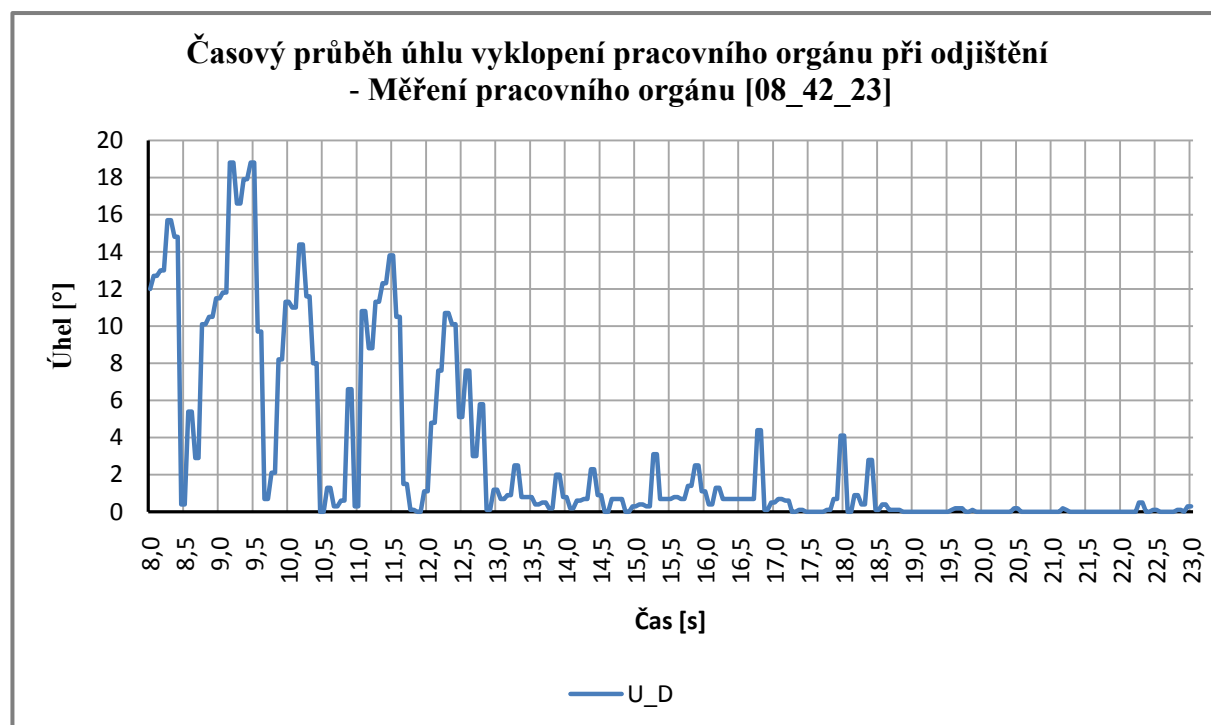


Obr. 5.37 Pracovní orgán v měřicím přípravku 2

Výsledkem tohoto měření byly přibližně dvouminutové záznamy z jízd při práci na poli. V grafech na obr. 5.38 a obr. 5.39 je zobrazen patnáctivteřinový úsek časového průběhu sil v čepovém uložení ramen pracovního orgánu a časový průběh úhlu vyklopení pracovního orgánu při odjištění. V tomto úseku byly naměřeny největší síly. Měření probíhalo při pracovní rychlosti 15 km.h^{-1} , což byla maximální rychlost, kterou byl schopen traktor při práci vyvinout. V grafech je zobrazen časový interval 8 až 23 s. Celý záznam z měření včetně pořízeného videozáznamu je uložen na příloženém DVD disku ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“, název datového souboru i videozáznamu je 08_42_23.



Obr. 5.38 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení ramen pracovního orgánu



Obr. 5.39 Graf časového průběhu úhlu vyklopení pracovního orgánu při odjištění

Čepové uložení pracovního orgánu na rámu stroje je zatíženo pouze při práci stroje. Pokud není pracovní orgán v záběru (např. při transportu), je čepový spoj zatížen pouze vlastní vahou pracovního orgánu. Toto zatížení je ve srovnání se zatížením při práci zanedbatelné.

Střední hodnoty zaznamenávaných sil:

- vypočítáno ze všech zaznamenaných hodnot

- $F1_{Dx} = 3657 \text{ N}$
- $F1_{Dy} = -1476 \text{ N}$
- $F2_{Dx} = 3680 \text{ N}$
- $F2_{Dy} = -1419 \text{ N}$

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- $F1_{Dx} = 8\,175 \text{ N}$
- $F1_{Dy} = -9\,795 \text{ N}$
- $F2_{Dx} = 9\,982 \text{ N}$
- $F2_{Dy} = -5\,929 \text{ N}$
- $U_D = 18,8^\circ$

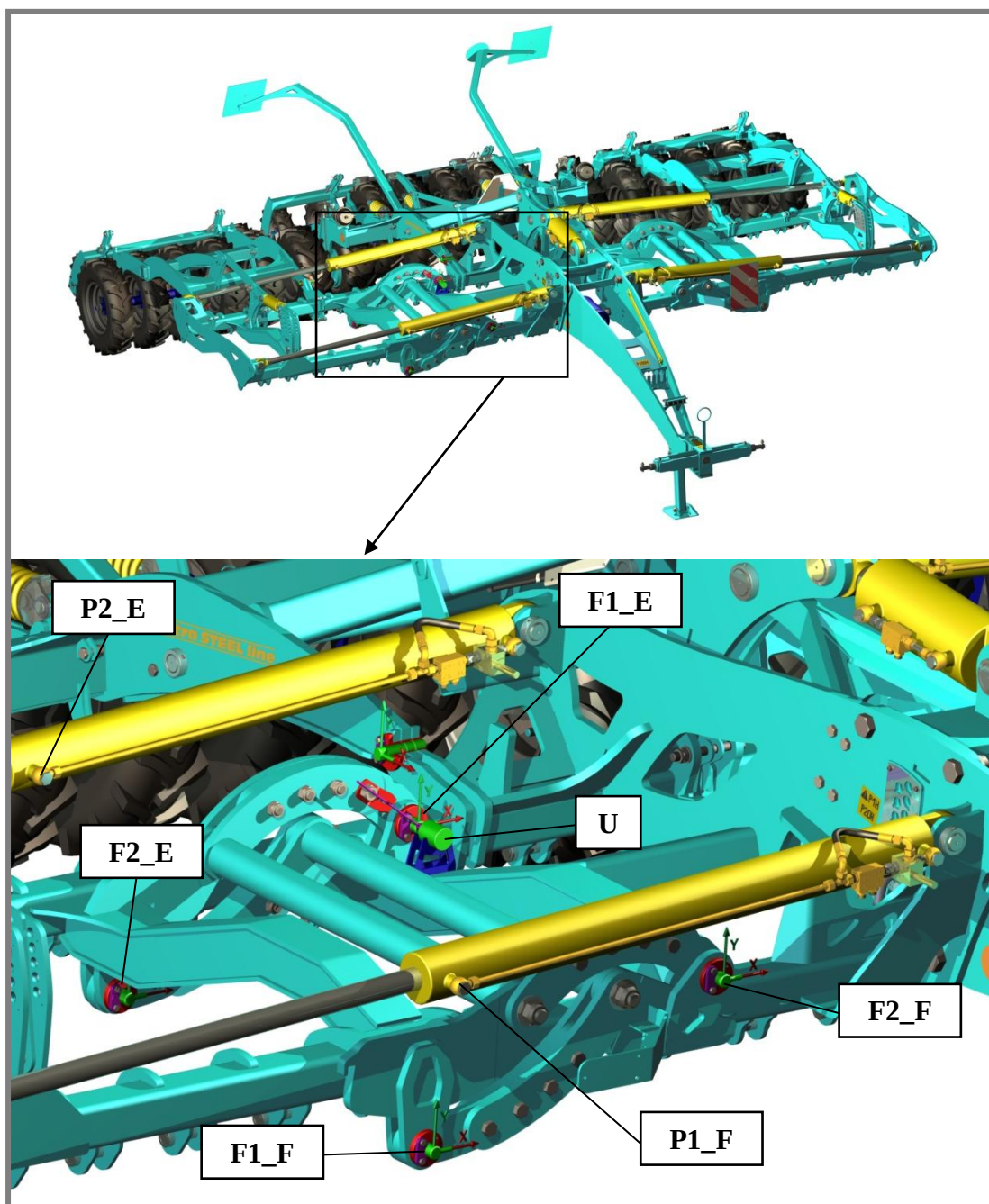
Z grafů na obr. 5.38 a obr. 5.39 je patrné, že v časovém úseku 8 až 13 s docházelo k častému vyklopení (odjištění) pracovního orgánu, čemuž odpovídá i větší silové zatížení v tomto úseku. Od 13 s již nedošlo k výraznému vyklopení pracovního orgánu. Tomu odpovídá i menší silové zatížení.

5.3.4 Měření při sklápění a rozklápění stroje

Obr. 5.40 Měření při sklápění a rozklápění stroje

Měření probíhalo v montážní hale firmy Farnet. Při sklápění stroje nebylo nutné mít k dispozici traktor. Pro ovládání sklápění stroje byl použit mobilní hydraulický agregát. Cílem tohoto měření je analyzovat zatěžující síly v čepovém uložení sklápěcího mechanismu a čepovém uložení hydraulických válců.

Měření bylo rozděleno na dvě části. V první části byly změřeny síly v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu a tlak v zadním hydraulickém válci v obou větvích. Z naměřeného tlaku a známé plochy pístu hydraulického válce lze dopočítat působící sílu. V druhé části byly změřeny síly v čepových spojích předních ramen sklápěcího mechanismu a tlak v předním hydraulickém válci.

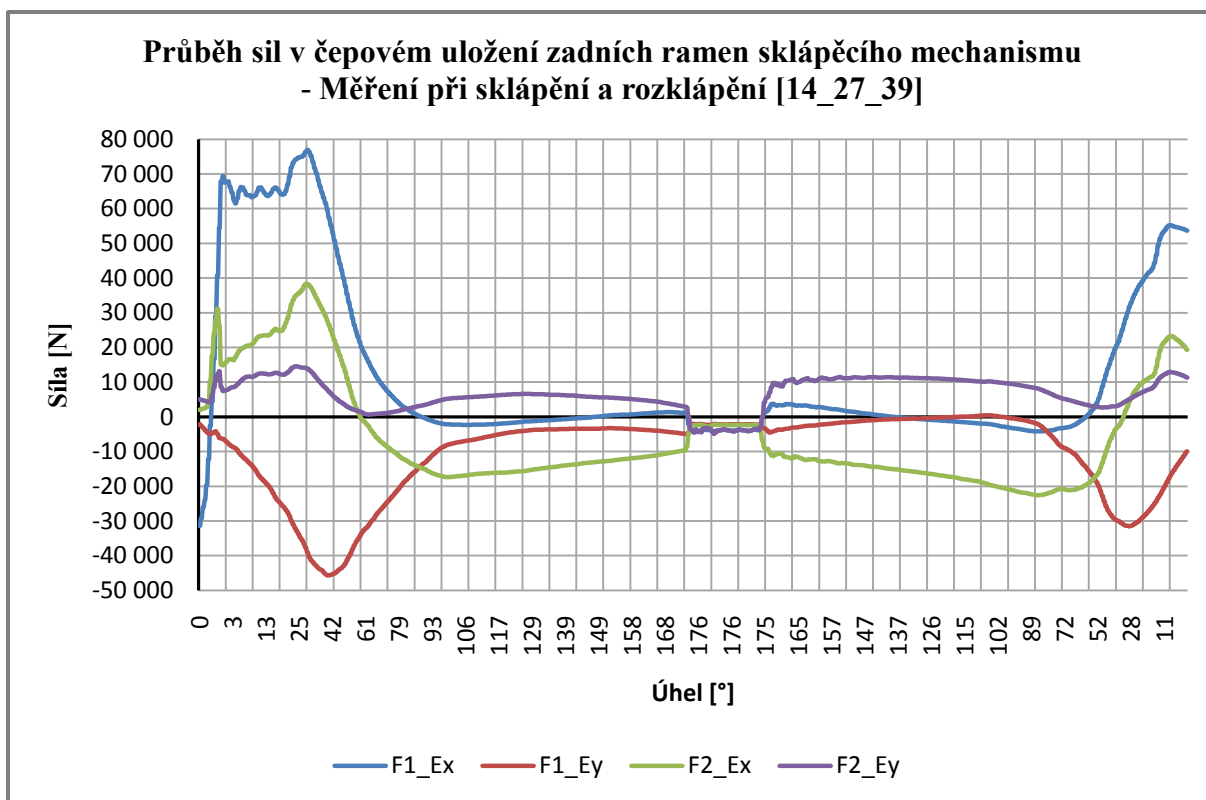


Obr. 5.41 Umístění senzorů při měření sklápěcího mechanismu

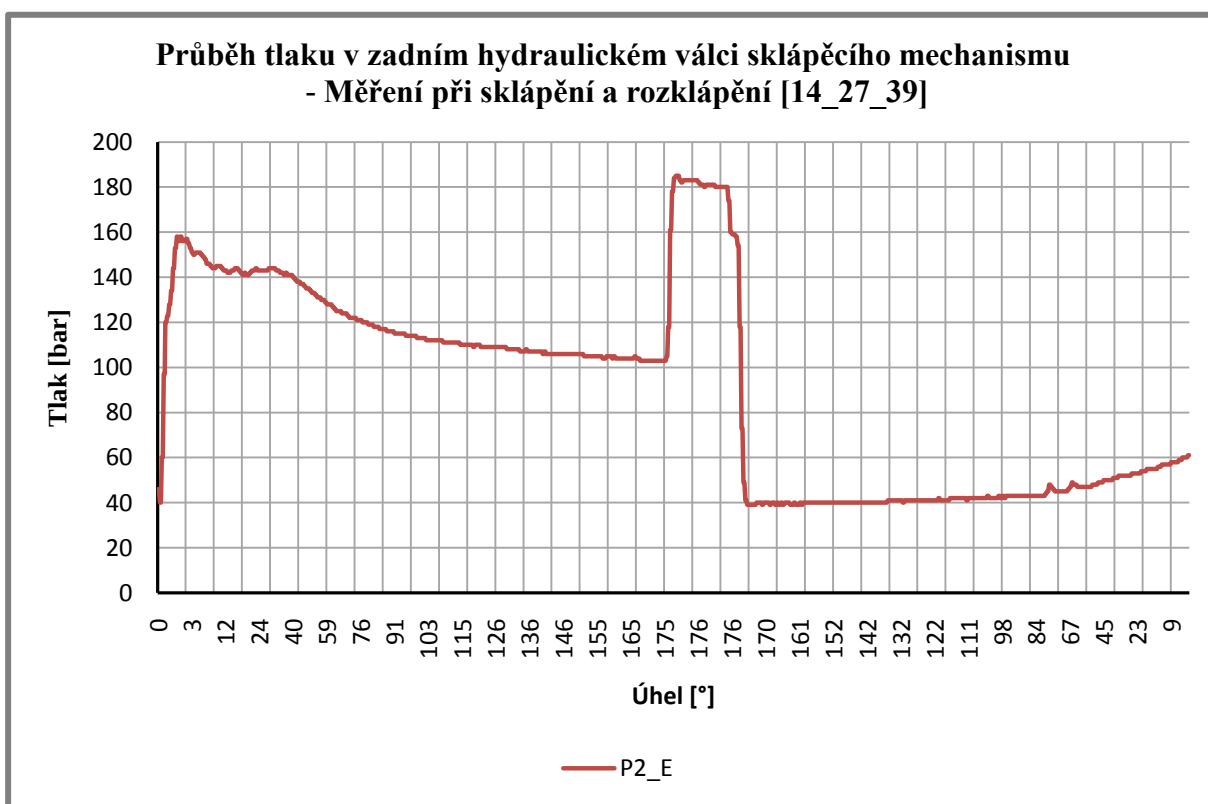
Měření zadních ramen sklápěcího mechanismu

V této části měření byly snímány tyto veličiny (viz Obr. 5.41):

- P2_E - tlak v zadním hydraulickém válci
- F1_E - síla v čepovém uložení zadního levého ramene sklápěcího mechanismu
- F2_E - síla v čepovém uložení zadního pravého ramene sklápěcího mechanismu



Obr. 5.42 Graf průběhu sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu



Obr. 5.43 Graf průběhu tlaku v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu

Datový soubor a pořízený videozáznam je uložen na přiloženém DVD ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“. Název datového souboru i videozáznamu je 14_27_39.

Měření bylo zahájeno při úplném rozklopení bočního rámu. Rám byl zvednut do maximální polohy až dosedl na dorazy. Poté byl rozklopen zpět do vodorovné polohy.

Výsledkem měření jsou grafy na obr. 5.42 a obr. 5.43, kde je zobrazen průběh sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu a průběh tlaků v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu v závislosti na úhlu natočení levého ramene sklápěcího mechanismu. Úhel 0° odpovídá zcela rozklopenému rámu (vodorovná poloha) a úhel 176° odpovídá zcela sklopenému bočnímu rámu (svislá poloha).

V rozmezí 0° až 176° probíhá sklápění rámu. Z grafu je zřejmé, že na počátku sklápění v intervalu 0° až 30° dochází k prudkému nárůstu tlaku P2_E. Tomuto nárůstu tlaku odpovídá i prudký nárůst sil v čepových spojích sklápěcího mechanismu. Tento prudký nárůst je dán kinematikou mechanismu sklápění a umístěním hydraulického válce, který svírá s horizontální rovinou stroje poměrně malý úhel. Proto je převážná část síly vyvozené hydraulickým válcem přenesena do čepových spojů ramen sklápěcího mechanismu.

Po překročení úhlu 30° již dochází k poklesu potřebného zdvihacího tlaku i poklesu sil v čepových spojích sklápěcího mechanismu.

Při dosažení úhlu 176° boční rám dosedá na dorazy. Z grafu je patrný náhlý pokles všech působících sil na minimum. Prudký nárůst tlaku v tomto okamžiku je způsoben dosednutím bočního rámu na doraz. Pístní tyč se již dále nemůže pohybovat a dochází k natlakování na maximální možný tlak, který je hydraulický agregát schopen vyvinout.

V intervalu 176° až 0° dochází k opětovnému rozklopení bočního rámu. Prudký pokles tlaku na začátku rozklápění je způsoben odtlakováním hydraulické soustavy. Při rozklápění je tlak P2_E výrazně menší než při sklápění. To je způsobeno tím, že při rozklápění je hydraulický olej tlakován do druhé větve hydraulického válce (pístní tyč se vysouvá). Tlak P2_E je způsobem odporem oleje při vytékání z hydraulického válce.

