

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Aplikace metody konečných prvků při inovaci
čtyřrotorového shrnovače**

Diplomová práce

Vedoucí práce: Ing. Oldřich Dajbych, Ph.D.

Autor práce: Václav Doule

PRAHA 2014

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra mechaniky a strojnictví

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Doule Václav

Zemědělská technika

Název práce

Aplikace metody konečných prvků při inovaci čtyřrotorového shrnovače

Anglický název

Application of finite element method in innovation of four rotors rakes

Cíle práce

Cílem práce je provést inovaci čtyřrotorového shrnovače EuroTop 1252 dle požadavků výrobce. Součástí by měl být model inovovaného mechanismu shrnovače ve zvoleném CAD systému a jeho kontrola pomocí metody konečných prvků.

Metodika

V rešeršní části student popíše historii a vývoj metody konečných prvků, její teoretickou podstatu a vývoj jejího využití v počítačových programech. Práce by měla také obsahovat rešerši používaných shrnovačů a podstatu zamýšlené inovace. Dále bude posán postup vymodelování zkoumaného mechanismu a jeho zpracování pro aplikaci metody konečných prvků. Pro minimálně jednu vybranou součást mechanismu provede student klasický výpočet vycházející z metod mechaniky a pružnosti a pevnosti a výsledky porovná. V diplomové práci by měla být také uvedena potřebná výkresová dokumentace.

Osnova práce

1. Úvod
2. Metoda konečných prvků
3. Zvolené počítačové vybavení
4. Zkoumaný mechanismus
5. Vymodelování a výpočet pomocí MKP
6. Výpočet vybrané součásti klasickými metodami
7. Výsledky a diskuze
8. Závěr
9. Použitá literatura

Rozsah textové části

50-70 stran

Klíčová slova

metoda konečných prvků, čtyřrotorový shrnovač, inovace

Doporučené zdroje informací

Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L.; Zhu, J.Z.: The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals (Sixth ed.). Butterworth-Heinemann., 2005

Bathe, K.J.: Finite Element Procedures, Cambridge, MA: Klaus-Jürgen Bathe, 2006

Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů, svazek 1., Praha, SNTL 1989

Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů, svazek 2., Praha, SNTL 1990

Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojnictví, Praha, SNTL 1971

Vedoucí práce

Dajbych Oldřich, Ing.

Termín zadání

listopad 2012

Termín odevzdání

duben 2014

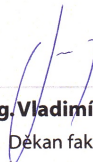


prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Vedoucí katedry



V Praze dne 18.3.2013



prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Aplikace metody konečných prvků při inovaci čtyřrotorového shrnovače“ vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v příložené biografii.

V Praze dne 4. 4. 2014.

Podpis:

Poděkování

Děkuji panu Ing. Oldřichovi Dajbychovi Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a ochotu při konzultacích o diplomové práci. Také děkuji panu Ing. Jiřímu Jůzkovi a Ing. Michalovi Petrů Ph.D. za odborné rady a návrhy z praxe.

Abstrakt: Cílem této práce je část inovace současného čtyřrotorového shrnovače píce. Inovace spočívá ve zvětšení pracovního záběru stroje, na základě prodloužení předních ramen rotorů, s následným osazením novým typem rotorů o větším pracovním záběru. Kapitola „Zkoumaný mechanismus“ představuje daný inovovaný mechanismus spolu s používanými vícerotorovými shrnovači dnešní doby. V dalších dvou kapitolách je uveden postup vymodelování části předního ramene a zpracování daného modelu pro aplikaci metody konečných prvků. V kapitole „Výpočet vybrané součásti klasickými metodami“ je uveden základní matematický výpočet a výpočet pomocí metody konečných prvků zvolené součásti. Výsledkem práce je navržení nového konceptu části předního ramene, vyhovujícímu pevnostní analýze, čtyřrotorového shrnovače píce firmy Pöttinger a srovnání výsledných hodnot napětí v materiálu použitých početních metod.

Klíčová slova: Metoda konečných prvků, čtyřrotorový shrnovač, inovace, Pöttinger.

Application of finite element method in innovation of four-rotor rakes

Summary: The aim of this work is a part of innovation of the current four rotors rake. The innovation consists in the enlargement of the working width of the machine on the basis of the extension of the front rotor arms, followed by fitting a new type of rotors with a larger working width. Chapter “Explored mechanism” introduces both the innovative mechanism and currently used multi-rotors rakes. The next two chapters describe the procedure of modelling of the front shoulder part and the model processing for the application of finite element method. The chapter “Calculation of the selected component using classical methods” contains the basic mathematical calculation and the calculation using the finite element method of the selected components. The result of this work is to propose a new concept of the front arm of the four-rotor rake Pöttinger compliant with stress analysis, and comparison of the resulting values of strain in the material of used numerical methods.

Key words: Finite Element Method, four-rotor rake, innovation, Pöttinger.