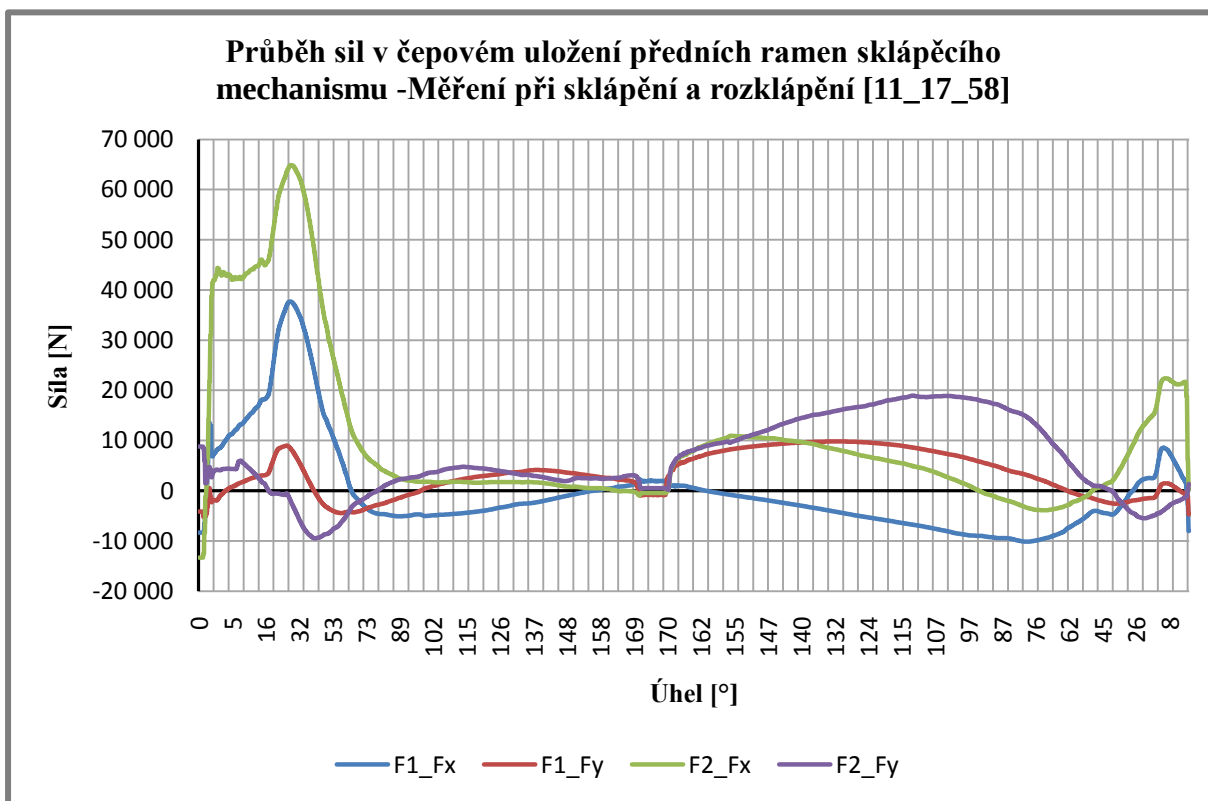
Ke konci rozklápění dochází opět k nárůstu sil ze stejného důvodu jako na počátku sklápění rámu.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

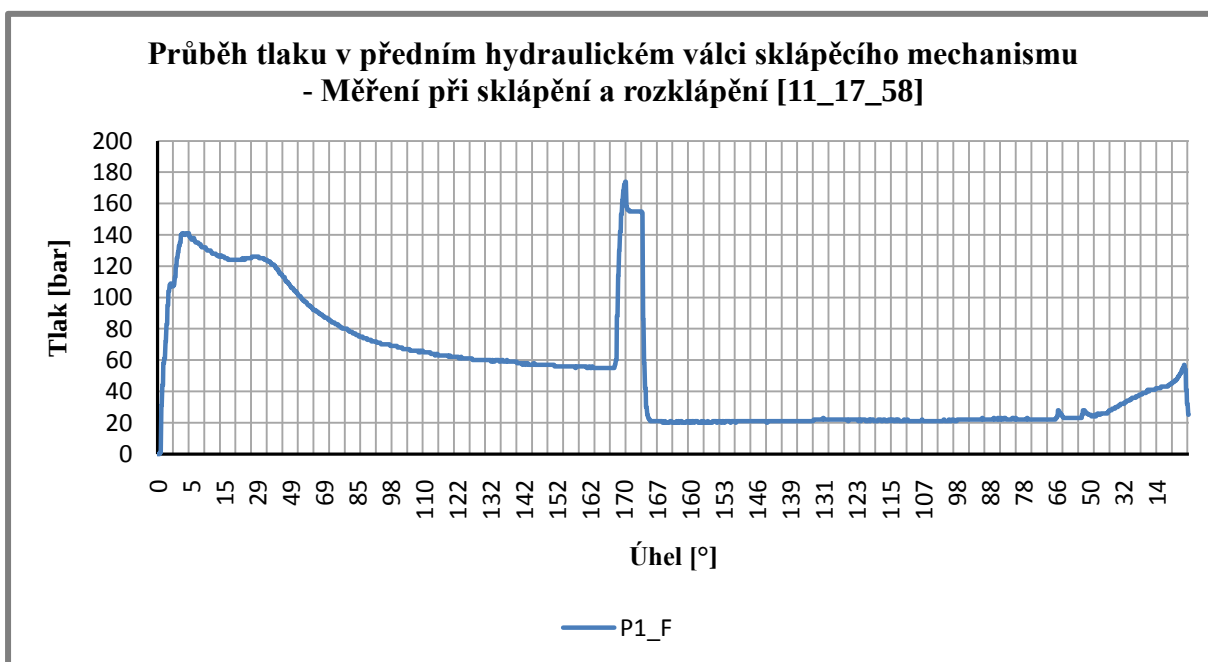
- k maximálnímu silovému zatížení dochází při úhlu přibližně 38°
- $F1_{Ex} = 76,91 \text{ kN}$
- $F1_{Ey} = 45,66 \text{ kN}$
- $F2_{Ex} = 38,25 \text{ kN}$
- $F2_{Ey} = 14,53 \text{ kN}$

- maximální tlak v hydraulickém válci je na počátku sklápění
- $P2_E = 158 \text{ bar}$

Měření předních ramen sklápěcího mechanismu



Obr. 5.44 Graf průběhu sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu



Obr. 5.45 Graf průběhu tlaku v předním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu

V této části měření byly snímány tyto veličiny (viz Obr. 5.41):

- P1_F - tlak v předním hydraulickém válci
- F1_F - síla v čepovém uložení předního pravého ramene sklápěcího mechanismu
- F2_F - síla v čepovém uložení předního levého ramene sklápěcího mechanismu

Datový soubor a pořízený videozáznam je uložen na přiloženém DVD ve složce „DATA Z MĚŘENÍ“. Název datového souboru i videozáznamu je 11_17_58.

Popis jednotlivých fází grafu je totožný jako u měření zadních ramen sklápěcího mechanismu.

Maximální naměřené hodnoty zaznamenávaných veličin:

- k maximálnímu silovému zatížení dochází při úhlu přibližně 28°

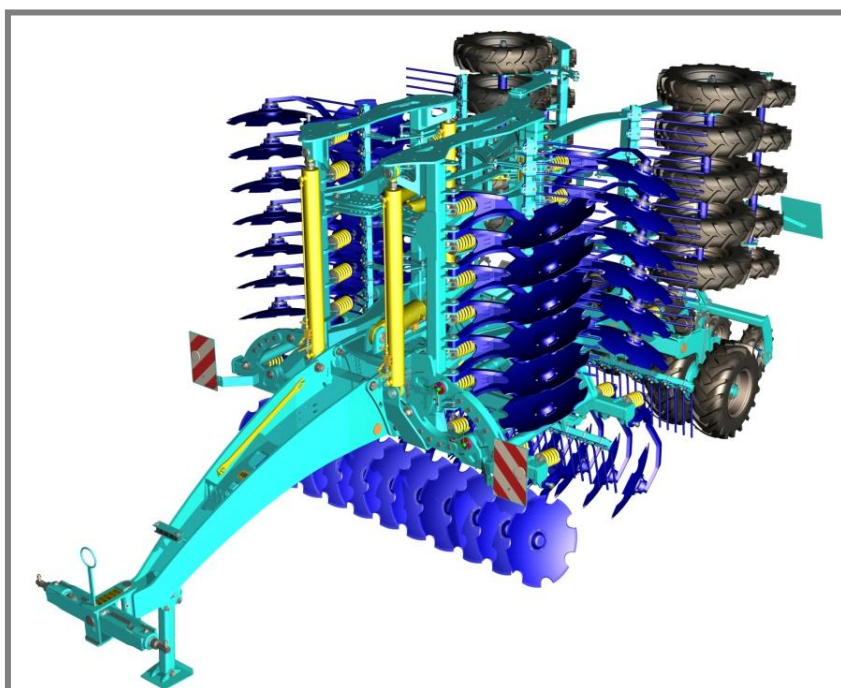
- F1_Ex = 35,62 kN
- F1_Ey = 8,97 kN
- F2_Fx = 64,78 kN
- F2_Fy = -9,78 kN

- maximální tlak v hydraulickém válci je na počátku sklápění

- P1_F = 141 bar

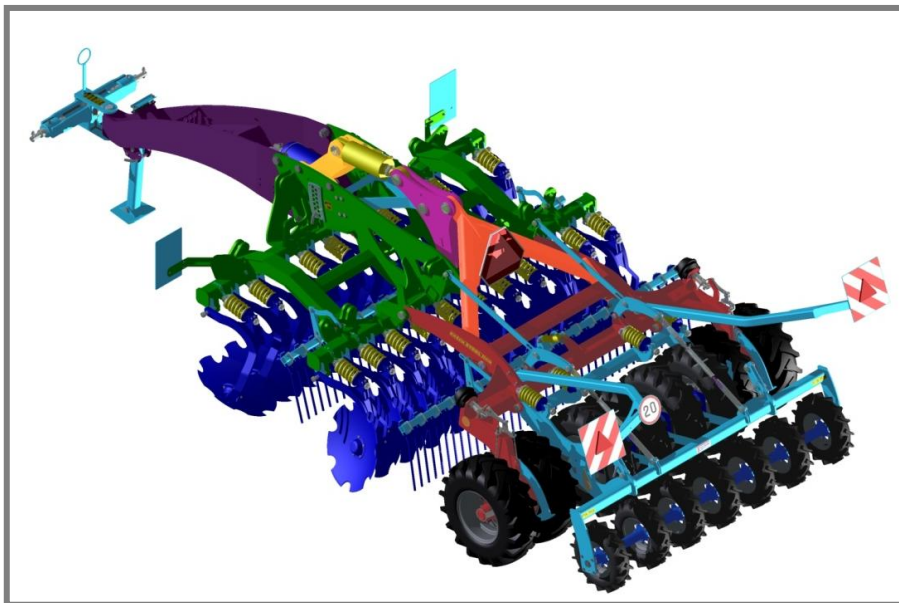
5.4 Model geometrie analyzované soustavy

3D model geometrie soustavy pro deformačně-napjatostní analýzu byl vytvořen z již existujícího modelu stroje, který byl vytvořen při vývoji prototypu (viz Obr. 5.46). Model byl vytvořen a upraven v programu *Autodesk Inventor 2010*.

5.4

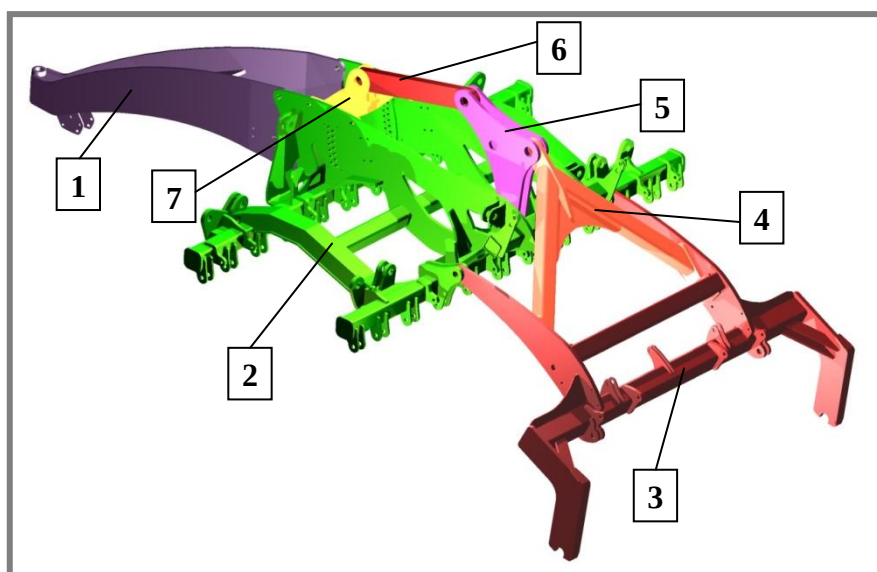
Obr. 5.46 3D model diskového podmitače DISKOMAT

Tento model musel být značně upraven a rozdělen na dílčí soustavy, aby ho bylo možné použít jako vstupní geometrii pro výpočet. Hlavní nosnou a zároveň nejvíce namáhanou konstrukcí je nosný rám stroje znázorněný na obr. 5.48.



Obr. 5.47 Model středního dílu DISKOMATU

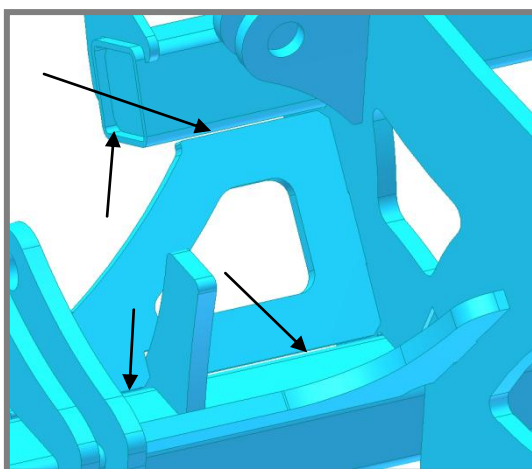
Model středního dílu (viz Obr. 5.47) je složen téměř ze 4000 součástí jako např. svařence nosného rámu, pracovní orgány, čepy, pneumatiky, disky, ložiska, těsnění, šrouby, matice, podložky, pružné kolíky, pružiny, třmeny, hydraulické válce, prvky hydraulické soustavy, samolepky, světelná sada... Pro deformačně-napjatostní analýzu nosného rámu stroje byly odstraněny všechny nepotřebné komponenty a ponechána pouze sestava nosného rámu stroje (viz Obr. 48). Tato sestava se skládá ze středního rámu, oje, nápravy, třibodové kapsy, třibodového táhla a hlavního oka. Hydraulický válec byl pro zjednodušení nahrazen jednoduchým táhlem.



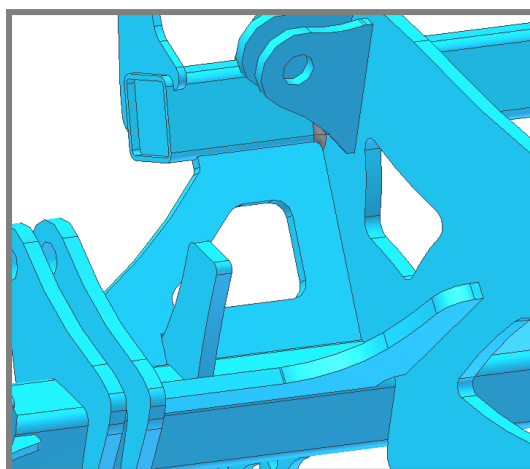
Obr. 5.48 Model nosného rámu stroje

- 1 - svařenec oje
- 2 - svařenec středního rámu
- 3 - svařenec nápravy
- 4 - svařenec tříbodového táhla
- 5 - svařenec tříbodové kapsy
- 6 - náhrada hydraulického válce
- 7 - svařenec hlavního oka

Dále bylo zapotřebí zajistit celistvost jednotlivých komponent sestavy. Například u modelů svařenců jsou jednotlivé výpalky z plechu modelovány s požadovanými vřely (viz Obr. 5.49), všechny tyto vřely a nepřesnosti musely být odstraněny, aby se model co nejvíce podobal skutečnosti (viz Obr. 5.50).



Obr. 5.49 Příklad necelistvosti modelu



Obr. 5.50 Příklad opravené necelistvosti

Toto zdánlivě jednoduché odstranění vřel se díky velikosti a složitosti nosného rámu ukázalo jako poměrně velký problém. Odladění takto rozměrného modelu, aby bylo možné vytvořit síť konečných prvků bylo velmi zdlouhavé a časově náročné. I přes uvedené problémy se podařilo vytvořit celistvý model geometrie nosného rámu stroje pro deformačně-napjatostní analýzu.

5.5 MKP analýza nosného rámu podmiťáče

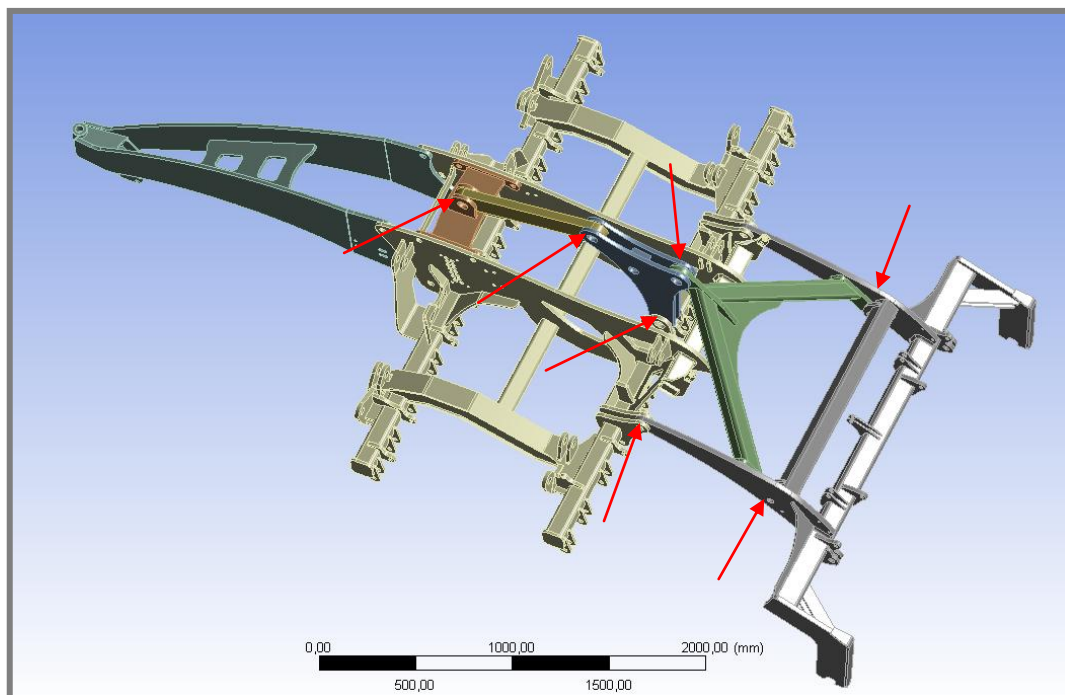
5.5

Deformačně-napjatostní analýza nosného rámu stroje byla provedena metodou konečných prvků (MKP) v softwaru *ANSYS Workbench* 12.1.

5.5.1 Vazby s okolím a mezi komponentami

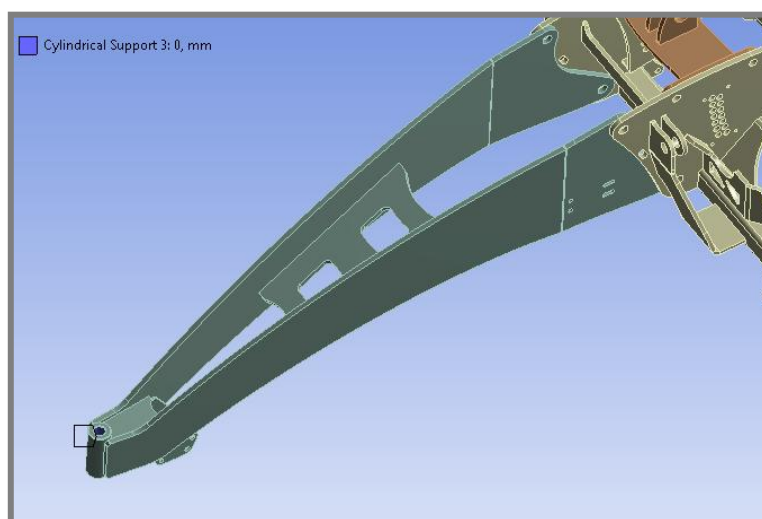
5.5.1

Všechny spoje mezi pohyblivými komponentami 3, 4, 5 a 6 (viz Obr. 5.48) jsou realizovány pomocí čepového spoje. Pro výpočet jsou čepové spoje nahrazeny rotační vazbou *revolute*. Tato vazba odebírá pět stupňů volnosti a umožňuje přenos sil z tělesa na těleso. Spoje realizované touto vazbou jsou vyznačeny na obr. 5.51.



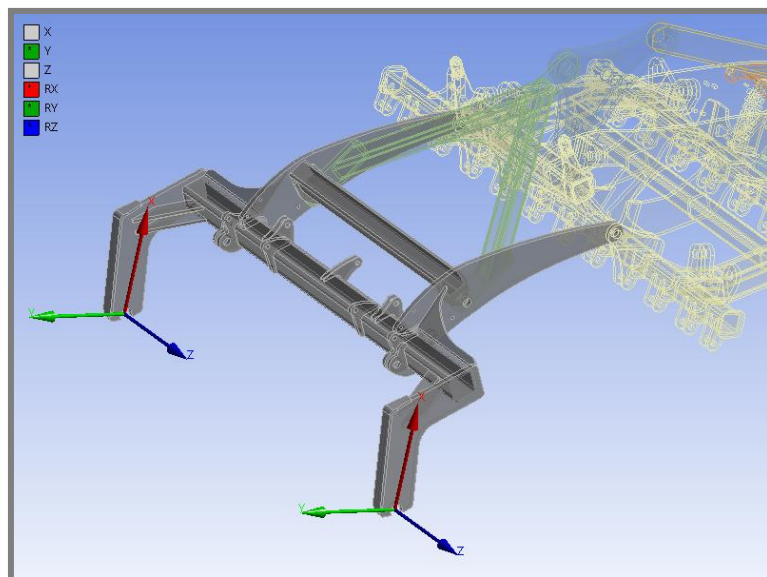
Obr. 5.51 Umístění vazeb mezi komponentami

Diskový podmítač DISKOMAT je polonesený stroj. V reálných podmínkách je oj stroje připevněna k traktoru pomocí dolních ramen třibodového závěsu. Ramena závěsu nesou část tíhové síly stroje a přenášejí tahovou sílu z traktoru na stroj. Pro zajištění polohy oje byla použita vazba *cylindrical support* pevná v radiálním a axiálním směru (viz Obr. 5.52).



Obr. 5.52 Válcová vazba na oji stroje

Druhou část tíhové síly nese vlastní náprava stroje (viz Obr. 5.53.). Toto uložení umožňuje posun v ose Y a utáčení kolem osy Z. Pro zajištění polohy nápravy byla použita vazba s okolím *general-ground* s uvolněním translace v ose Y a rotace okolo osy Z.



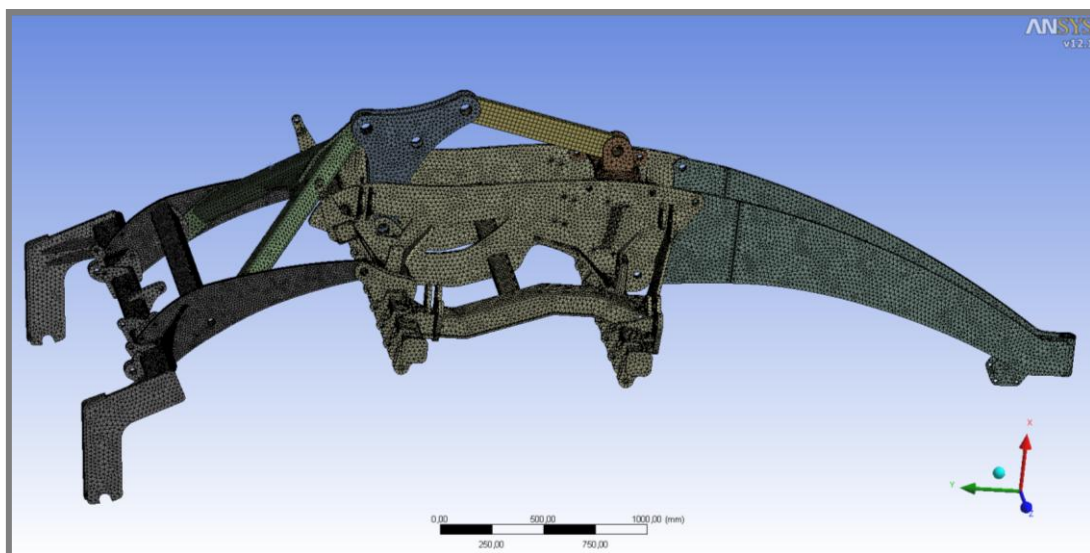
Obr. 5.53 Ukázka vazeb na nápravě

Použitím výše uvedených vazeb bylo nasimulováno reálné chování stroje.

5.5.2 Síť konečných prvků

5.5.2

Síť konečných prvků byla vygenerována automaticky na základě zadaných parametrů v simulačním prostředí programu *ANSYS Workbench*. Velikost prvků udává hustotu sítě, která má vliv na přesnost výsledků především v místech velkých gradientů napětí. Hustota konečnoprvkové sítě také výrazně ovlivňuje nároky na paměť a výpočetní čas.



Obr. 5.54 Ukázka sítě konečných prvků

Jako základní velikost prvků byla zvolena hodnota 20 mm. Po provedení prvního výpočtu byla síť v místech gradientů napětí zjemněna podle potřeby. Počet prvků v sestavě byl 400101 a počet uzlů byl 759156. Doba jednoho výpočtu se pohybovala v rozmezí 1 až 3 hodin.

5.5.3

5.5.3 Výběr zatěžujících stavů pro MKP analýzu

Na základě provedených měření v reálných podmínkách a jejich vyhodnocení, které bylo popsáno v kapitole 5.3, byly identifikovány zatěžující stavy, při kterých je nosná konstrukce rámu diskového podmiče nejvíce namáhána. Byly vybrány tři specifické stavy:

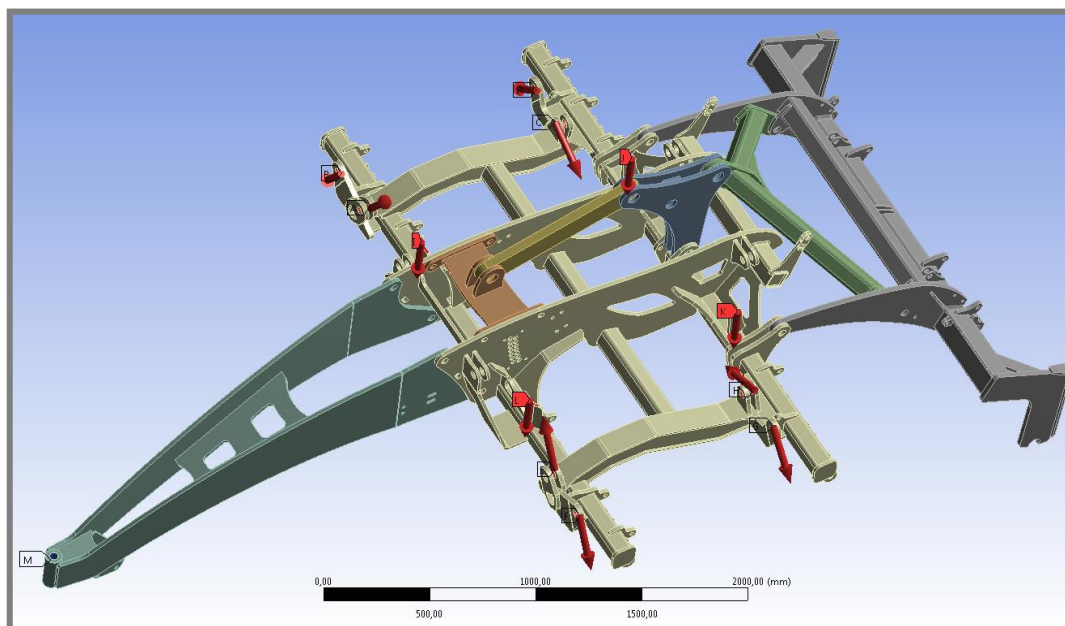
- transport stroje po pozemních komunikacích – najetí na překážku
- sklápění bočních rámů
- práce na poli

Pro tyto stavy bude proveden statický deformačně napjatostní výpočet. Okrajové podmínky jednotlivých stavů jsou popsány v kapitolách 5.5.4, 5.5.5 a 5.5.6. po provedení statického výpočtu bude následovat výpočet nosného rámu na únavu.

5.5.4

5.5.4 Okrajové podmínky při najetí na překážku

Reálné působící zatěžující síly při tomto stavu byly popsány v kapitole 5.3.1 – Měření při najetí na překážku. Pro statický výpočet byly dosazeny vypočítané maximální hodnoty naměřených sil. Umístění a orientace působících sil je zobrazena na obr. 5.55.



Obr. 5.55 Okrajové podmínky při najetí na překážku

Maximální hodnota sil v místě dorazů při sklopení bočních rámů:

- tyto síly byly vypočítány z naměřeného tlaku v hydraulickém válci, známé plochy pístu a účinnosti hydraulického válce
- maximální hodnota tlaků $P_1 = 23 \text{ bar}$, $P_2 = 26 \text{ bar}$
- plocha pístu $S_1 = 0,00950 \text{ m}^2$
- účinnost hydraulického válce $\eta = 0,95$

$$F_{P1} = P1 \cdot S_1 \cdot \eta = 23 \cdot 10^5 \cdot 0,00950 \cdot 0,95 = 20,76 \text{ kN}$$

$$F_{P2} = P2 \cdot S_1 \cdot \eta = 26 \cdot 10^5 \cdot 0,00950 \cdot 0,95 = 23,47 \text{ kN}$$

Maximální hodnota sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu:

$$F1_Bx = 4,810 \text{ kN}$$

$$F2_Bx = 4,925 \text{ kN}$$

$$F1_By = 8,044 \text{ kN}$$

$$F2_By = 8,293 \text{ kN}.$$

Maximální hodnota sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu:

$$F1_Cx = 10,214 \text{ kN}$$

$$F2_Cx = -22,249 \text{ kN}$$

$$F1_Cy = -4,863 \text{ kN}$$

$$F2_Cy = 27,219 \text{ kN}$$

Záporné hodnoty sil znamenají, že působí v opačném směru než kladná osa X nebo Y zobrazená u tenzometrického čepu na obr. 5.18.

Výše uvedené veličiny byly naměřeny na pravé straně středního ránu. Stejně zatížení lze předpokládat i na levé straně, proto byly tyto síly symetricky umístěny i na levou stranu středního ránu. Vazby mezi jednotlivými komponentami a vazby s okolím byly popsány v kapitole 5.5.1.

Maximální hodnota sil v čepovém uložení nápravy není pro výpočet použita, protože tyto síly vznikají na základě působení výše uvedených sil. Slouží jako kontrolní měření pro porovnání vypočítaných sil v čepovém uložení nápravy v kapitole 5.6.1.

$$F1_Ax = 100,3 \text{ kN}$$

$$F2_Ax = 89,8 \text{ kN}$$

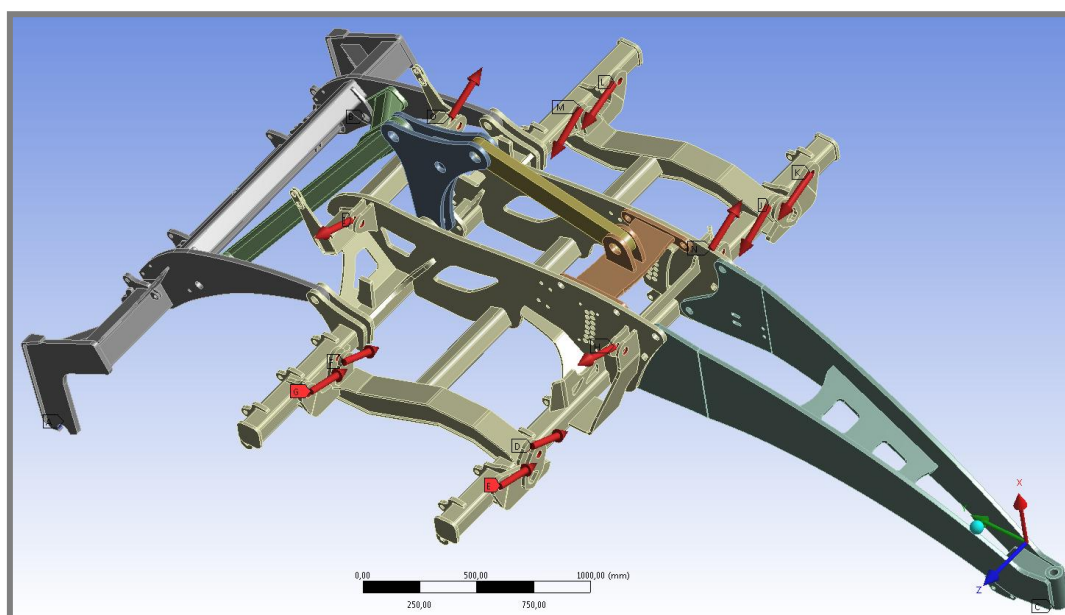
$$F1_Ay = 62,9 \text{ kN}$$

$$F2_Ay = 58,1 \text{ kN}$$

5.5.5 Okrajové podmínky při sklápění bočních rámu

5.5.5

Reálné působící zatěžující síly při tomto stavu byly popsány v kapitole 5.3.4. Pro statický výpočet byly dosazeny maximální hodnoty naměřených sil. Umístění a orientace působících sil je zobrazena na obr. 5.56.



Obr. 5.56 Okrajové podmínky při sklápění bočních rámu

Maximální hodnota sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu:

$$F1_Ex = 35,62 \text{ kN}$$

$$F1_Ey = 8,97 \text{ kN}$$

$$F2_Ex = 64,78 \text{ kN}$$

$$F2_Ey = -9,78 \text{ kN}$$

Maximální hodnota sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu:

$$F1_Ex = 76,91 \text{ kN}$$

$$F1_Ey = 45,66 \text{ kN}$$

$$F2_Ex = 38,25 \text{ kN}$$

$$F2_Ey = 14,53 \text{ kN}$$

Síly v čepovém uložení hydraulických válců

- tyto síly byly vypočítány z naměřeného tlaku v hydraulickém válci a známé plochy pístu
- plocha pístu $S_2 = 0,00713 \text{ m}^2$
- tlak v předním hydraulickém válci $P1_F = 141 \text{ bar}$
- tlak v zadním hydraulickém válci $P2_E = 158 \text{ bar}$

$$F_{P1_F} = P1_F \cdot S_2 = 141 \cdot 10^5 \cdot 0,00713 = 100,5 \text{ kN}$$

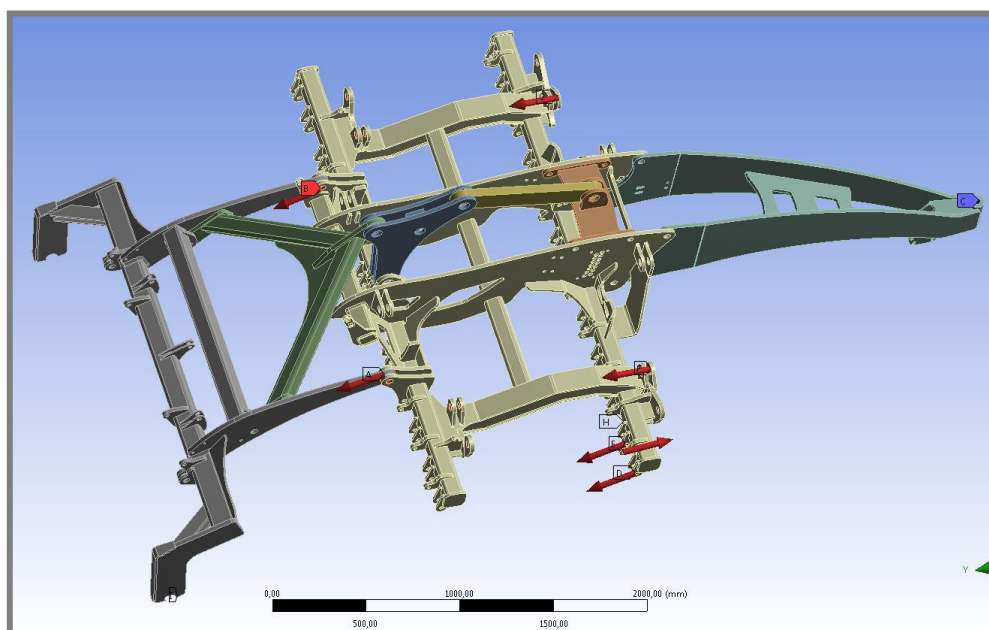
$$F_{P2_E} = P2_E \cdot S_2 = 158 \cdot 10^5 \cdot 0,00713 = 112,7 \text{ kN}$$

Záporné hodnoty sil znamenají, že působí v opačném směru než kladná osa X nebo Y zobrazená u tenzometrického čepu na obr. 5.41. Vazby mezi jednotlivými komponentami a vazby s okolím byly popsány v kapitole 5.5.1.

5.5.6

5.5.6 Okrajové podmínky při práci na poli

Reálné působící zatěžující síly při tomto stavu byly popsány v kapitole 5.3.2 a 5.3.3. Umístění a orientace působících sil je zobrazena na obr. 5.57.



Obr. 5.57 Okrajové podmínky při práci na poli

Maximální hodnota sil v čepovém uložení nápravy:

$$\begin{aligned} F1_{Ax} &= 8,67 \text{ kN} & F2_{Ax} &= 9,50 \text{ kN} \\ F1_{Ay} &= 1,75 \text{ kN} & F2_{Ay} &= 4,56 \text{ kN} \end{aligned}$$

Protože každý pracovní orgán je uložen a jištěn samostatně, dojde při najetí na překážku (např. kámen) k vyklopení pouze samotného orgánu a nárůstu sil v místech jeho uložení. Z tohoto důvodu jsou v místech uložení pracovních orgánů dosazeny střední hodnoty naměřených sil.

Extrémní hodnoty byly dosazeny do jednoho uložení pracovního orgánu (viz Obr. 5.57.)

Střední hodnota v čepových spojích ramen pracovního orgánu:

$$\begin{aligned} F1_{Dx} &= 3\,657 \text{ N} & F2_{Dx} &= 3\,680 \text{ N} \\ F1_{Dy} &= -1\,476 \text{ N} & F2_{Dy} &= -1\,419 \text{ N} \end{aligned}$$

Střední hodnota síly v místě čepového uložení táhla pružiny pracovního orgánu:

$$\begin{aligned} F_{prx} &= 1\,100 \text{ N} \\ F_{pry} &= 7\,115 \text{ N} \end{aligned}$$

Extrémní hodnota v čepových spojích ramen pracovního orgánu:

$$\begin{aligned} F1_{Dx} &= 8\,175 \text{ N} & F2_{Dx} &= 9\,982 \text{ N} \\ F1_{Dy} &= -9\,795 \text{ N} & F2_{Dy} &= -5\,929 \text{ N} \end{aligned}$$

Extrémní hodnota síly v místě čepového uložení táhla pružiny pracovního orgánu

$$\begin{aligned} F_{prx} &= 10\,260 \text{ N} \\ F_{pry} &= 28\,190 \text{ N} \end{aligned}$$

Na obr. 5.57 jsou zobrazeny maximální zatěžující síly způsobené jedním pracovním orgánem $F1_D$, $F2_D$ a F_{pr} , pro výpočet jsou do všech ostatních míst uložení pracovních orgánů dosazeny střední hodnoty zatěžujících sil.

Záporné hodnoty sil znamenají, že působí v opačném směru než kladná osa X nebo Y zobrazená u tenzometrického čepu na obr. 5.35. Vazby mezi jednotlivými komponentami a vazby s okolím byly popsány v kapitole 5.5.1.

5.5.7 Materiálové charakteristiky

5.5.7

Pro výpočty pomocí metody konečných prvků je nezbytné správně definovat materiálové charakteristiky potřebné pro výpočet. Pro statickou strukturální deformačně-napjatostní analýzu v izotropní lineárně-elastické oblasti je zapotřebí definovat:

E – modul pružnosti

μ – poissonovu konstantu

Nosný rám stroje je sestaven ze svařenců. Na stroji se vyskytují dva použité materiály. Jedná se o výpalky z vysocepevnostních, zaručeně svařitelných plechů a

čtvercové uzavřené tenkostěnné profily z běžné konstrukční oceli. Názvy a složení použitých materiálů je součástí výrobního tajemství firmy, proto jsou zde uvedeny pouze údaje nutné pro výpočet.