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Metoda konečných prvků	2
2.1 Historie metody konečných prvků	2
2.2 Vývoj a programy metody konečných prvků.....	3
2.3 Výchozí předpoklady pro aplikaci MKP	5
2.4 Výhody a úskalí obecně numerických metod.....	6
2.5 Vybrané aplikace MKP pro výzkum zemědělské problematiky.....	6
2.6 Směr numerických simulací.....	7
3. Cíl a metodika práce	9
4. Zvolené počítačové vybavení	10
4.1 Modelování mechanismu.....	10
4.2 Pevnostní analýza mechanismu	10
4.3 Textová část práce.....	11
5. Zkoumaný mechanismus	12
5.1 Používané vícerotorové shrnovače pícnin	12
5.2 Mechanismus pro inovaci	15
5.3 Podstata inovace.....	17
5.4 Inovovaná součást	17
6. Vymodelování a výpočet pomocí metody konečných prvků.....	19
6.1 Vymodelování inovovaného mechanismu.....	19
6.2 Výpočet modelu pomocí metody konečných prvků.....	27
6.3 Kritická místa součásti.....	32
6.4 Konstrukční změny na základě výsledků pevnostní analýzy.....	33
7. Výpočet vybrané součásti klasickými metodami	49
7.1 Výpočet klasickými metodami.....	49
7.2 Výpočet pomocí metody konečných prvků	50
7.3 Výsledné srovnání výpočtů.....	51
8. Výsledky a diskuze	52
8.1 Výsledky MKP	52
8.2 Diskuze	53
8.3 Splnění cílů práce	56
9. Závěr.....	57

1. Úvod

Práce popisuje inovaci části předního ramene čtyřrotorového shrnovače píce firmy Pöttinger pomocí aplikace metody konečných prvků. Aby byl zemědělský stroj kvalitní a neustále konkurenceschopný, na trhu žádaný a zákazníci oblíbený, musí být neustále inovován a modernizován. Samotná inovace sebou přináší samozřejmě použití stále modernějších prvků a metod, ale také přináší neustále se zvětšující pracovní záběr zemědělských strojů. A právě pracovní záběr, čtyřrotorového shrnovače píce se středovým ukládáním řádku, je hlavním tématem této práce.

V práci je popsán postup inovace daného mechanismu, pro zvětšení pracovního záběru stroje, od samého počátku až k finální podobě, jenž vychází z vyhovující pevnostní analýzy pomocí metody konečných prvků. Inovovaná část ramene je nejdříve vymodelována a následně je, na základě výsledků pevnostní analýzy, konstrukčně upravována až do doby, kdy výsledné napětí v materiálu vyhovuje zadání. Mechanismus je analyzován pro polohu stroje na úvrati (zdvihnuté rotory), kdy na ramena rotorů působí dynamická síla od hmotnosti jejich komponentů. Následně je dle zadání proveden klasický výpočet vycházející ze základů mechaniky a pružnosti a pevnosti, jehož výsledky jsou porovnány s výsledky výpočtu pomocí metody konečných prvků totožné součásti.

Práce obsahuje model inovovaného ramene s jeho výkresovou dokumentací, výsledky pevnostní analýzy spolu s vyplývajícími konstrukčními úpravami a také porovnání výsledků dvou metod výpočtů.