Výpalky z plechů:

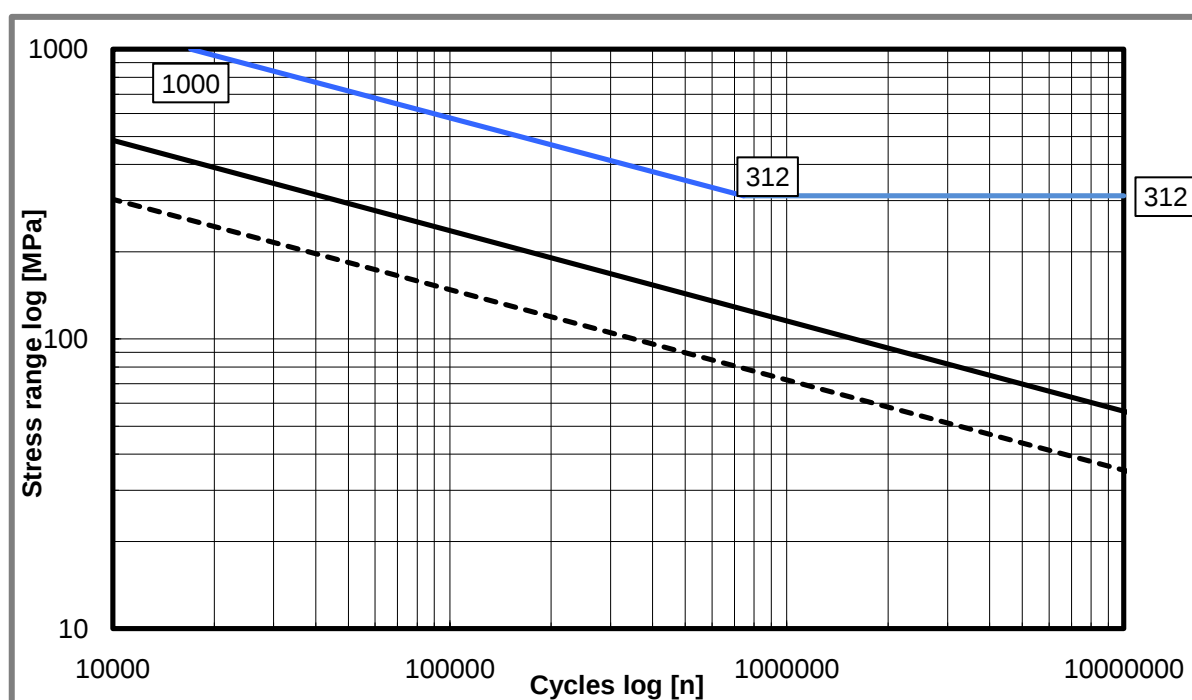
$$R_e = 1200 \text{ MPa} \quad R_m = 1400 \text{ MPa} \quad E = 2.10^{11} \text{ Pa} \quad \mu = 0,3$$

Čtvercové uzavřené tenkostěnné profily:

$$R_e = 350 \text{ MPa} \quad R_m = 490\text{-}630 \text{ MPa} \quad E = 2.10^{11} \text{ Pa} \quad \mu = 0,3$$

Pro výpočet únavové životnosti byl zvolen Wöhlerův přístup (*Stress Life*). Pro oba použité materiály je zapotřebí definovat Wöhlerovu S-N křivku.

Wöhlerova křivka pro plechové výpalky byla poskytnuta přímo výrobcem plechů a je zobrazena na obr. 5.58.



Obr. 5.58 Wöhlerova křivka pro materiál plechových výpalků

Jako Wöhlerova křivka pro běžnou konstrukční ocel byla použita křivka z knihovny ANSYS pro konstrukční ocel.

5.6

5.6 Vyhodnocení výsledků statické deformačně-napjatostní analýzy

Nosný rám stroje je sestaven z poměrně velkých a složitých svařenců (viz Obr. 5.47). V těchto svařencích se vyskytují dva materiály s odlišnými vlastnostmi, které byly popsány v kapitole 5.5.7. Oba použité materiály mají stejný modul pružnosti i poissonovu konstantu. Proto bylo možné statickou strukturální deformačně-napjatostní analýzu v izotropní lineárně-elastické oblasti provést společným výpočtem.

Pro jednotlivé stavy bylo vypočítáno redukované napětí v nosném rámu stroje podle podmínky HMM. Rozložení napjatostí je popsáno v kapitolách 5.6.1, 5.6.2 a 5.6.3. Stanovení bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti lze stanovit porovnáním vypočítaného redukovaného napětí a mezí kluzu.

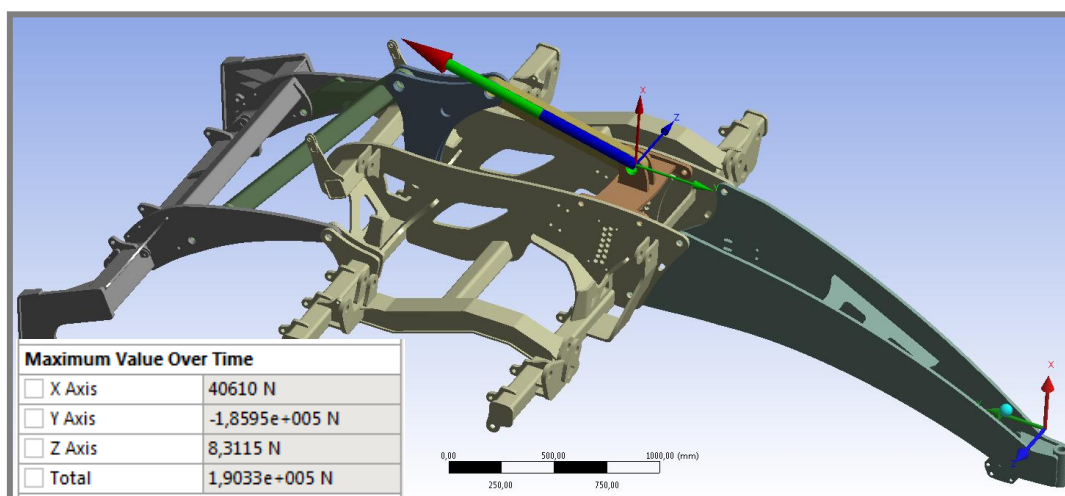
Při porovnávání s mezí kluzu je nutné zohlednit různé materiály použité ve svařencích. Výpalky z plechů mají $R_e = 1\,400\text{ MPa}$ označíme je jako **materiál A**. V místech svárů a jejich velmi blízkém okolí je nutné uvažovat mez kluzu $R_e = 350\text{ MPa}$. Použité čtvercové tenkostěnné profily mají mez kluzu $R_e = 350\text{ MPa}$. Pro oblasti s nižší mezí kluzu použijeme označení **materiál B**.

5.6.1 Statická deformačně-napjatostní analýza při najetí na překážku

5.6.1

Výsledkem výpočtu statické strukturální deformačně-napjatostní analýzy při najetí stroje na překážku je rozložení napjatostí na nosném rámu diskového podmítače zobrazené na obr. 5.60. **Při vyhodnocení výsledků je důležité porovnávat vypočítané redukované napětí se správnou mezí kluzu pro materiál A a B, jak bylo popsáno v úvodu kapitoly 5.6!**

Pro ověření správnosti výpočtu, byl proveden kontrolní výpočet. Pomocí funkce *force reaction* byla vypočítána síla F_{P3} v čepovém uložení hlavního hydraulického válce (viz Obr. 5.59). Ze známé plochy pístu S_3 a účinnosti hydraulického válce η byl vypočítán tlak v hydraulickém válci. Tento tlak byl porovnán s naměřeným tlakem P_3 z kapitoly 5.3.1 – Měření při najetí na překážku.



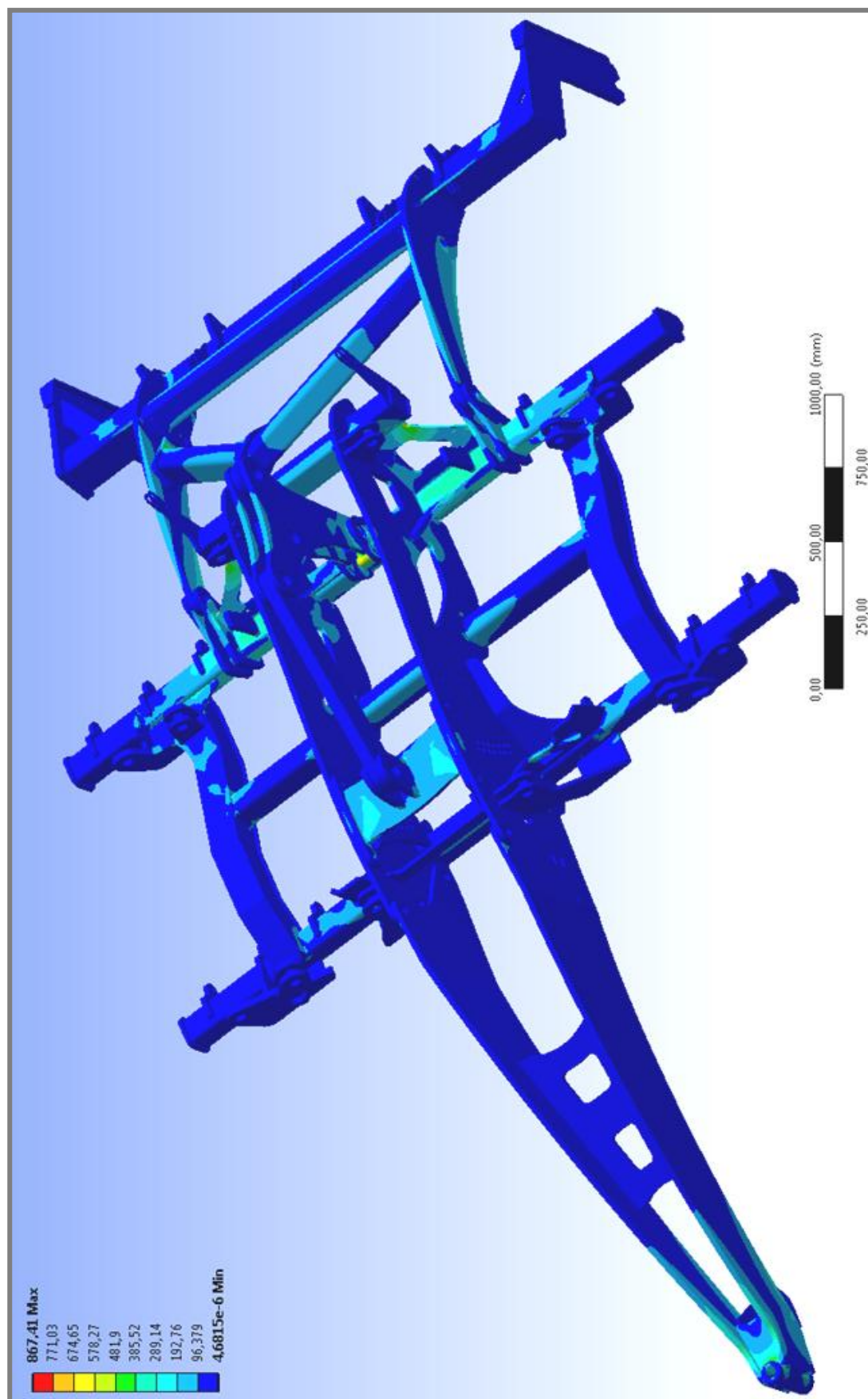
Obr. 5.59 Síla v čepovém uložení hlavního hydraulického válce

$$P_3 = 126\text{ bar} \quad S = 0,01539\text{ m}^2$$

$$F_{P3} = 190,3\text{ kN} \quad \eta = 0,95$$

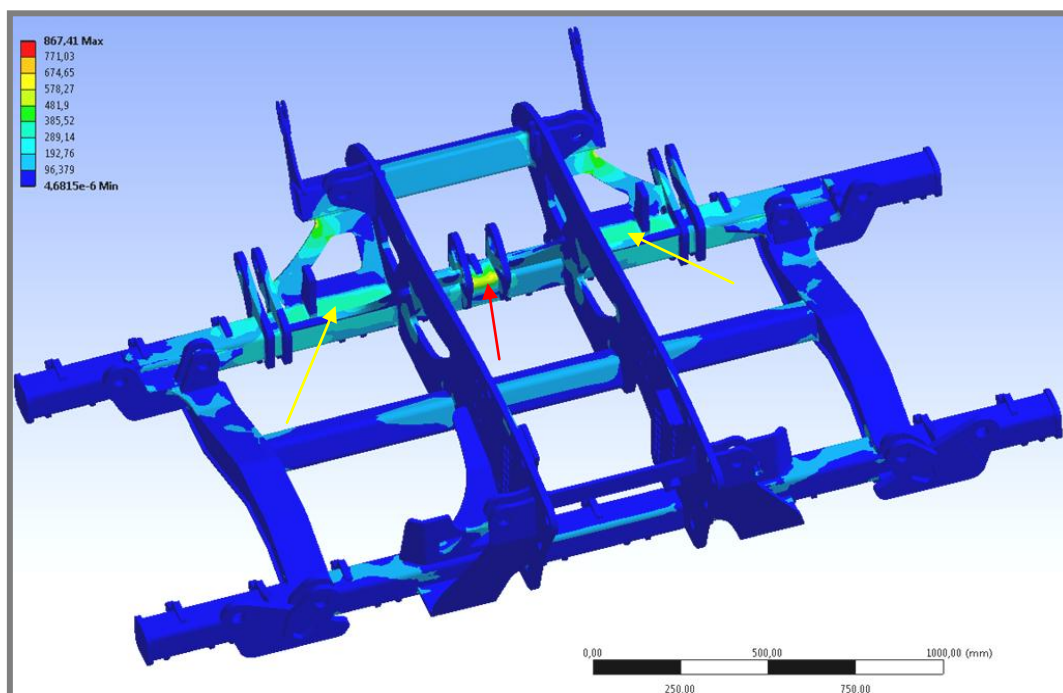
$$P_3'' = \frac{F_{P3}}{S \cdot \eta} = \frac{190,3 \cdot 10^3}{0,01539 \cdot 0,95} = 130,2\text{ bar}$$

Při porovnání naměřeného a vypočítaného tlaku je rozdíl pouze 4 bary. Správnost výpočtu je tedy ověřena.

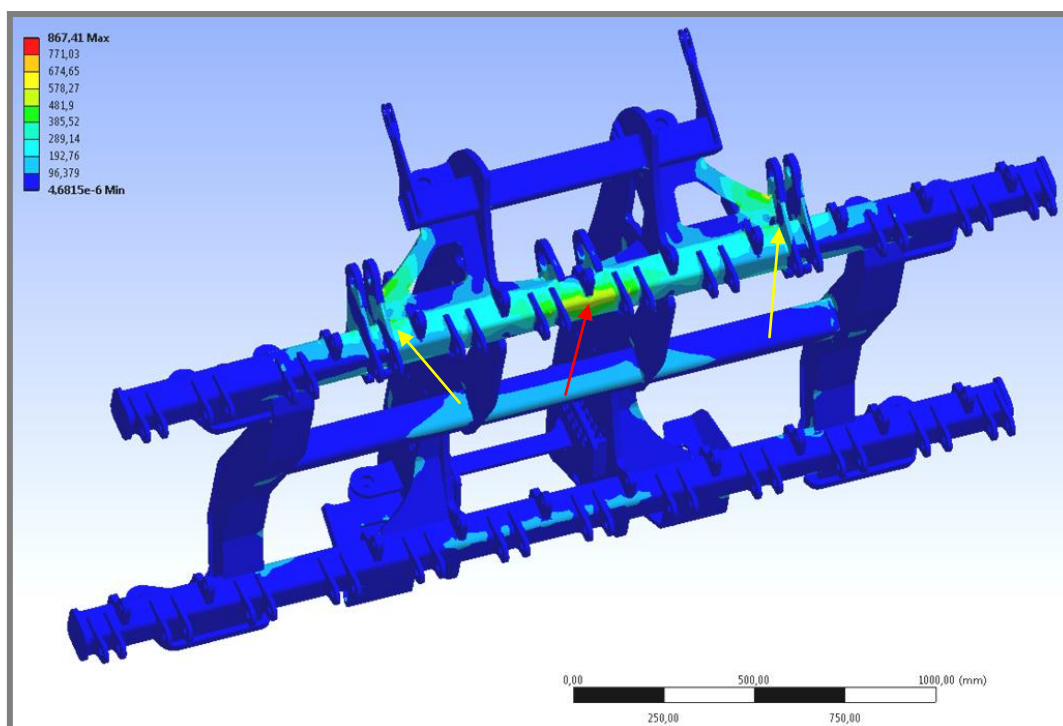


Obr. 5.60 Rozložení napjatostí na nosném rámu při najetí na překážku

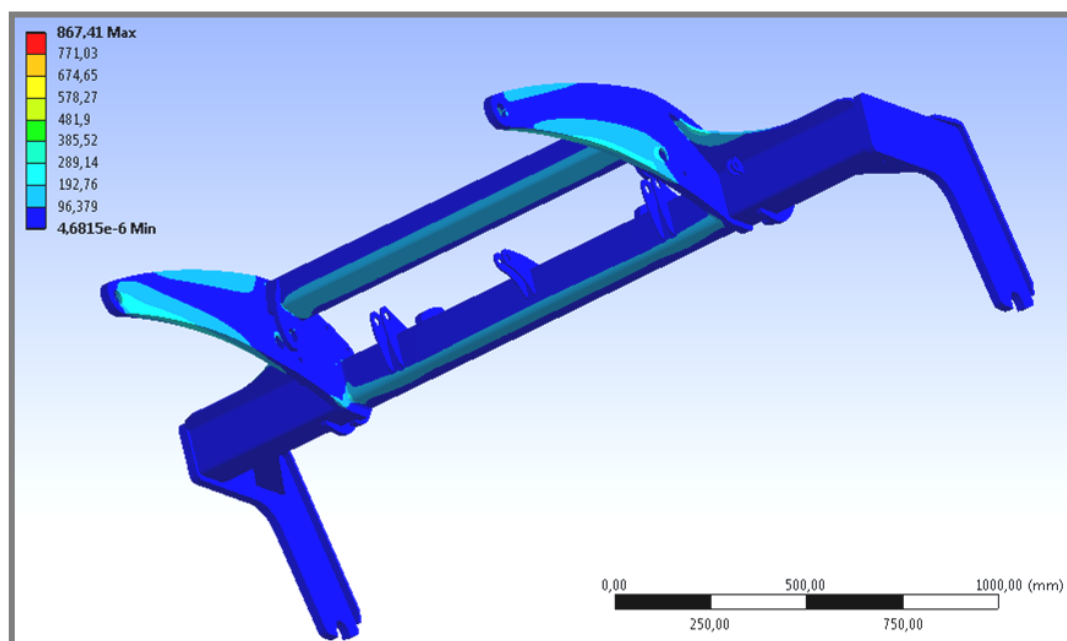
Pro lepší představu je na následujících detailech zobrazeno rozložení napjatostí na nejvíce namáhaných komponentách.