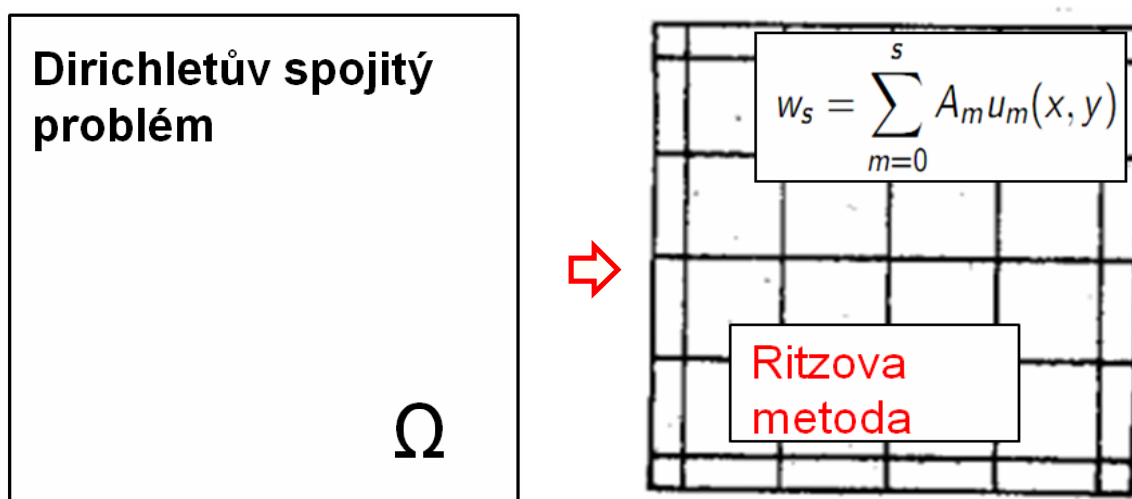
2. Metoda konečných prvků

MKP – metoda konečných prvků, známá spíše pod anglickou zkratkou – FEM (Finite Element Method). Jedná se o numerickou metodu, používanou zejména pro řešení fyzikálních problémů, kde na kontinuálním (spojitém) tělese se provede rozdělení celé řešené oblasti konečným počtem určitých prvků (elementů) resp. provede se diskretizace řešené oblasti. Různé typy prvků jsou charakteristické nejen svým tvarem, ale především polohou a počtem uzlových bodů (uzlů), v nichž hledáme neznámé parametry řešení. Nahrazení řešené oblasti danými prvky se vytvoří síť z jednotlivých prvků (síť konečných prvků), jejíž hustota výrazně ovlivňuje kvalitu výsledného řešení, ale také časovou náročnost výpočtu. [1]

2.1 Historie metody konečných prvků

- Vývoj vychází z podstaty „Ritzovi metody“

V roce 1909 publikoval Walther Ritz novou numerickou metodu, jenž v dané době v podstatě nebyla pochopena. Ritz přistupoval k řešení problému z idey Cauchyho koncepce (posloupností reálných čísel lze aproximovat limitu s určitou, libovolně zvolenou přesností). [9]



Obr. 1 Podstata Ritzovi metody [9]

Metoda hledá přibližné (konečné) řešení spojitého problému aproximací bázových funkcí, jedná se o „variační metodu“. Přesnost řešení se docílí zvyšováním stupně polynomu. [9]

- **Předchůdcem MKP byla „Bubnov-Galerkinova metoda“**

Roku 1913 využívá principu Ritzovi metody Ivan Bubnov pro studii napětí v ocelovém trupu nové konstrukce ponorky. Práci obhájí na polytechnickém institutu v Petrohradu, oponenta mu dělá Boris G. Galerkin. [10]

B. G. Galerkin prostudoval potenciál Ritzovi metody a roku 1915 stanovil jednoznačnost řešení, tzv. „Galerkinovi metody“. Jednalo se o upravené „Ritzovi metody“ pro výpočetní aplikace. [11]

Metoda, která je v literatuře též označována jako „Bubnov-Galerkinova metoda“ je praktickým předchůdcem MKP.

- **R. Courant představuje možnosti využití principu MKP**

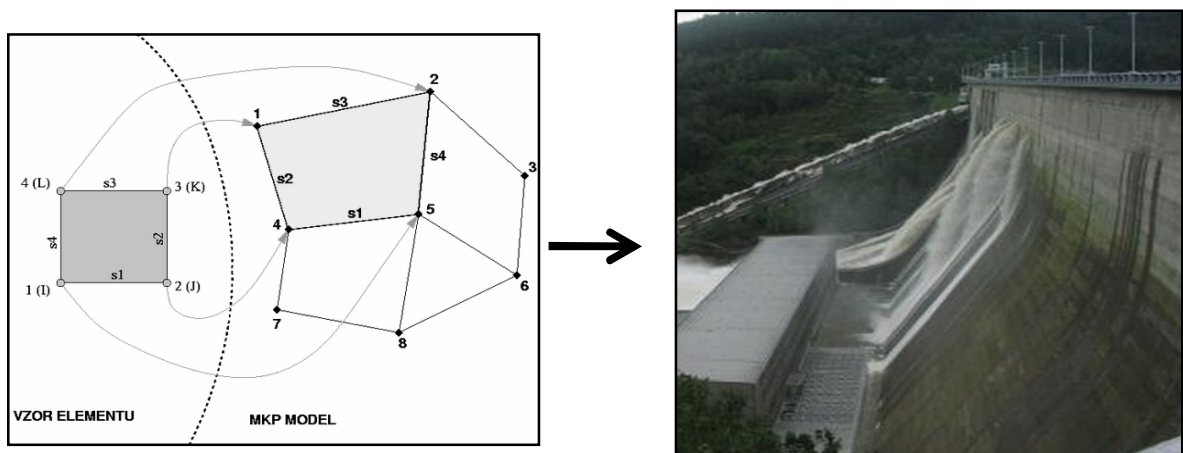
Mezníkem ve vývoji MKP se stává až rok 1942, kdy Richard Courant publikuje práci řešenou variačním principem, stejným jako využívá MKP v současnosti. Řeší spojitý problém triangulovanou dvojrozměrnou oblastí hledající přibližné řešení po částech lineární funkce. [2]

Další vývoj MKP byl na 10 let zapomenut, z důvodu absence samočinných počítačů. Avšak rozvojem počítačů v 50. letech se začíná MKP uplatňovat pro pevnostní analýzy leteckých konstrukcí, v astronautice a v dalších vhodných odvětvích. První kniha popisující MKP byla publikována v roce 1967 – Olgierd Cecil Zinkiewiczem. [2]

2.2 Vývoj a programy metody konečných prvků

- **Vývoj a aplikace MKP v ČR**

Vývojem MKP v české republice se začal jako první zabývat Ivo Babuška v roce 1950. Začal využívat MKP pro analýzy optimalizace návrhu konstrukce betonové hráze Orlické přehrady. [3]