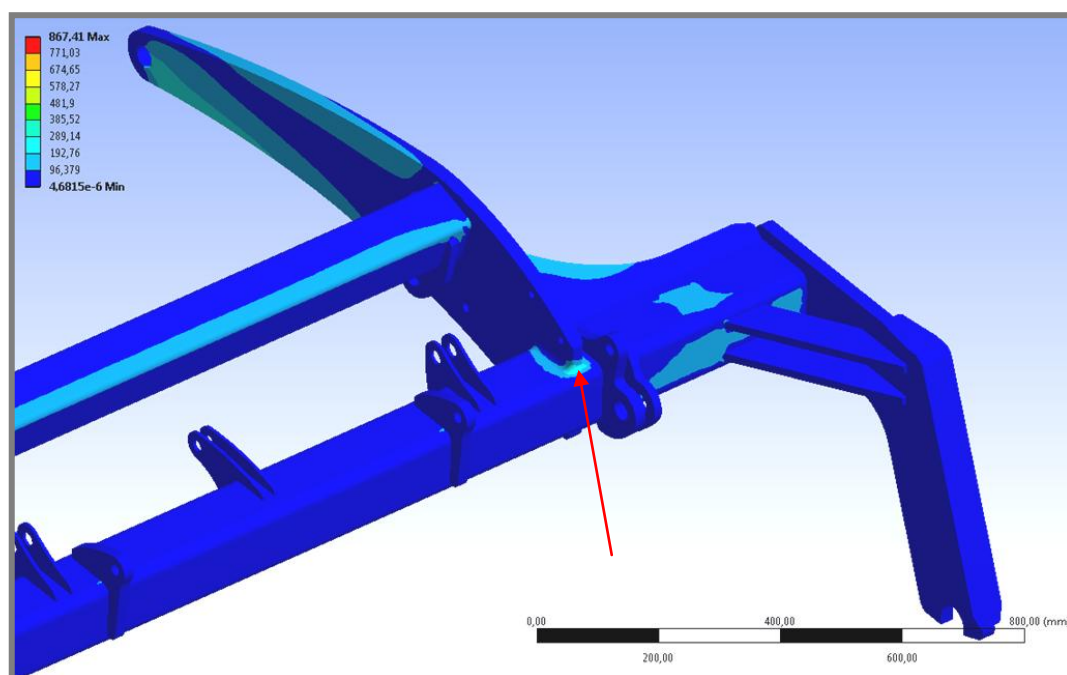
Obr. 5.61 Rozložení napjatostí na středním rámu při najeťi na překážku 1



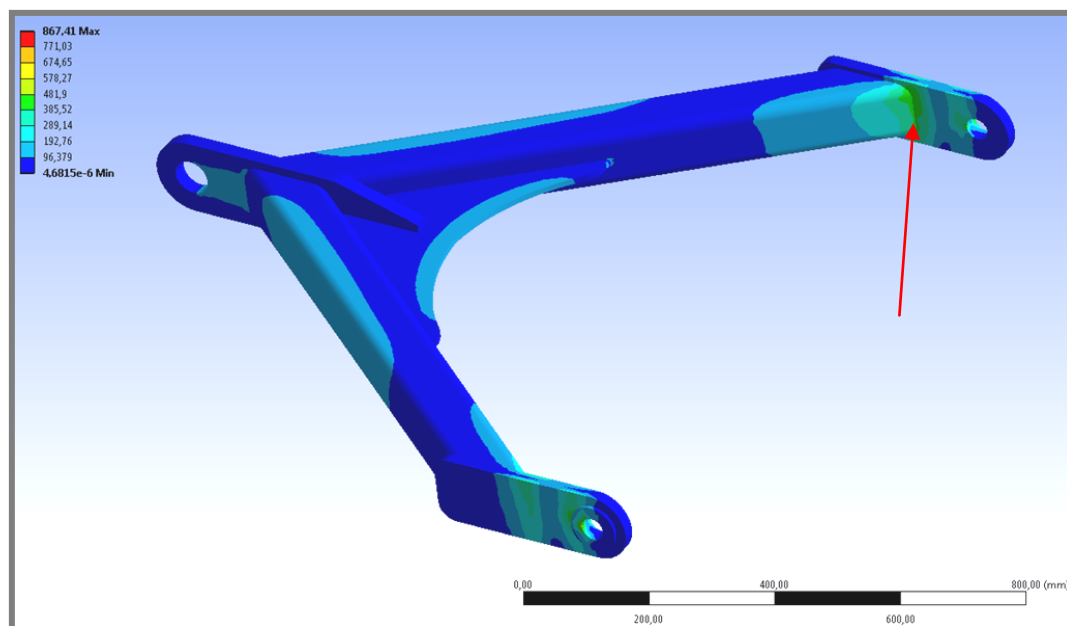
Obr. 5.62 Rozložení napjatostí na středním rámu při najeťi na překážku 2



Obr. 5.63 Rozložení napjatostí na nápravě při najetí na překážku 1



Obr. 5.64 Rozložení napjatostí na nápravě při najetí na překážku 2



Obr. 5.65 Rozložení napjatostí na třibodovém táhle při najetí na překážku

Z výpočtu vyplývá, že nejvíce namáhanou částí nosného rámu stroje při najetí na překážku je zadní čtvercový profil středního rámu stroje z materiálu B. Ve dvou místech označených červeně na obr. 5.61 a 5.62 dochází při tomto extrémním zatížení k nárůstu napětí až na hodnotu 580 MPa a tím k překročení meze kluzu, bezpečnost k MSP je 0,6. V těchto místech nastává plastická deformace. Proto zde bude nutné provést konstrukční úpravy. V místech označených žlutě se napětí pohybuje okolo 320 MPa, což je těsně pod mezí kluzu a bezpečnost je k MSP je pouze 1,09. V těchto kriticky zatížených místech bylo nutné provést výpočet na únavovou životnost (kapitola 5.6.1). Lze předpokládat, že v těchto místech bude životnost velmi nízká. Maximální napětí 867 MPa je v místě materiálu A a je tedy také pod mezí kluzu.

Na obr. 5.63 a 5.64 je zobrazeno rozložení napětí na nápravě stroje. Maximální napětí v materiálu B je 267 MPa (označeno červeně), bezpečnost k MSP je 1,35. V ostatních místech materiálu B je napětí maximálně 124 MPa, bezpečnost k MSP je větší než 2,8. V žádném místě nápravy nenastává plastická deformace. Náprava je z hlediska bezpečnosti provozu velmi důležitou komponentou. V případě jejího porušení může dojít k vážné havárii stroje, případně i ztrátě na životech a majetku. Z tohoto důvodu je nutné nápravu dimenzovat v ideálním případě na neomezenou životnost. Proto byl proveden výpočet na únavovou životnost (kapitola 5.7.1). Dá se předpokládat, že v kritickém místě s bezpečností 1,35 bude únavová životnost výrazně nižší.

Na obr. 5.65 je zobrazeno rozložení napětí v třibodovém táhle. V označeném místě sváru (materiál B), dochází ke koncentraci napětí na hodnotu 396 MPa, což je nad mezí kluzu. Bezpečnost k MSP je 0,88. V tomto místě nastávají plastické deformace. Třibodové táhlo je součástí mechanismu nápravy a při jeho porušení také může dojít k vážné havárii stroje, případně i ztrátě na životech a majetku. Je tedy nutné táhlo dostatečně dimenzovat. Opět lze předpokládat, že v tomto místě bude únavová

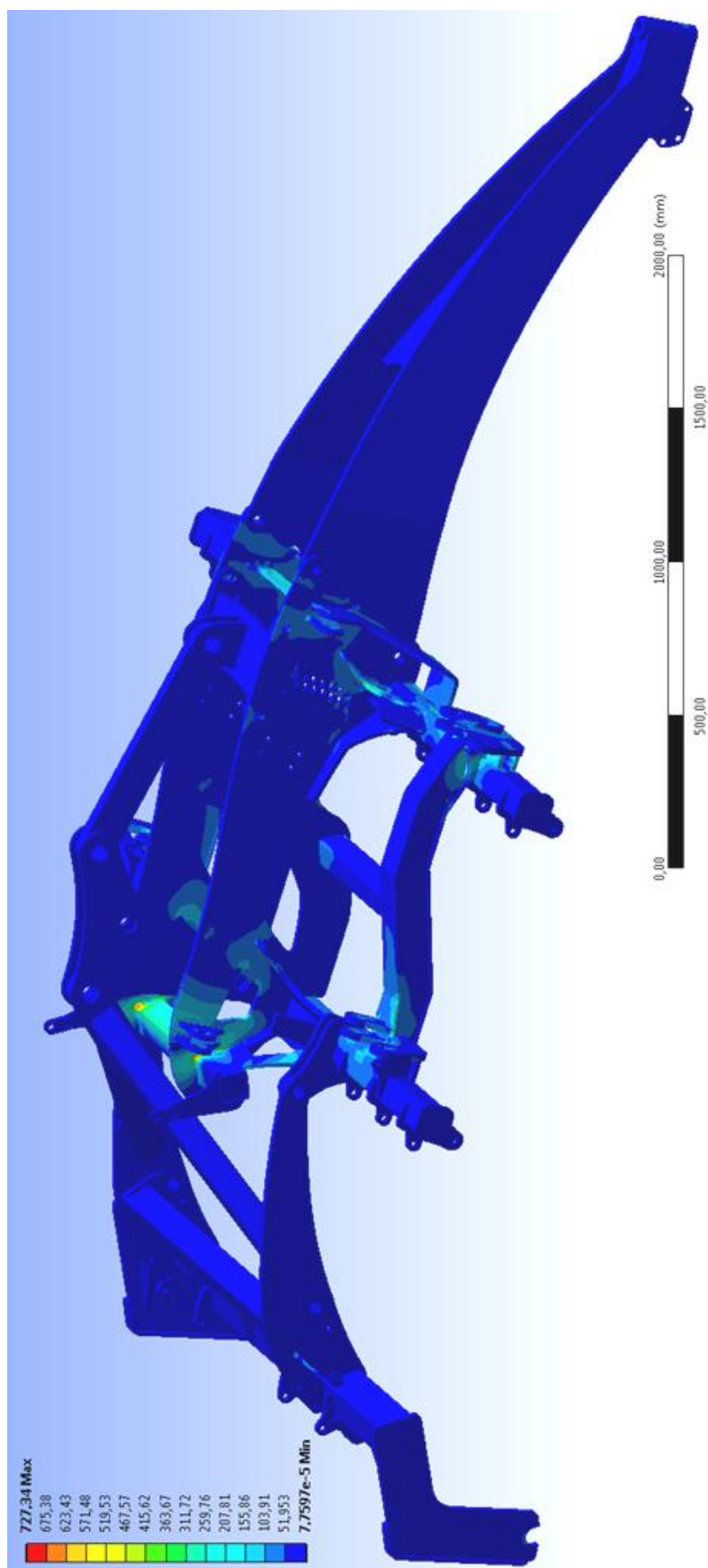
životnost poměrně nízká. V dalších místech táhla napětí nepřekročí hranici 155 MPa. Bezpečnost k MSP je větší než 2,26.

Ostatní komponenty (např. oj stroje a třibodová kapsa) jsou zatíženy podstatně méně. Jejich bezpečnost k MSP se pohybuje v rozmezí 4 až 47. Tyto komponenty jsou v řadě míst zbytečně předimenzovány. V těchto místech se nabízí možnost provedení konstrukčních úprav k odlehčení konstrukce a tím docílit snížení výrobních nákladů.

Pro správnou představu o uvedených výsledcích je potřebné si uvědomit, že uvedené výpočty jsou provedeny pro extrémní stav zatížení, který za provozu stroje vzniká jen při transportu stroje z místa na místo a zároveň při najetí stroje na nečekanou překážku. Tento extrémní stav vzniká v reálných podmínkách jen zřídka. Proto není nutné dimenzovat všechny části stroje na neomezenou životnost.

5.6.2 Statická deformačně-napjatostní analýza při sklápění bočních rámů

5.6.2

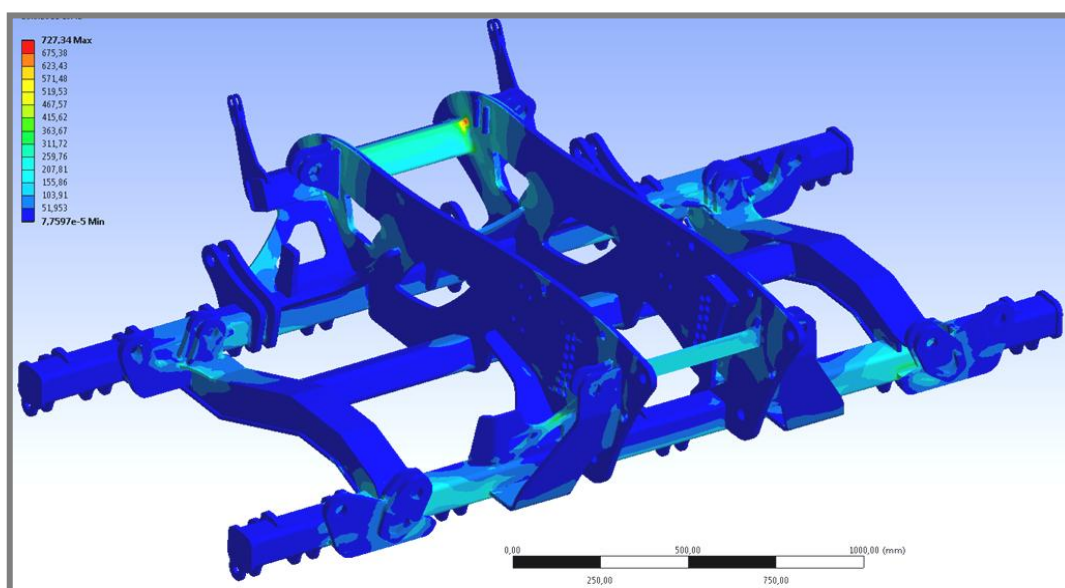


Obr. 5.66 Rozložení napjatostí na nosném rámu při sklápění bočních rámů

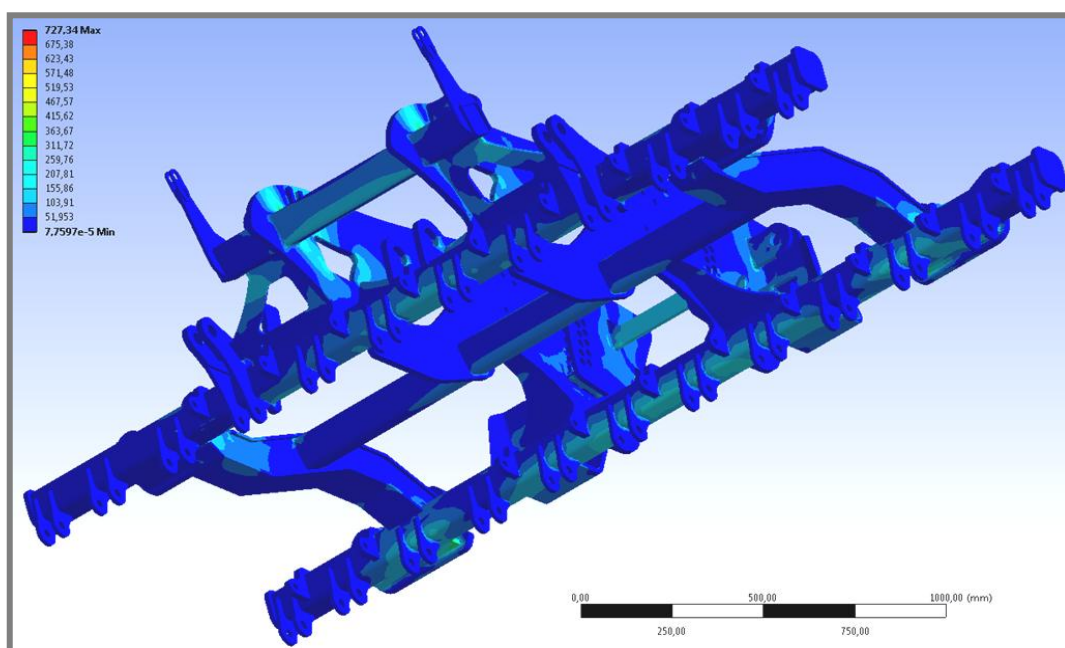
Výsledkem výpočtu statické strukturální deformačně-napjatostní analýzy při sklápění bočních rámů je rozložení napjatostí na nosném rámu diskového podmiťáče zobrazené na obr. 5.66.

Při vyhodnocení výsledků je důležité porovnávat vypočítané redukované napětí se správnou mezí kluzu pro materiál A a B, jak bylo popsáno v úvodu kapitoly 5.6!

Z rozložení napjatostí na obr. 5.66 je zřejmé, že nejvíce namáhanou komponentou je střední rám. Ostatní komponenty nejsou při sklápění bočních rámů téměř vůbec namáhány. Rozložení napjatostí na středním rámu je zobrazeno na následujících detailech.

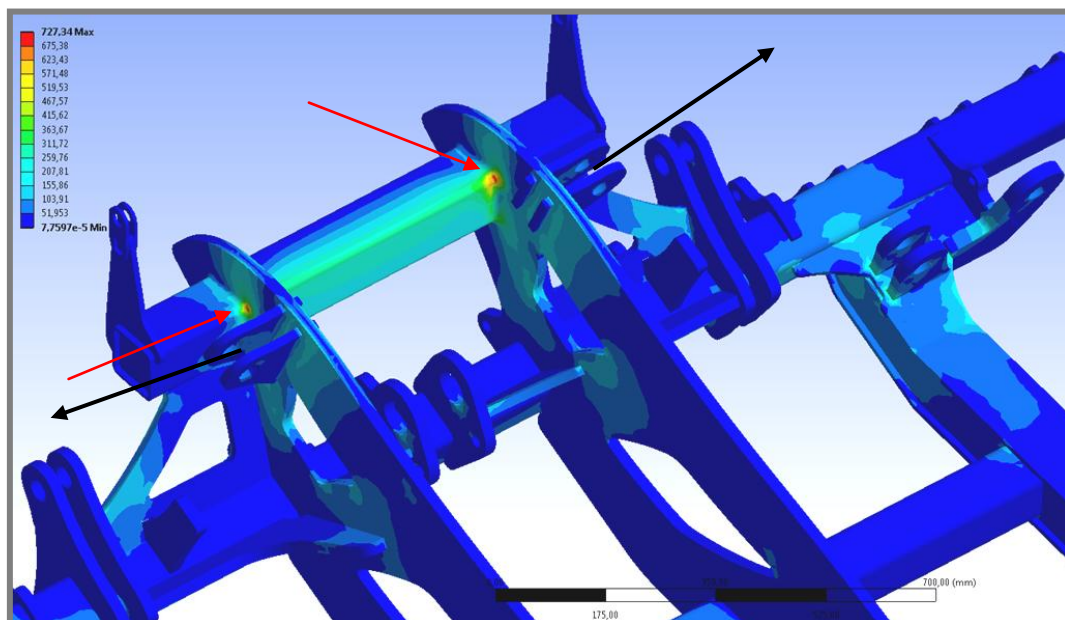


Obr. 5.67 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 1



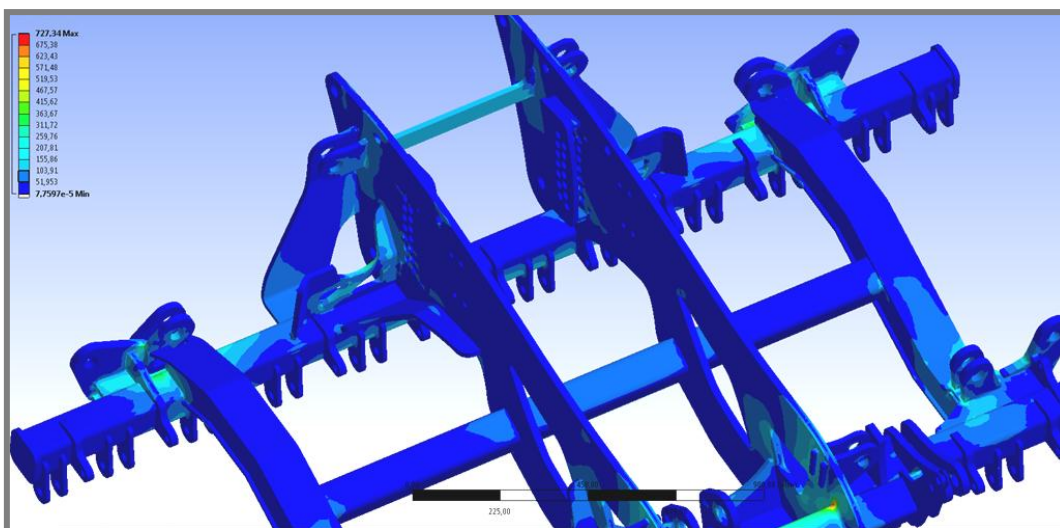
Obr. 5.68 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 2

Z obrázků 5.67 a 5.69 je zřejmé, že při sklápění bočních rámů dochází k vysokému nárůstu napětí až na hodnotu 727 MPa v místech sváru (materiál B), označeném červeně na obr. 5.69. V těchto místech dochází k vysokému překročení meze kluzu a k trvalé plastické deformaci. Bezpečnost k MPS je v těchto místech 0,48. Proto bude proveden výpočet únavové životnosti (viz kapitola 5.7.2). Lze předpokládat, že životnost v místech extrémního napětí bude velmi malá.



Obr. 5.69 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 3

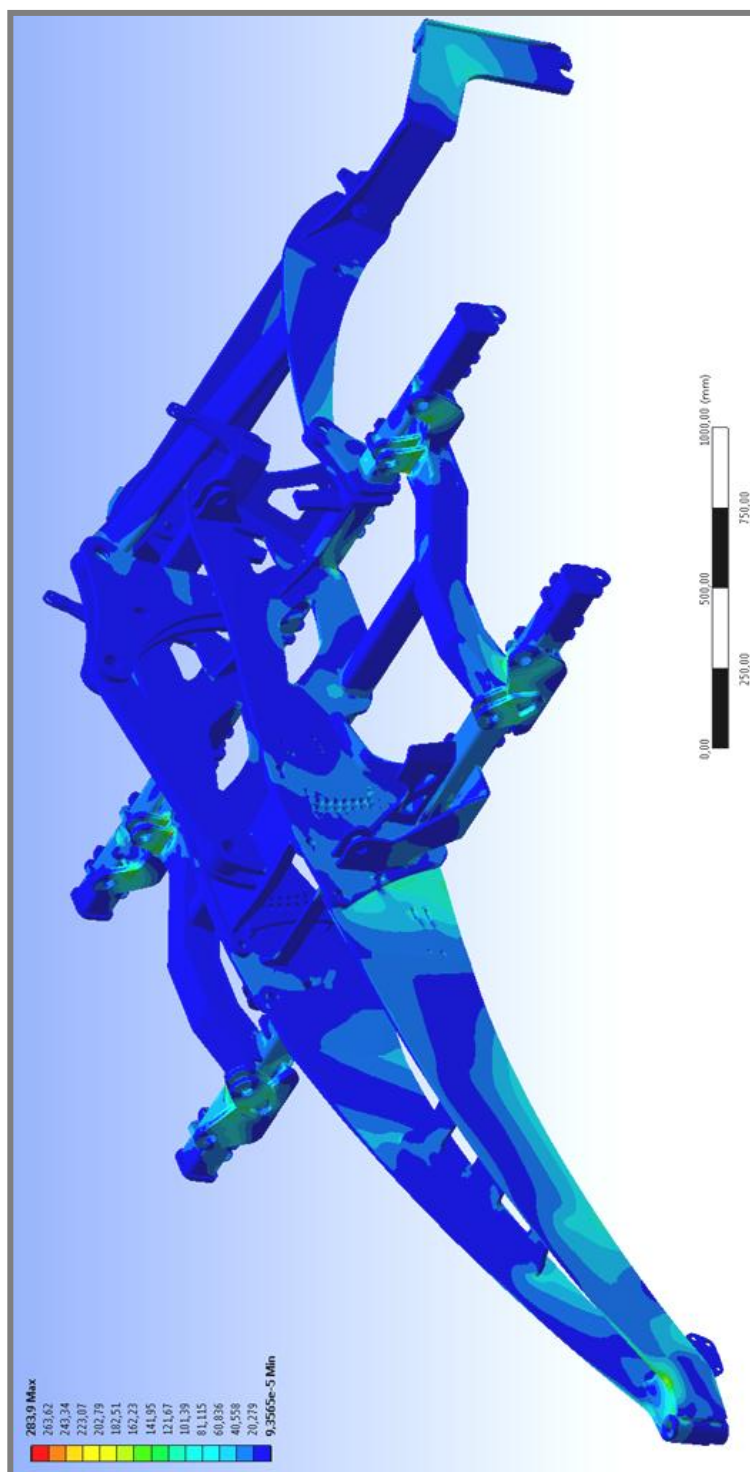
Tento extrém je způsoben silami F_{P2_E} (viz kapitola 5.5.5), které působí proti sobě v místě čepového uložení zadních hydraulických válců sklápěcího mechanismu (naznačeno černě v obr. 5.69). U předních hydraulických válců sklápěcího mechanismu tento extrém nenastává, protože oka čepových spojů jsou navzájem spojena táhlem (viz Obr. 5.70). U uložení zadních hydraulických válců nebylo možné použít táhlo kvůli tříbodové kapse, která se v těchto místech pohybuje.



Obr. 5.70 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 4

Dalším výrazně namáhaným místem je čtvercový profil z materiálu B (viz Obr. 5.69). Hodnota redukovaného napětí dosahuje hodnoty 272 MPa. Bezpečnost k MSP je 1,27. V ostatních místech středního rámu při sklápění bočních rámu nedochází k překročení meze kluzu a bezpečnost k MSP se pohybuje v rozmezí 1,7 až 72. Opět se zde nabízí možnost provedení konstrukčních úprav pro odlehčení konstrukce a tím docílit snížení výrobních nákladů.

5.6.3

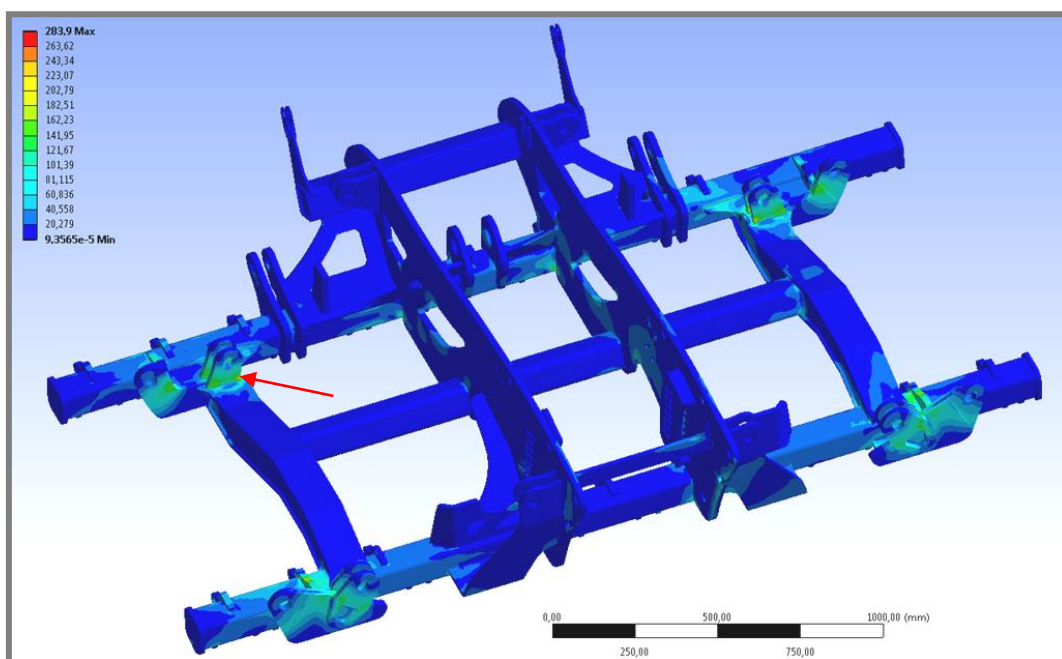
5.6.3 Statická deformačně-napjatostní analýza při práci na poli

Obr. 5.71 Rozložení napjatostí na nosném rámu při práci na poli

Výsledkem výpočtu statické strukturální deformačně-napjatostní analýzy při práci na poli je rozložení napjatostí na nosném rámu diskového podmiťáče zobrazené na obr. 5.71.

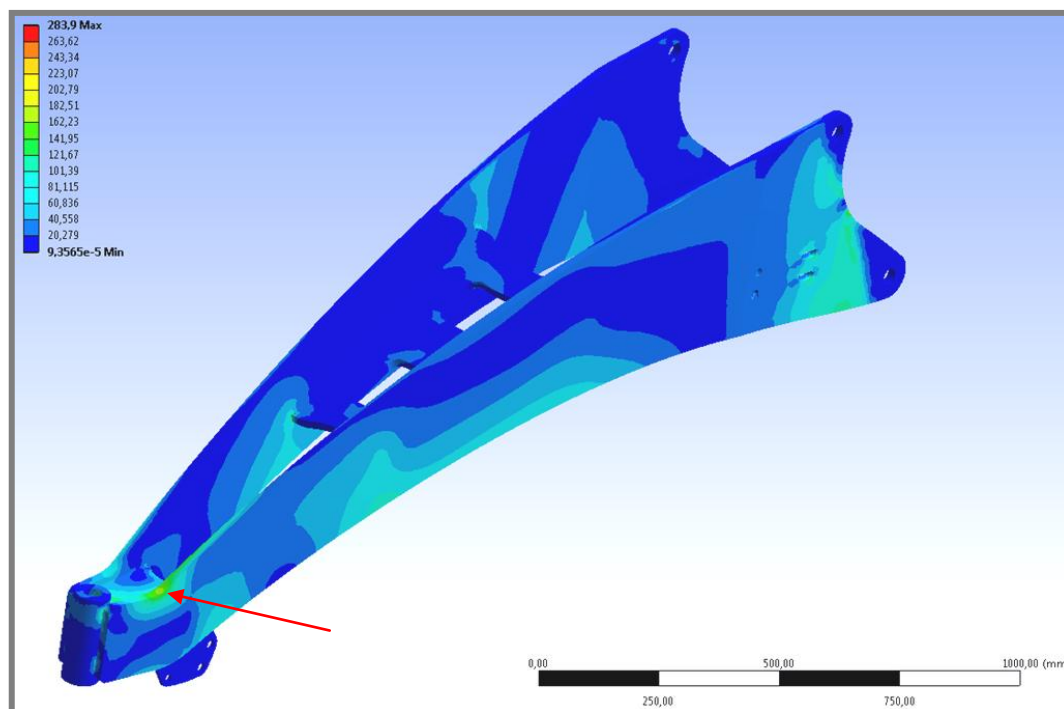
Při vyhodnocení výsledků je důležité porovnávat vypočítané redukované napětí se správnou mezí kluzu pro materiál A a B, jak bylo popsáno v úvodu kapitoly 5.6!

Z rozložení napjatostí na obr. 5.71 je zřejmé, že při práci na poli je nosný rám stroje nejméně namáhán. Rozložení napjatostí je poměrně rovnoměrné a v žádném místě nedochází k překročení meze kluzu materiálu A i B. Pro lepší představu je na následujících detailech zobrazeno rozložení napjatostí na nejvíce namáhaných komponentách.



Obr. 5.72 Rozložení napjatostí na středním rámu při práci na poli

Maximální hodnota redukovaného napětí na středním rámu stroje při práci na poli pro materiál B je 132 MPa, což je hodnota hluboko pod mezí kluzu. Bezpečnost k MSP pro materiál B je větší než 2,65. Pro materiál A je maximální hodnota redukovaného napětí 283 MPa v místě lokálního extrému označeném na obr. 5.72. Bezpečnost k MSP pro materiál A je větší než 4,24.



Obr. 5.73 Rozložení napjatostí na oji stroje – při práci na poli

Maximální hodnota redukovaného napětí na oji stroje při práci na poli pro materiál B je 102 MPa, což je hodnota hluboko pod mezí kluzu. Bezpečnost k MSP pro materiál B je větší než 3,43. Pro materiál A je maximální hodnota redukovaného napětí 166 MPa v místě označeném na obr. 5.73. Bezpečnost k MSP pro materiál A je větší než 7,22.

Hodnoty redukovaného napětí pro ostatní komponenty při práci na poli jsou ve všech případech menší než 55 MPa.

5.6.4

5.6.4 Závěr k vyhodnocení provedených statických deformačně-napjatostních analýz

Statická deformačně-napjatostní analýza nosného rámu stroje byla provedena pro tři různé stavy, ve kterých bylo naměřeno největší zatížení.

Na základě výsledků provedených analýz bylo možné lokalizovat místa, ve kterých dochází k překročení meze kluzu a tím pádem k trvalým plastickým deformacím. K těmto deformacím dochází u středního rámu a třibodového táhla. Již na základě statické analýzy můžeme stanovit, že bude nutné provést konstrukční úpravy pro odstranění identifikovaných kritických míst. Dále byla definována místa, která mají vzhledem k MSP nízkou bezpečnost. Na kritická místa i na místa s nízkou bezpečností je nutné se zaměřit při výpočtu únavové životnosti, který bude řešen v kapitole 5.7.

Z provedených analýz dále vyplývá, že oj stroje a třibodová kapsa jsou zbytečně předimenzované. Protože se jedná o komponenty sestavené převážně z velkých plechových výpalků, je zde velký potenciál pro odlehčení konstrukce a následné snížení výrobních nákladů.

5.7 Vyhodnocení výsledků únavové životnosti

Na základě provedených měření v reálných podmínkách byl potvrzen předpoklad, že stroj je v jednotlivých zatěžujících stavech dynamicky namáhán. Z tohoto důvodu je nezbytné provést kontrolu únavové životnosti. Z výsledků statické deformačně-napjatostní analýzy byly identifikovány komponenty a místa, ve kterých je nutné provést výpočet únavové životnosti.

Jak již bylo popsáno v kapitole 5.6, nosný rám stroje je sestaven z poměrně velkých a složitých svařenců (viz Obr. 5.47). V těchto svařencích se vyskytují dva materiály s odlišnými vlastnostmi, které byly popsány v kapitole 5.5.7. Statickou strukturální deformačně-napjatostní analýzu v izotropní lineárně-elastické oblasti bylo možné provést společným výpočtem pouze při stanovení bezpečnosti k MSP bylo nutné porovnávat vypočítané redukované napětí s mezí kluzu příslušného materiálu A nebo B.

Pro výpočet únavové životnosti již tento postup není možný z důvodů odlišných únavových vlastností materiálu A a B (viz kapitola 5.5.7). Proto byly pro každý zatěžující stav provedeny dva výpočty, první pro materiál A a druhý pro materiál B. Při vyhodnocování únavové životnosti jednotlivých míst je nutné odečítat hodnoty ze správných výpočtů, podle toho jaký materiál se v konkrétním místě vyskytuje!

Materiálové charakteristiky potřebné pro výpočet únavové životnosti byly popsány v kapitole 5.5.7.

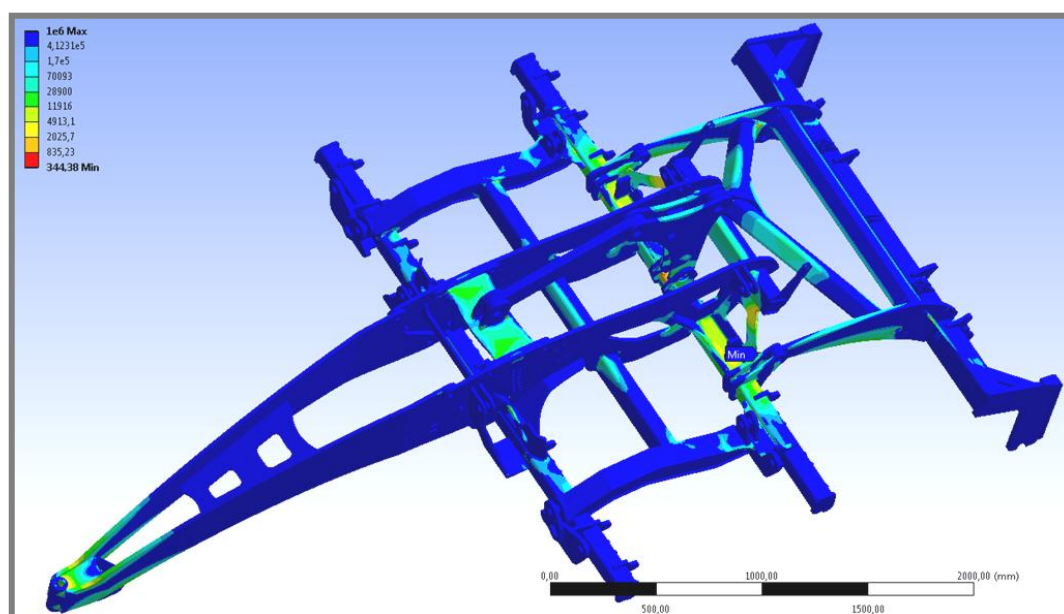
5.7.1 Výpočet únavy při najetí na překážku

Pro výpočet únavové životnosti byla zvolena Goodmanova teorie. Zatěžující cyklus byl definován jako mívový (*Zero-Based*), jeho parametry jsou zobrazeny v tabulce na obr. 5.74. Pro výpočet bylo použito redukované napětí z kapitoly 5.6.1.

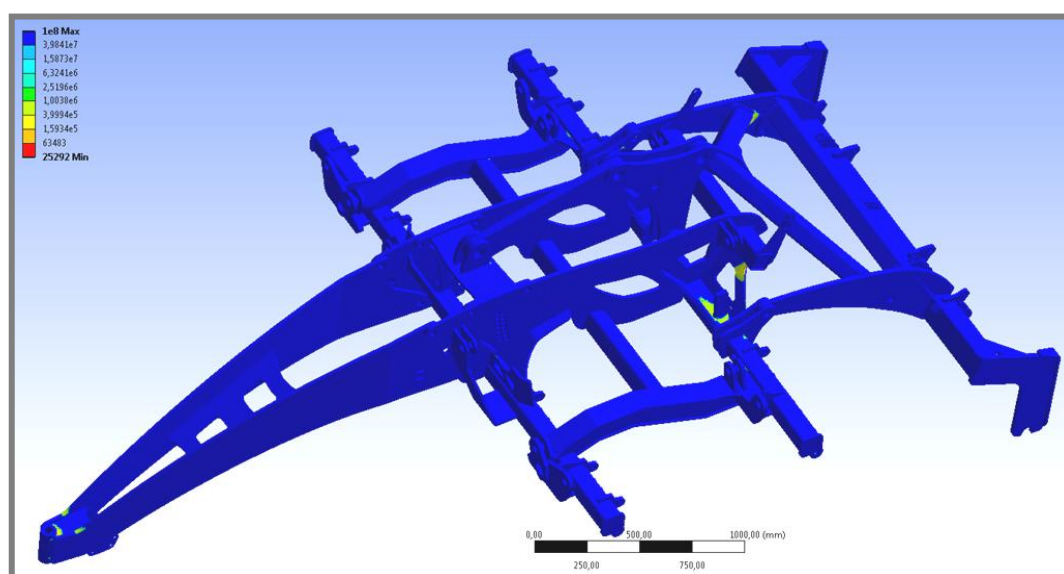
Loading	
Type	Zero-Based
☐ Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Obr. 5.74 Parametry zatěžujícího cyklu

Výsledek výpočtu únavové životnosti nosného rámu stroje při najetí na překážku pro materiál B je zobrazen na obr. 5.75 a pro materiál A je výsledek na obr. 5.76.