Obr. 2 První využití MKP v ČR [3]

Rozvojem počítačů na technických univerzitách a ve vědeckých ústavech následovali další čeští inženýři a vědci, kteří začali MKP využívat; Kolář, Španiel, Zlámal a další. [3]

- **MKP nebo též Ritz-Galerkin metoda**

Princip variační metody používané pro řešení soustavy parciálních diferenciálních rovnic je v nahrazení původní spojité funkce popisující řešený problém (silná formulace), slabým řešením (přibližné řešení); tj. diskretizací spojitého problému. Hledané řešení jsou např. deformace, posuvy, rychlosti, napětí, potenciály, atd. [3]

- **Obsah MKP**

MKP je tedy především vědní obor obsahující tyto části:

- I. Teoretická** – formulace variačních principů [4]
- II. Matematická** – výběr algoritmů, důkazy existence a konvergence řešení [4]
- III. Počítačová** – preprocessor, processor, postprocessor [4]
- IV. Inženýrská** – řešení konkrétní úlohy, nacházející řešení neměřitelné úlohy, volba zadání potřebných vstupních údajů, volba forem výstupů [4]

- **Programy postavené na principu MKP**

Rozvoj samočinných počítačů vedl k paralelnímu vzniku velkého množství programů MKP.

Zpočátku vyvíjeno jen ve výzkumných ústavech a na univerzitách (Fortranské jádra, jednoduché procedury). Postupem času však vedl vývoj MKP ke vzniku velkých komerčních programů a také se zvyšovala jejich dostupnost. [4]

První uživatelský konečně prvkový „balík“ vznikl v roce 1965 – program Permas od firmy INTES (vývojáři programu spolupracovali na simulacích pro raketoplán Apollo 11). Následovali řady dalších programů, např. Nastran, Ansys, Abaqus, Pam Crash, Algor a mnoho dalších. [4]

2.3 Výchozí předpoklady pro aplikaci MKP

- **Odpovídající fyzikální a matematická znalost** – sestavení rovnic, znalost konstitutivních vztahů pro popis děje, vytváření vlastních teorií atd. [5]
- **Diskretizace a řešení spojitého problému** – typ a jemnost sítě (hustota), volba typu prvku, tj. 1D, 2D, 3D; volba algoritmu a konvergence [5]
- **Geometrické, silové a počáteční podmínky** – uložení, zatížení, počáteční předpoklady [5]
- **Vstupní parametry analýzy a definování řešícího processoru** [5]
- **Vyhodnocování chyb a časová náročnost řešení modelové simulace** [5]
- **Posuzovat a vyhodnocovat výsledky** [5]
- **Porovnávání výsledků z teorií, experimenty se zkušenostmi** [5]

2.4 Výhody a úskalí obecně numerických metod

- **Výhodou je, že lze měřit „neměřitelné“** – např. kontakty mezi zrnky písku, studie trhliny při stlačování olejnatých semen, kontakty [5]
- **Výhodou je také znázornění výsledků** – tj. tabulkové či číselné hodnoty, mj. grafické znázornění vektorů a tenzorů napětí a deformace [5]
- **Nevýhodou jsou vysoké požadavky na hardware** – nároky na paměť [5]
- **Složité definování nelineárních úloh** – znalosti fyziky a mechaniky kontinua, měření mechanických parametrů, modelování kontaktů a další [5]
- **Dlouhodobější uživatelská praxe a školení** [5]
- **Cena komerčních programů využívaných zejména MKP** [5]

2.5 Vybrané aplikace MKP pro výzkum zemědělské problematiky

Prostřednictvím numerických metod a zejména MKP lze v současnosti řešit prakticky jakýkoliv fyzikální problém, matematicky popsatelný. [6]

- **Modelové analýzy pro optimalizace strojů** – studie konstrukčních uzlů, deformační a napěťové analýzy, výzkum opotřebení břitu, atd. [6]
- **Výzkumy plodin nejen při lisování a porušení** – studie energetické náročnosti lisovacího procesu, otlačení, porušení plodiny při pádu, ale i zralost [6]
- **Modelování přírodních jevů** – modelování tajfunů, erozí, homeostaze, půdní a lavinové sesuvy, sopečné erupce [6]
- **Studie a výzkumy pohybu po terénu nejen zemědělských strojů** – NASA využívá modelových simulací pro studii pohybu vozítek na povrchu Marsu [6]
- **Kartografie a tvorba digitálních modelů terénů** – využití triangulace elementů pro posouzení půdních rozměrů – šířka, výška a hloubka [6]

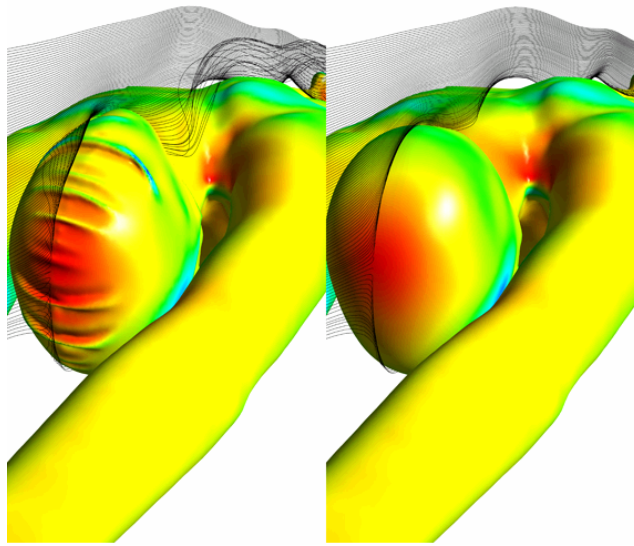
- **Kinematika zvířat, hmyzu** – modelování pohybu ptáků a dalších zvířat [6]
- **Vývoj růstu a stárnutí rostlin** [6]
- **Mnohé další...**



Obr. 3 Aplikace MKP na modelu květiny a na reálné květině [6]

2.6 Směr numerických simulací

Na základě nynější četnosti využití numerických metod lze předpokládat, že se v příštím období budou numerické metody využívat prakticky pro všechny inženýrské procesy (všude, kde si nevystačíme s měřením a teoriemi). Je také velmi pravděpodobné, že se budou numerické metody využívat i pro ryze neinženýrské procesy (sportovní odvětví, výzkumy v lékařských oborech, kriminalistika atd. [6])



Obr. 4 Porovnání současné a navrhované plavecké čepice [6]

Metody je možné použít v podstatě na všechno, modelovat lze totiž prakticky všechno! Numerické metody nabízejí mnoho možných řešení a uplatnění v praxi, proto je zapotřebí se tímto tématem neustále zabývat. [6]

3. Cíl a metodika práce

Hlavním cílem práce je provedení částečné inovace čtyřrotorového shrnovače píce EuroTop 1252. Inovace se konkrétně týká zvětšení pracovního záběru stroje (z dosavadních 12,5 metru na 14,1 metru), pomocí použití nových rotorů s větším pracovním záběrem a s tím souvisejícím prodloužením předních ramen rotorů. Práce se zabývá právě prodloužením první části předního ramene rotoru. Dalším cílem je porovnání výsledků MKP vybrané součásti s výpočty pomocí základních metod pružnosti a pevnosti.

Cíle práce:

- a) Inovace části předního ramene (vymodelování v 3D CAD)
- b) Pevnostní analýza navrženého modelu (výpočet pomocí MKP)
- c) Konstrukční úpravy pro splnění zadaných hodnot (na základě výsledků MKP)
- d) Porovnání dvou početních metod (MKP x Pružnost a pevnost)

Inovovaný mechanismus vychází ze stávajícího modelu výrobce Pöttinger EuroTop 1252, kde je zachován systém skládání předního ramene rotoru do transportní polohy, dle osvědčení a zkušeností z praxe. Rameno bylo modelováno pomocí shodných parametrů (rozměry komponentů, tloušťky použitých plechů atd.) s rozdílem právě samotného prodloužení. Následně po vymodelování bylo zapotřebí vložit potřebné parametry (materiál, vazby, zatížení, dotyky, síť) pro samotnou simulaci zatížení. Po té byla provedena pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků. S použitím rotoru většího průměru také narůstá velikost zatížení samotného ramene, tudíž se nechá předpokládat kolize modelu při pevnostní analýze. Kolize byly následně pomocí konstrukčních změn co možná nejpříznivěji eliminovány tak, aby model ramene vyhovoval pevnostním podmínkám materiálu (mez kluzu). Konečné simulace probíhaly se zjemněním výpočtové sítě (zvýšení hustoty prvků a uzlů) v místech s očekávaným kritickým napětím.

4. Zvolené počítačové vybavení

Pro úspěšné vytvoření inovace mechanismu, je za potřebí správná volba počítačového vybavení. Správná volba pak hlavně z důvodu vůbec možného vypracování daného požadavku, v neposlední řadě ale také z důvodu vlivu na vypracovávající osobu. V první řadě je nutná znalost všech vybraných a použitých programů, dále se také může projevit ve výsledku fakt, jakým dojmem program působí na jeho uživatele.

4.1 Modelování mechanismu

Základem pro inovaci daného mechanismu je jeho samotné vymodelování. Jako nejvhodnější typ programu pro vymodelování mechanismu byl vybrán parametrický 3D CAD. Z důvodu pokročilé znalosti a zkušenosti daného programu byl vybrán následující CAD v těchto verzích:

- **Autodesk Inventor Professional 2008**
- **Autodesk Inventor Professional 2012**

Ve verzi 2008 byl celý mechanismus vymodelován, ve verzi 2012 byly následně prováděny finální úpravy a nutné konstrukční změny.