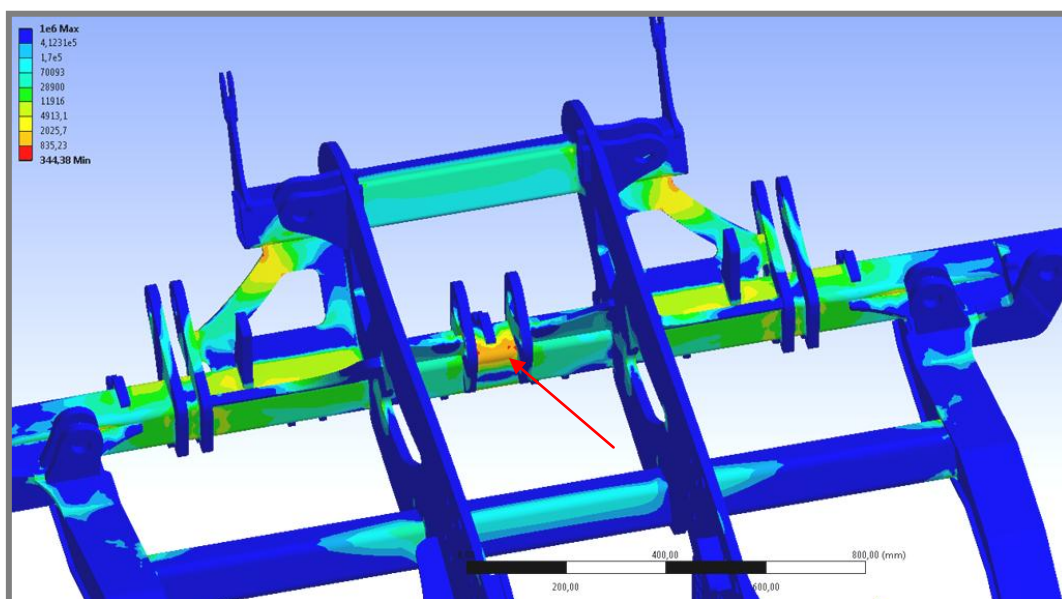
Obr. 5.75 Únavová životnost pro materiál B



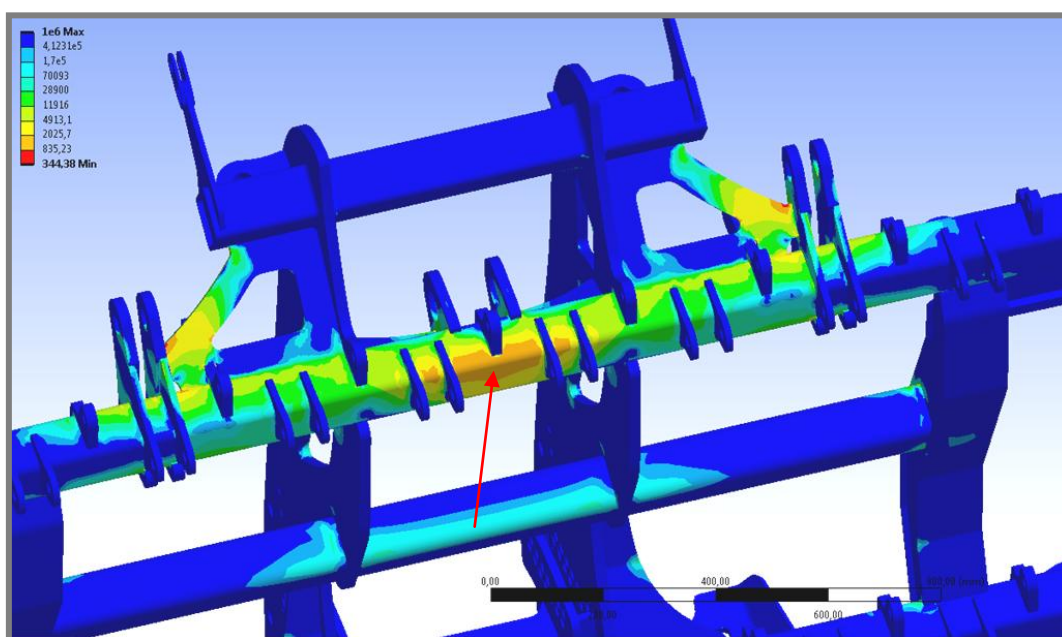
Obr. 5.76 Únavová životnost pro materiál A

Z výsledků je zřejmé, že v místech kde je použit materiál A je únavová životnost větší než 10^6 cyklů, je jí tedy možné považovat za neomezenou.

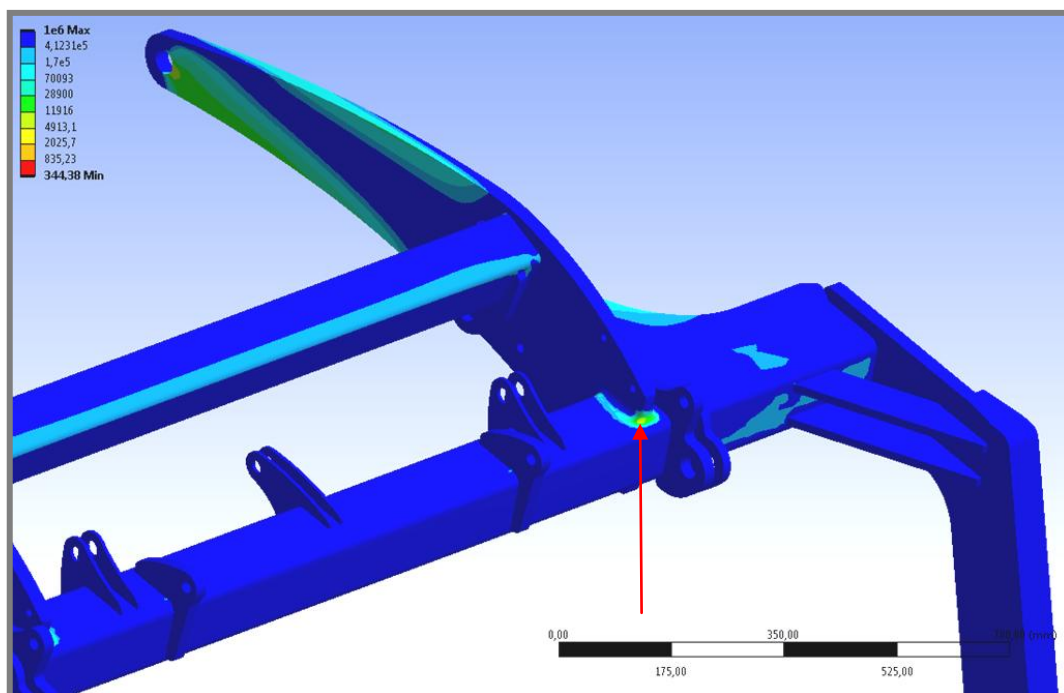
Dále jsou zobrazeny detaily komponent s nejnižší únavovou životností pro materiál B.



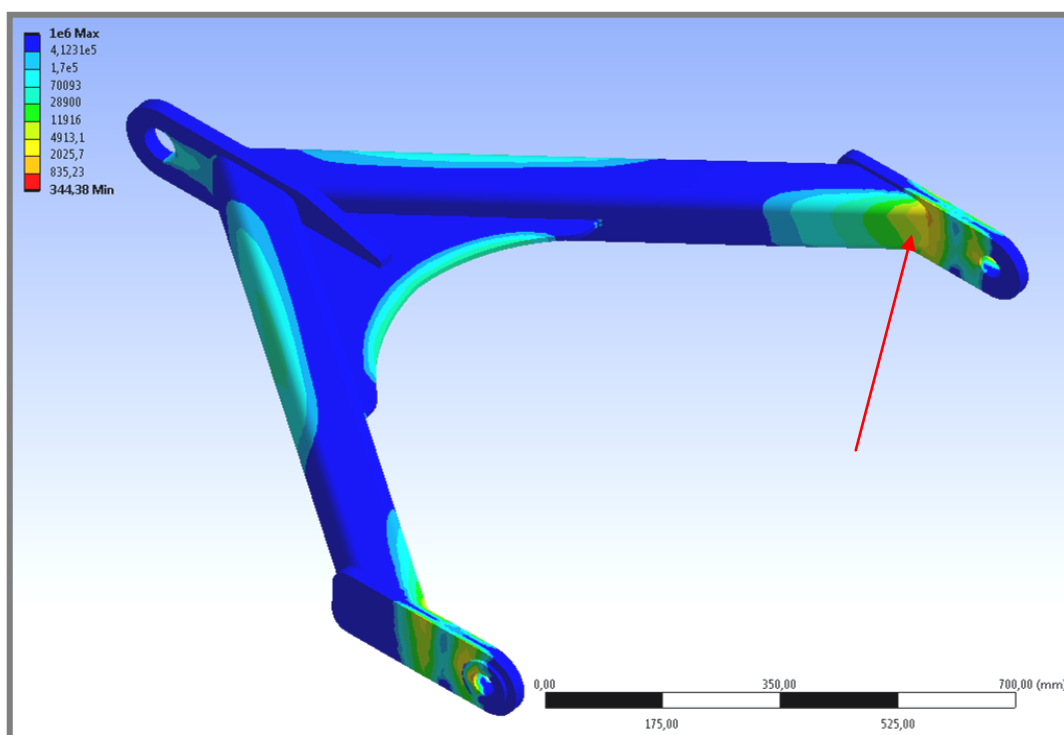
Obr. 5.77 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B 1



Obr. 5.78 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B 2



Obr. 5.79 Únavová životnost na nápravě stroje pro materiál B



Obr. 5.80 Únavová životnost na tříbodovém táhle pro materiál B

Minimální hodnota únavové životnosti na středním rámu stroje je označena červeně na obr. 5.77 a 5.78, její hodnota je 730 cyklů. V těchto místech byla při statickém výpočtu překročena mez kluzu. Zobrazená minimální hodnota 344 cyklů je v místě lokálního extrému na hraně prvku. V místech, kde mez kluzu nebyla překročena, ale bezpečnost k MSP byla pouze 1.09 je hodnota únavové životnosti přibližně 6 250

cyklů. Potvrdil se tak předpoklad, že v těchto místech bude nutné provést konstrukční úpravy pro zvýšení únavové životnosti. V ostatních místech je hodnota únavové životnosti větší než 70 000 cyklů. Tato hodnota je již pro daný zatěžující stav přijatelná. V místech kde je bezpečnost vůči MSP větší než 2,8 je již hodnota únavové životnosti větší než 10^6 cyklů.

Minimální hodnota únavové životnosti na nápravě je v místě svaru červeně označeném na obr. 5.79, její hodnota je 8 490 cyklů. V tomto místě byla bezpečnost vůči MSP 1,35. Jedná se o lokální extrém v místě svaru. Zde je zapotřebí provést mírnou konstrukční úpravu pro odstranění lokálního extrému v místě svaru a tím zvýšit únavovou životnost. V ostatních místech je hodnota únavové životnosti větší než $2,84 \times 10^5$ cyklů. Tato hodnota je pro daný stav zatížení dostačující.

Minimální hodnota únavové životnosti na tříbodovém táhle je v místě svaru červeně označeném na obr. 5.80, její hodnota je 2 806 cyklů. V tomto místě byla při statickém výpočtu překročena mez kluzu. Jedná se o extrém v místě svaru. Tříbodové táhlo je součástí mechanismu nápravy a při jeho porušení může dojít k vážné havárii stroje, případně i ztrátě na životech a majetku. Je tedy nutné provést konstrukční úpravy a táhlo dostatečně dimenzovat.

Opět je třeba mít na paměti, že uvedené výpočty jsou provedeny pro extrémní stav zatížení, který za provozu stroje vzniká jen při transportu stroje z místa na místo a zároveň při najetí stroje na nečekanou překážku. Tento extrémní stav vzniká v reálných podmínkách jen zřídka. Proto není nutné dimenzovat všechny části stroje na neomezenou životnost.

5.7.2 Výpočet únavy při sklápění bočních rámu

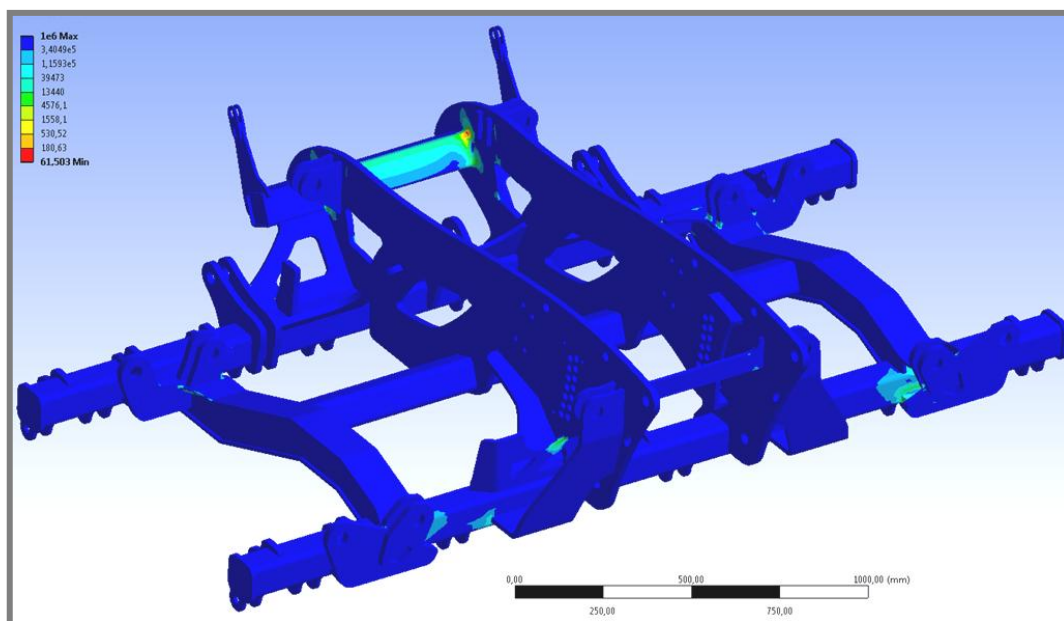
5.7.2

Pro výpočet únavové životnosti byla zvolena Goodmanova teorie. Zatěžující cyklus byl opět definován jako mĭjivý (*Zero-Based*), jeho parametry jsou zobrazeny v tabulce na obr. 5.81. Pro výpočet bylo použito redukované napětí z kapitoly 5.6.2.

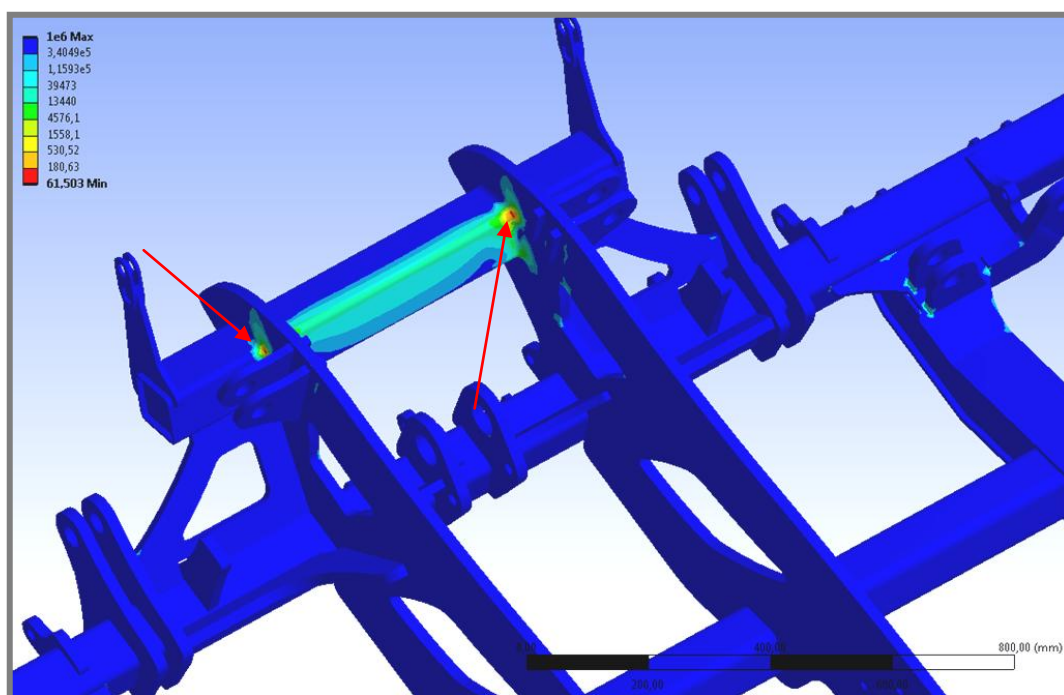
Loading	
Type	Zero-Based
☐ Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Obr. 5.81 Parametry zatěžujícího cyklu

Výsledek výpočtu únavové životnosti středního rámu stroje při sklápění bočních rámu pro materiál B je zobrazen na obr. 5.82.



Obr. 5.82 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B při sklápění bočních ráků 1



Obr. 5.83 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B při sklápění bočních ráků 2

Minimální hodnota únavové životnosti na středním rámu stroje při sklápění bočních ráků je označena červeně na obr. 5.83, její hodnota je pouze 61 cyklů. V těchto místech byla při statickém výpočtu výrazně překročena mez kluzu. Správnost tohoto výpočtu se ukázala již při testování prototypu, kdy se cca po jednom měsíci objevily v uvedených místech únavové trhliny označené červeně na obr 5.84. V těchto místech je nutné provést konstrukční úpravu.



Obr. 5.84 Únavová trhlina na středním rámu

Další nejmenší hodnoty únavové životnosti jsou na čtvercovém profilu (viz Obr. 5.83). Jejich hodnota je přibližně 27 000 cyklů. Zde je opět zapotřebí si uvědomit, že ke sklápění stroje dochází pouze při odjezdu z pole, tedy velmi zřídka. Budeme-li uvažovat, že během pracovního dne dojde 10x ke sklopení rámu a stroj bude pracovat během cca čtyřměsíční sezóny každý den, pak k únavovému porušení dojde za 22 let.

Další místa na středním rámu i ostatní komponenty mají při sklápění únavovou životnost větší než $3,8 \times 10^5$ cyklů. Tato hodnota je pro daný stav zatížení plně dostačující.

V tomto případě již není nutné provádět výpočet únavové životnosti pro materiál A, když všechna místa mají životnost $4,2 \times 10^5$ cyklů a více i pro materiál B.

5.7.3

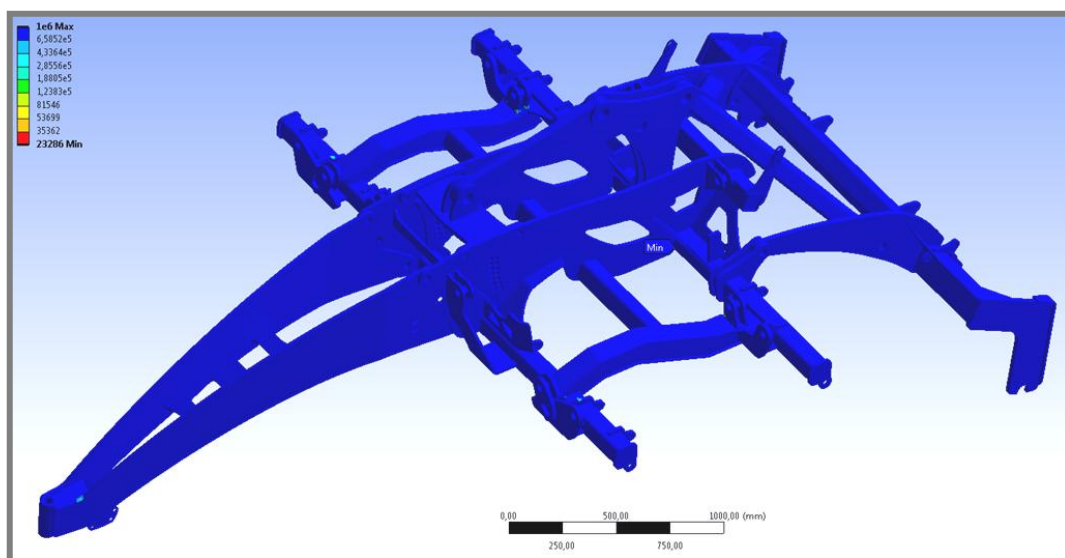
5.7.3 Výpočet únavy při práci na poli

Pro výpočet únavové životnosti byla zvolena Goodmanova teorie. Zatěžující cyklus byl opět definován jako mívový (Zero-Based), jeho parametry jsou zobrazeny v tabulce na obr. 5.85. Pro výpočet bylo použito redukované napětí z kapitoly 5.6.3.

Loading	
Type	Zero-Based
☐ Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Obr. 5.85 Parametry zatěžujícího cyklu

Výsledek výpočtu únavové životnosti středního rámu stroje při práci na poli pro materiál B je zobrazen na obr. 5.86.



Obr. 5.83 Únavová životnost nosného rámu pro materiál B při práci na poli

Z výsledku výpočtu vyplývá, že nosný rám stroje má při práci na poli únavovou životnost větší než $4,2 \times 10^5$ cyklů. V tomto případě opět není nutné provádět výpočet únavové životnosti pro materiál A, když všechna místa mají životnost $4,2 \times 10^5$ cyklů a více i pro materiál B.

5.7.4

5.7.4 Závěr k vyhodnocení výpočtů únavové životnosti

Výpočet únavové životnosti byl proveden pro tři různé stavy, ve kterých bylo naměřeno největší zatížení.

Na základě výsledků provedených výpočtů bylo možné ve všech místech určit únavovou životnost stroje.

Výpočet definitivně potvrdil předběžné závěry ze statických výpočtů. Je nezbytně nutné provést konstrukční úpravy v zadní části středního rámu, zesílit třibodové táhlo v místech sváru a provést menší konstrukční úpravu nápravy stroje pro odstranění extrémního napětí v místě sváru.

Provedené výpočty únavové životnosti potvrdily, že oj stroje, třibodová kapsa a některé dílčí části středního rámu jsou zbytečně předimenzované. Protože se jedná o komponenty sestavené převážně z velkých plechových výpalků, je zde velký potenciál pro odlehčení konstrukce a následné snížení výrobních nákladů.