4.2 Pevnostní analýza mechanismu

Druhou částí inovace mechanismu je pevnostní analýza nově navrženého (vymodelovaného) mechanismu. Pro její provedení byly zvoleny následující programy:

- **Mathcad 13**

Pro samotnou pevnostní analýzu je také zapotřebí znát přesné hodnoty reakcí na analyzované součásti. Právě pro tento výpočet reakcí od tíhy rotoru a tíhy ramen byl zvolen tento matematický CAD.

- **Ansys 14.0** (modul Autodesku Inventor Professional 2012)

V modulu Ansys (užší verze) byla provedena kompletní pevnostní analýza inovovaného mechanismu a na základě výsledků byly zpětně provedeny nutné konstrukční změny a úpravy modelu v Inventoru 2012.

4.3 Textová část práce

Pro textovou část práce a pro vytvoření potřebných tabulek byl zvolen následující balíček programů:

- **Microsoft Office 2003**

Z nástrojů sady MS Office byl využit hlavně program Microsoft Word. Pro vytvoření tabulek pak program Microsoft Excel.

5. Zkoumaný mechanismus

Zkoumaným mechanismem této práce je nůžkové provedení předních ramen zavěšení rotoru čtyřrotorového shrnovače píce se středovým ukládáním řádku. Současný trh si žádá vysoce výkonné stroje, proto tak musí být stroje navrhovány a konstruovány. Znamená to co možná největší pracovní záběr, s co možná nejmenšími transportními rozměry a energetickou náročností.

U vícerotorových shrnovačů je typů a možných provedení konstrukce ramen, hlavně předních rotorů několik. Hlavním parametrem typu konstrukce je zvolený pohon rotoru a s ním související transportní výška stroje. V současné době jsou využívány pohony mechanické a hydraulické, začínají se vyvíjet a testovat pohony elektrické.

5.1 Používané vícerotorové shrnovače pícnin

Jak již bylo zmíněno, hlavním rozdílným parametrem vícerotorových shrnovačů se středovým ukládáním řádku vedle pracovního záběru, je typ pohonu. V případě čtyřrotorového shrnovače není tolik důležitý typ pohonu dvojice zadních rotorů (pro jejich malý pracovní záběr), ale důležitý je typ pohonu přední dvojice rotorů. S volbou typu pohonu předních rotorů do jisté míry souvisí i maximální možný záběr stroje. Výsledkem vhodné volby pohonů jednotlivých párů rotorů může také vzniknout hybridní pohon shrnovače. [8]

Konkurence vícerotorových shrnovačů, se středovým ukládáním řádku, se v poslední době významně rozšířila. Ještě v nedávné době byla tato kategorie shrnovačů vidět pouze u několika málo výrobců, v dnešní době se už však jedná téměř o desítku výrobců. Firma Krone, již dokonce představila novodobý shrnovač s rotory šesti a úctyhodným záběrem až 19 metrů. Stroj je stále ve vývoji a v testování z důvodu jeho značných rozměrů; prodáno bylo jen několik málo kusů tohoto typu. [8]

Z řady výrobců byly vybrány ti důležitější, za něž jsou považováni následující výrobci:

- **Pöttinger**

Rakouský výrobce zemědělské techniky má ve své nabídce zemědělských strojů jeden vícerotorový shrnovač; EuroTop 1252.



Obr. 5 Shrnovač EuroTop 1252 [12]

Čtyřrotorový shrnovač píče s maximálním pracovním záběrem 12,5 metru. Jako jeden z mála vícerotorových shrnovačů využívá hybridní pohon rotorů; hydraulický pohon předních rotorů a mechanický pohon zadních rotorů. Ovládání stroje pomocí ovládacího panelu, či pomocí systému ISOBUS. Brzdy ve variantách dvouokruhových pneumatických či hydraulických. Ovládání pracovního záběru a šířky řádku možné během provozu, nastavení výšky shrnování elektronické či mechanické. Rotory mají 13 hrabic se čtyřmi dvojitými prsty. [8]

- **Krone**

Firma Krone nabízí hned dva typy vícerotorových shrnovačů, a to Swadro 1400 a Swadro 2000.



Obr. 6 Shrnovač píče Krone Swadro 2000 [8]

Stroj s maximálním pracovním záběrem 19 metrů používá k řízení inteligentní řízenou nápravu s možností jejího aktivního ovládní. Mechanický pohon všech šesti rotorů. Ovládní pomocí ovládacího panelu (vnější hydraulický okruh traktoru). Dvouokruhový systém vzduchových brzd, hydraulické ovládní pracovního záběru a šířky řádku je možné během provozu. Nastavení výšky rotorů nad zemí je elektronické. Čtyři přední rotory mají 13 hrabic a dva zadní rotory mají 15 hrabic se čtyřmi dvojitými prsty na každém rotoru. Přední rotory se otáčejí rychleji než zadní => optimalizace toku píce od předních rotorů k zadním. [8]

- **Kuhn**

Výrobce zemědělské techniky Kuhn nabízí na světovém trhu čtyřrotorový shrnovač typu GA 15021.



Obr. 7 Shrnovač píce Kuhn GA 15021 [8]

Maximální pracovní záběr stroje 14,7 metru. Hydraulický pohon všech rotorů => pouze jedna kloubová hřídel; otočné záhlaví závěsu stroje. 3D zavěšení rotorů s ovládním pomocí ovládací jednotky z traktoru. Hydraulické zvedání podvozku a hydraulické nebo pneumatické brzdy. Také hydraulické ovládní pracovního záběru a šířky řádku je možné během provozu, nastavení výšky rotorů nad zemí je pak elektronické. Kardanové zavěšení rotoru a 13 hrabic se čtyřmi dvojitými prsty na každém rotoru. [8]

- **Claas**

Značka Claas disponuje dvěma typy čtyřrotorových shrnovačů. Je to Liner 3000 a Liner 4000. Model Liner 3000 je v podstatě totožný se starším modelem firmy Pöttinger EuroTop 1251, s rozdílem typu rotorů. [8]



Obr. 8 Shrnovač píce Claas [8]

Stroj s maximální pracovním záběrem 15 metrů má hydraulicky zvedaný podvozek, mechanický pohon všech rotorů. Ovládání pomocí ovládacího panelu nebo pomocí ISOBUS systému. Hydraulické nebo pneumatické brzdy. Hydraulické ovládání pracovního záběru a výšky shrnování možné během provozu. 14 hrabic se čtyřmi dvojitými prsty na každém rotoru. [8]

5.2 Mechanismus pro inovaci

Kompletní inovací stroje se ve firmě zabývá početný team konstruktérů, každý konstruktér má za úkol inovovat zadanou část (např.: rám stroje, pohon, ramena, část ramene, rotory...) Zadaným mechanismem pro inovaci pro tuto práci, je přední rameno rotoru, nůžkového mechanismu shrnovače EuroTop 1252 firmy Pöttinger.



Obr. 9 Mechanismus ramene [12]

1 – teleskopický mechanismus; 2 – nůžkový mechanismus

Model EuroTop 1252 má odlišnou konstrukci předních a zadních ramen rotorů. Pro dvojici ramen předních rotorů je použit nůžkový mechanismus, pro dvojici zadních rotorů potom teleskopický systém (podstatně nižší pracovní záběr), viz *obr. 9*. Nůžkový mechanismus předních rotorů je zde volen z důvodu ne příliš vhodné aplikace teleskopického provedení pro tak vysoký pracovní záběr a s ním související obtížné využití kloubového hřídele, jež při teleskopickém provedení sebou přináší v transportní poloze nadlimitní výškové rozměry. Volba nůžkového mechanismu předních ramen znamená příznivou transportní výšku bez nutnosti demontáže hrabic a bez nutnosti použití polohovacího podvozku stroje pro dosažení limitované transportní výšky (4 metry). Z důvodu použití nůžkového mechanismu je tedy nejvhodnější pohon předních rotorů pomocí hydromotorů.

5.3 Podstata inovace

Rostoucí nároky zemědělců pro využívání strojů se stále většími pracovními záběry je potřeba respektovat a v ideálním případě také aplikovat. Proto je zapotřebí i inovace modelu EuroTop 1252, konkrétně zvětšení pracovního záběru.

Hlavní podstatou inovace je osazení stroje novými rotory o větším průměru a s tím tedy nutné konstrukční změny rámu stroje. Rotory budou použity z již vyráběného dvourotorového shrnovače stejného výrobce, konkrétně pak modelu Top 812. Dosavadní rotory mají průměr 3,3 metru, nově použité mají průměr 3,7 metru. Znamená to tedy nárůst pracovního záběru z dosavadních 12,5 metru na 14,1 metru. Koncept stroje bude vycházet z modelu EuroTop 1252, s rozdílem nutnosti polohovacího podvozku pro dosažení zmiňované transportní výšky pod 4 metry. Zvětšení průměru rotoru sebou také přináší prodloužení celého stroje minimálně o jeden metr. Tento aspekt sebou nejspíše přinese nutnost aktivní nápravy stroje (řízená náprava), avšak to bude zřejmé až po konstrukci celého inovovaného stroje.

5.4 Inovovaná součást

Pro inovaci tedy bylo zadáno přední rameno shrnovače, konkrétně pak jeho první (nejnamáhavější) část, která je zobrazena na *obr. 10*.



Obr. 10 Inovované rameno [12]

Z důvodu osazení stroje novými rotory je tedy za potřebí prodloužení jak zadních ramen rotorů, tak předních ramen rotorů. Prodloužení zadních ramen rotorů není tak značné (20 centimetrů) jako prodloužení předních ramen rotorů (60 centimetrů). Jelikož se skládá přední rameno s dvou hlavních dílců, každý musí být prodloužen o 30 centimetrů. Koncept ramene zůstane zachován s rozdílem jeho prodloužení právě o 30 centimetrů z dosavadních 1,7 metru na přibližně 2 metry. Použití rotorů o větším průměru také znamená zvýšení zatížení ramen rotorů. Přesné hodnoty zvýšení zatížení budou uvedeny v kapitole „Výpočet modelu pomocí metody konečných prvků“.