Primárním cílem této diplomové práce bylo provést deformačně-napjatostní analýzu nosného rámu diskového podmítače DISKOMAT metodou konečných prvků a na základě výpočtů stanovit případná kritická místa a místa, ve kterých je stroj předimenzován. Toto však nebylo možné bez předchozí analýzy zatížení v reálných podmínkách, ve kterých se stroj běžně používá. Proto byl stanoven sekundární cíl navrhnout a sestavit měřicí soustavu pro analýzu reálných zatížení.

Na základě stanovených požadavků na měření byla navržena a sestavena měřicí soustava, která obsahovala dva dvouosé tenzometrické čepy pro měření zatížení přímo v čepovém spoji, tři tlakové senzory pro měření tlaků v hydraulickém okruhu a rotační sensor pro měření úhlové výchylky. Při návrhu měřicí soustavy se podařilo splnit všechny stanovené požadavky jako například univerzálnost při použití na jiných strojích, jednoduchost ovládání, snadná manipulovatelnost a možnost použití měřicí soustavy v terénu mimo dosah elektrické sítě.

Pro získání co nejrelevantnějších vstupních podmínek pro deformačně-napjatostní analýzu bylo měření provedeno přímo v podmínkách, ve kterých se stroj běžně vyskytuje. Na konstrukci stroje však během provozu působí velmi odlišná zatížení. Z tohoto důvodu nebylo možné provést pouze jednu variantu měření. Jednotlivé zatěžující stavy byly měřeny v různých modelových situacích, například při transportu stroje po pozemních komunikacích, při najetí na překážku, při práci na poli, při sklápění a rozklápění stroje. Díky těmto měřením jsme získali poměrně přesnou představu o zatíženích, která působí na nosný rám stroje.

Z naměřených údajů byly sestaveny časové průběhy zatížení pro jednotlivé analyzované stavy. Na základě těchto časových průběhů zatížení byly identifikovány extrémní působící síly, vypočítány střední hodnoty působících sil a vybrány stavy, ve kterých je nosný rám stroje nejvíce namáhán. Měření ukázalo, že ve většině případů je extrémní zatížení přibližně rovno dvojnásobku statické hodnoty zatížení.

Z provedených měření vyplynulo, že nosný rám stroje je nejvíce namáhán při transportu stroje v okamžiku najetí na překážku, dále pak při sklápění bočních rámu a při práci na poli. Pro tyto tři stavy byla provedena deformačně-napjatostní analýza nosného rámu stroje.

Na základě výsledků z provedených deformačně-napjatostních analýz nosného rámu stroje bylo možné lokalizovat místa s vysokou napjatostí, ve kterých dochází k překročení meze kluzu a tím pádem k trvalým plastickým deformacím. K těmto deformacím dochází v zadní části středního rámu a v místech svárů na třibodovém táhle. Dále byla definována místa, která mají vzhledem k MSP nízkou bezpečnost. Na identifikovaná kritická místa i na místa s nízkou bezpečností byla posléze zaměřena zvýšená pozornost při výpočtu únavové životnosti.

Výpočet únavové životnosti byl proveden pro tři různé stavy, ve kterých bylo naměřeno největší zatížení. Na základě výsledků provedených výpočtů bylo možné ve všech místech určit únavovou životnost stroje. Z provedených výpočtů

vyplývalo, že je nezbytně nutné provést konstrukční úpravy v zadní části středního rámu, zesílit třibodové táhlo v místech sváru a provést menší konstrukční úpravu nápravy stroje pro odstranění extrémního napětí v místě sváru.

Provedené výpočty dále odhalily, že oj stroje, třibodová kapsa a některé dílčí části středního rámu jsou zbytečně předimenzované. Protože se jedná o komponenty sestavené převážně z velkých plechových výpalků, je zde velký potenciál pro odlehčení konstrukce a následné snížení výrobních nákladů.

Výsledky a poznatky vyplývající z této diplomové práce mohou sloužit jako určitý vzorový postup pro měření a výpočty u dalších zemědělských strojů. Na základě získaných výsledků je potom možné stroje zkvalitňovat a zefektivňovat jejich výrobu a tím přispět ke zvyšování konkurenceschopnosti strojů.

Náplní dalšího studijního programu by mohl být výzkum statického a dynamického zatížení jednotlivých konstrukčních skupin zemědělských strojů určených pro zpracování půdy a setí v různých pracovních a transportních režimech, zobecnění jejich vzájemné interakce, zefektivnění a zpřesnění procesu stanovení vstupních dat a vývoj metodiky jejich využití v optimalizačních procesech již ve fázi návrhu a vývoje těchto zemědělských strojů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SMOLA, Tomáš. *Konstrukční návrh pracovního orgánu diskového podmiřáče*. Brno, 2009. 38 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [2] BERAN, Vlastimil; GIRG, Josef; TŮMOVÁ, Olga. *Měření neelektrických veličin*. Plzeň : ZČU Plzeň, 1994. 189 s. ISBN 80-7082-158-2.
- [3] ĎAĎO, Stanislav; KREIDL, Marcel. *Senzory a měřicí obvody*. Praha : ČVUT, 1999. 315 s. ISBN 80-01-02057-6.
- [4] BAUER, František ; SEDLÁK, Pavel ; ŠMERDA, Tomáš . *Traktory*. Praha : Profi Press, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- [5] HAASZ, Vladimír; SEDLÁČEK, Miloš. *Elektrická měření : Přístroje a metody*. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2005. 337 s. ISBN 80-01-02731-7.
- [6] FRADEN, Jacobs. *Handbook of modern sensors : physics, designs, and applications*. 3rd ed. New York : Springer-Verlag, 2004. 589 s. ISBN 03-870-0750-4.
- [7] FUKÁTKO, Tomáš. *Detekce a měření různých druhů záření*. 1. vyd. Praha : BEN, 2007. 189 s. ISBN 978-807-3001-933.
- [8] KREIDL, Marcel; ŠMÍD, Radislav. *Technická diagnostika : senzory, metody, analýza signálu*. 1. vyd. Praha : BEN, 2006. 406 s. ISBN 80-730-0158-6.
- [9] HUMLHANS, Jan. *Zajímavá zapojení*. 1. vyd. Praha : BEN - technická literatura, 2005. 175 s. ISBN 80-730-0152-7.
- [10] LAYER, Edward; LAYER, Edward; LAYER, Edward et al. *Measurements, modelling and simulation of dynamic systems*. Berlin : Springer, 2010. 155 s. ISBN 978-364-2045-875.
- [11] BERAN, Vlastimil; GIRG, Josef; TŮMOVÁ, Olga. *Měření neelektrických veličin*. 1. vyd. Plzeň : Západočeská univerzita, 1994. 189 s. ISBN 80-708-2158-2.
- [12] *Farmet a.s.* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Zemědělské stroje na zpracování půdy a setí. Dostupné z WWW:

- <<http://www.farmet.cz/zemedelske-stroje.html>>.
- [13] BATAROW, Mario. *Batarow Sensorik* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Loadpin. Dostupné z WWW: <<http://www.batarow.com/en/loadpin.php>>. CHALUPA,
- [14] HARATICKÝ, Pavel. *A.P.O. -ELMOS - měřicí a regulační technika* [online]. 2010 [cit. 2011-05-21]. Snímače relativního a absolutního tlaku. Dostupné z WWW: <<http://www.apoelmos.cz/cz/info/s-tlak22.htm>>.
- [15] *Merící přístroje* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Tenzometrické čepy. Dostupné z WWW: <http://www.mericipristroje.cz/index.php?soubor=text/tenzometricke_cepny.html>.
- [16] VLČEK, Jan. Magnetické a optické snímače polohy. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 14.3.2007, 3, [cit. 2011-05-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/magneticke-a-opticke-snimace-polohy>>.
- [17] B&Recom internet technology. *Br-automation* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Products. Dostupné z WWW: <http://www.br-automation.com/cps/rde/xchg/br-productcatalogue/hs.xsl/cookies_allowed.htm?caller=products_ENG_HTML.htm>.
- [18] *Google* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Maps google. Dostupné z WWW: <<http://maps.google.com>>.
- [19] Zdeněk. *JIRKA, spol. s r. o.* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Rotační snímače. Dostupné z WWW: <<http://www.jirkapol.cz/rotacni-snimace-1-1-82.html>>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Zkratka	Význam
---------	--------

CAD	computer aided design
MKP	metoda konečných prvků
MSP	mezní stav pružnosti
PLC	průmyslový počítač
IT	informační technologie
HH	hodina zahájení měření
MM	minuta zahájení měření
VV	vteřina zahájení měření

Symbol	Jednotka	Popis
--------	----------	-------

a	[m]	rameno mechanismu nápravy 1
b	[m]	rameno mechanismu nápravy 2
c	[m]	rameno mechanismu nápravy 3
d	[m]	rameno mechanismu nápravy 4
E	[Pa]	modul pružnosti
F1_A	[kN]	síla v čepovém uložení hlavní nápravy, pravá strana
F1_B	[kN]	síla v uložení předního prav. ramene sklápěcího mech.
F1_C	[kN]	síla v uložení zadního levého ramene sklápěcího mech.
F1_D	[kN]	síla v čepovém spoji levého ramene pracovního orgánu
F1_E	[kN]	síla v uložení zadního levého ramene sklápěcího mech.
F1_F	[kN]	síla v uložení předního prav. ramene sklápěcího mech.
F1x	[N]	síla v ose x na tenzometrickém čepu 1
F1x	[kN]	síla v ose x na tenzometrickém čepu 1
F1y	[N]	síla v ose y na tenzometrickém čepu 1
F1y	[kN]	síla v ose y na tenzometrickém čepu 1
F2_A	[kN]	síla v čepovém uložení hlavní nápravy, levá strana
F2_B	[kN]	síla v uložení předního lev. ramene sklápěcího mech.
F2_C	[kN]	síla v uložení zadního prav. ramene sklápěcího mech.
F2_D	[kN]	síla v čepovém spoji prav. ramene pracovního orgánu
F2_E	[kN]	síla v uložení zadního pravého ramene sklápěcího mech.
F2_F	[kN]	síla v uložení předního lev. ramene sklápěcího mech.
F2x	[N]	síla v ose x na tenzometrickém čepu 2
F2x	[kN]	síla v ose x na tenzometrickém čepu 2
F2y	[kN]	síla v ose y na tenzometrickém čepu 2
F2y	[N]	síla v ose y na tenzometrickém čepu 2
F _A	[N]	předpokládaná síla v tenzometrickém čepu
F _{Ax}	[N]	předpokládaná síla v tenzometrickém čepu – osa x
F _{Ay}	[N]	předpokládaná síla v tenzometrickém čepu – osa y
F _c	[N]	síla v čepovém uložení třibodového táhla
F _{cx}	[N]	síla v čepovém uložení třibodového táhla – osa x
F _{cy}	[N]	síla v čepovém uložení třibodového táhla – osa y
F _n	[N]	síla v místě nápravy stroje

F_{P1-F}	[kN]	síla vyvození předním hydraulickým válcem
F_{P2-E}	[kN]	síla vyvození zadním hydraulickým válcem
F_{prx}	[N]	síly v místě čepového uložení táhla pružiny – osa x
F_{pry}	[N]	síly v místě čepového uložení táhla pružiny – osa y
$P1$	[bar]	tlak na tlakovém senzoru 1
$P1_F$	[bar]	tlak v předním hydraulickém válci
$P1$	[bar]	tlak na tlakovém senzoru 1
$P1$	[bar]	tlak v předním hydraulickém válci sklápěcího mech.
$P2$	[bar]	tlak na tlakovém senzoru 2
$P2$	[bar]	tlak v zadním hydraulickém válci sklápěcího mech.
$P2_E$	[bar]	tlak v zadním hydraulickém válci
$P2$	[bar]	tlak na tlakovém senzoru 2
$P3$	[bar]	tlak na tlakovém senzoru 3
$P3$	[bar]	tlak na tlakovém senzoru 3
$P3$	[bar]	tlak v hlavním hydraulickém válci
$P_3^{\text{“}}$	[bar]	vypočítaný kontrolní tlak
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
U	[°]	úhel rotačního senzoru
U	[1/10°]	úhel rotačního senzoru
U_D	[°]	úhel vyklopení pracovního orgánu při odjištění
α	[°]	sklon nápravy
β	[°]	úhel sklonu táhla
η	[-]	účinnost
μ	[-]	poissonova konstanta

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Původní diskový podmítač [1].....	13
Obr. 2 Původní pracovní orgán [1]	13
Obr. 3 Nový pracovní orgán diskového podmítače [1]	14
Obr. 4 Diskový podmítač DISKOMAT na výstavě TECH AGRO v Brně	15
Obr. 1.1 Tenzometrický čep [15].....	17
Obr. 1.3 Historický diskový podmítač [1]	18
Obr. 1.2 Moderní diskový podmítač [1]	18
Obr. 1.5 Uspořádání disků do „V“ [1]	19
Obr. 1.4 Uspořádání disků do „X“ [1]	19
Obr. 1.6 Diskový podmítač se samostatným uložením disků [1]	20
Obr. 1.7 Ukázka odjištění disků při najetí na překážku [1]	20
Obr. 1.8 Pevné slupice jištěné gumovými elementy [1]	21
Obr. 1.9 Slupice tvořené tvarovou pružinou ze čtyřhranné oceli [1].....	22
Obr. 1.10 Pevné slupice jištěné vinutou pružinou [1].....	23
Obr. 1.11 Diskový podmítač DISKOMAT - 3D model	24
Obr. 1.13 Diskový podmítač při práci 2 [12].....	24
Obr. 1.12 Diskový podmítač při práci 1 [12].....	24
Obr. 1.14 Porovnání těžiště stroje DISKOMAT s konkurenčními stroji [12].....	25
Obr. 1.15 Schematické znázornění mechanismu sklápění podmítače DISKOMAT	26
Obr. 4.1 Schéma metodického přístupu k řešení	29
Obr. 5.1 Ukázka umístění jednotlivých senzorů a měřených uzlů	32
Obr. 5.2 Mechanismus zdvihání stroje na nápravě	34
Obr. 5.3 Rozměry zvoleného tenzometrického čepu	35
Obr. 5.4 Orientace os citlivosti [9]	36
Obr. 5.5 Použitý dvouosý tenzometrický čep	36
Obr. 5.6 Použitý tlakový senzor.....	36
Obr. 5.7 Použitý rotační senzor	37
Obr. 5.8 Měřicí soustava.....	38
Obr. 5.9 Schéma měřicí soustavy	38
Obr. 5.10 Ukázka rozloženého modulu	39
Obr. 5.11 PLC automat [17]	39
Obr. 5.12 Mobilní zdroj napětí pro měřicí soustavu.....	40
Obr. 5.13 Ovládací prostředí – hlavní obrazovka	41
Obr. 5.15 Obrazovka nastavení.....	42
Obr. 5.14 Vedlejší obrazovka	42
Obr. 5.16 Ukázka datového souboru	43
Obr. 5.17 Letecký snímek letiště a jeho blízkého okolí [18]	44
Obr. 5.18 Umístění a orientace použitých senzorů – měření při transportu stroje	45
Obr. 5.19 Rozměry použitého retardéru	46
Obr. 5.21 Měření při najetí na překážku 2	46
Obr. 5.20 Měření při najetí na překážku 1	46
Obr. 5.22 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při najetí na překážku.....	47
Obr. 5.23 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při najetí na překážku.....	47

Obr. 5.24 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu.....	49
Obr. 5.25 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu.....	50
Obr. 5.26 Jízda po zpevněné vozovce	51
Obr. 5.27 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při jízdě po zpevněné vozovce.....	52
Obr. 5.28 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při jízdě po zpevněné vozovce.....	52
Obr. 5.29 Jízda po nezpevněné vozovce (polní cesta).....	54
Obr. 5.30 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při jízdě po nezpevněné vozovce	55
Obr. 5.31 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při jízdě po nezpevněné vozovce	55
Obr. 5.32 Měření při práci na poli	57
Obr. 5.33 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení nápravy při práci na poli ..	58
Obr. 5.34 Graf časového průběhu tlaků v hydraulických válcích při práci na poli....	58
Obr. 5.35 Přípravek pro měření zatížení od pracovního orgánu	60
Obr. 5.37 Pracovní orgán v měřícím přípravku 2.....	61
Obr. 5.36 Pracovní orgán v měřícím přípravku 1	61
Obr. 5.38 Graf časového průběhu sil v čepovém uložení ramen pracovního orgánu.	62
Obr. 5.39 Graf časového průběhu úhlu vyklopení pracovního orgánu při odjištění ..	62
Obr. 5.40 Měření při sklápění a rozklápění stroje	64
Obr. 5.41 Umístění senzorů při měření sklápěcího mechanismu	65
Obr. 5.42 Graf průběhu sil v čepovém uložení zadních ramen sklápěcího mechanismu.....	66
Obr. 5.43 Graf průběhu tlaku v zadním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu	66
Obr. 5.44 Graf průběhu sil v čepovém uložení předních ramen sklápěcího mechanismu.....	68
Obr. 5.45 Graf průběhu tlaku v předním hydraulickém válci sklápěcího mechanismu	68
Obr. 5.46 3D model diskového podmiřáče DISKOMAT	69
Obr. 5.47 Model středního dílu DISKOMATU	70
Obr. 5.48 Model nosného rámu stroje	70
Obr. 5.50 Příklad opravené necelistvosti.....	71
Obr. 5.49 Příklad necelistvosti modelu	71
Obr. 5.51 Umístění vazeb mezi komponentami	72
Obr. 5.52 Válcová vazba na oji stroje	72
Obr. 5.53 Ukázka vazeb na nápravě	73
Obr. 5.54 Ukázka sítě konečných prvků	73
Obr. 5.55 Okrajové podmínky při najetí na překážku	74
Obr. 5.56 Okrajové podmínky při sklápění bočních rámů	75
Obr. 5.57 Okrajové podmínky při práci na poli	76
Obr. 5.58 Wöhlerova křivka pro materiál plechových výpalků	78
Obr. 5.59 Síla v čepovém uložení hlavního hydraulického válce	79
Obr. 5.60 Rozložení napjatostí na nosném rámu při najetí na překážku	80
Obr. 5.61 Rozložení napjatostí na středním rámu při najetí na překážku 1	81

Obr. 5.62 Rozložení napjatostí na středním rámu při najetí na překážku 2.....	81
Obr. 5.63 Rozložení napjatostí na nápravě při najetí na překážku 1	82
Obr. 5.64 Rozložení napjatostí na nápravě při najetí na překážku 2	82
Obr. 5.65 Rozložení napjatostí na třibodovém táhle při najetí na překážku.....	83
Obr. 5.66 Rozložení napjatostí na nosném rámu při sklápění bočních rámů	85
Obr. 5.67 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 1	86
Obr. 5.68 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 2.....	86
Obr. 5.69 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 3.....	87
Obr. 5.70 Rozložení napjatostí na středním rámu při sklápění bočních rámů 4.....	87
Obr. 5.71 Rozložení napjatostí na nosném rámu při práci na poli.....	88
Obr. 5.72 Rozložení napjatostí na středním rámu při práci na poli	89
Obr. 5.73 Rozložení napjatostí na oji stroje – při práci na poli	90
Obr. 5.74 Parametry zatěžujícího cyklu.....	91
Obr. 5.75 Únavová životnost pro materiál B	92
Obr. 5.76 Únavová životnost pro materiál A.....	92
Obr. 5.77 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B 1	93
Obr. 5.78 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B 2	93
Obr. 5.79 Únavová životnost na nápravě stroje pro materiál B.....	94
Obr. 5.80 Únavová životnost na třibodovém táhle pro materiál B	94
Obr. 5.81 Parametry zatěžujícího cyklu.....	95
Obr. 5.82 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B při sklápění bočních rámů 1	96
Obr. 5.83 Únavová životnost na středním rámu pro materiál B při sklápění bočních rámů 2	96
Obr. 5.84 Únavová trhлина na středním rámu	97
Obr. 5.85 Parametry zatěžujícího cyklu.....	98
Obr. 5.83 Únavová životnost nosného rámu pro materiál B při práci na poli	98

Příloha 1	Komponenty měřicí soustavy
Příloha 2	DVD – data a videozáznamy z měření