6. Vymodelování a výpočet pomocí metody konečných prvků

Konstrukční inovace daného tématu spočívá hlavně ve vymodelování inovovaného mechanismu, s následnou pevnostní analýzou pomocí metody konečných prvků. Výsledky MKP budou analyzovány a zpětnou vazbou budou implementovány do nutných konstrukčních změn modelu tak, aby inovovaný model vyhovoval všem zadaným podmínkám.

6.1 Vymodelování inovovaného mechanismu

Jelikož bude zachován stejný systém skládání (nůžkový mechanismus) předního ramene shrnovače, bude také typ konstrukce inovovaného předního ramene shrnovače vycházet ze stávajícího modelu shrnovače. Jak již bylo zmíněno, rameno bude prodlouženo o 30 cm; avšak parametry použitých materiálů budou v podstatě totožné, krom jejich rozměrů.

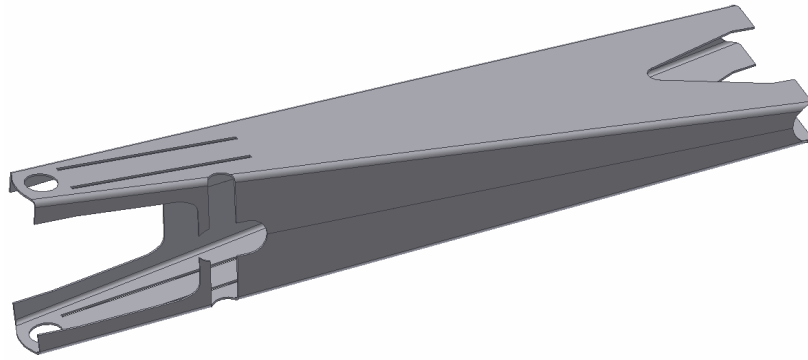
Celé rameno, vyjma pouzder pro uložení čepů, je tvořeno z plechů různé tloušťky. Rameno je jeden svařenec.

Každý nový díl sestavy, v následujícím sledu modelování, bude zvýrazněn jeho modrým obrysem.

○ **Hlavní rám ramene**

První modelovanou částí je hlavní rám ramene, skládající ze dvou plechů největších rozměrů, o tloušťce 5 mm.

Nejdříve je vytvořen náčrt celého plechu v rozvinu spolu se všemi potřebnými otvory a drážkami pro výztuhy. Náčrty drážek a otvorů jsou již dopředu kresleny a kótovány s vědomým jejich pravděpodobným upravováním a přizpůsobováním potřebným změnám. Po vytvoření plechu je pomocí nástroje „Ohnutí“ vytvořen požadovaný profil plechu s úhlem ohnutí 90°.



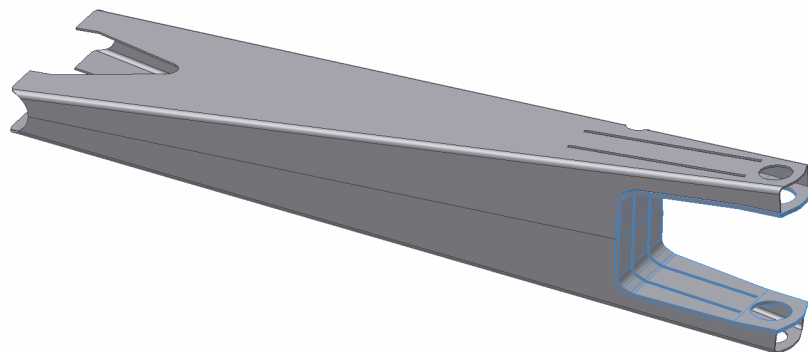
Obr. 11 Rám ramene

Rám se skládá ze dvou symetricky sestavených plechů, jež jsou „zavazbeny“ pomocí shodných ploch a pomocí základní příčné roviny. Oba plechy rámu jsou svařeny po celé délce spoje tupým svarem.

- **Podélná výztuha uložení druhého dílu ramene**

Další modelovanou částí jsou nezbytné podélné výztuhy pro uložení čepu spojující hlavní rameno s druhým dílem ramene. Výztuhy jsou z plechů o tloušťce 10 mm.

Plech je vytvořen přímo v sestavě pomocí příkazu „Vytvořit komponentu“, kdy pomocí nástroje „Promítnutí geometrie“ je v náčrtu vytvořen přesný obrys místa pro výztuhu. Následně je tento obrys přes nástroj „Odsazení“ okopírován do vzdálenosti právě 10 mm. Následuje už pouze spojení těchto dvou obrysů tak, aby mohlo být vytvořeno „Vysunutí“ a tím vytvoření plechu. Následuje oříznutí hrany dle tvaru hlavního rámu, vyříznutí otvorů pro pouzdro a pro příčné výztuhy k uložení hydromotoru.



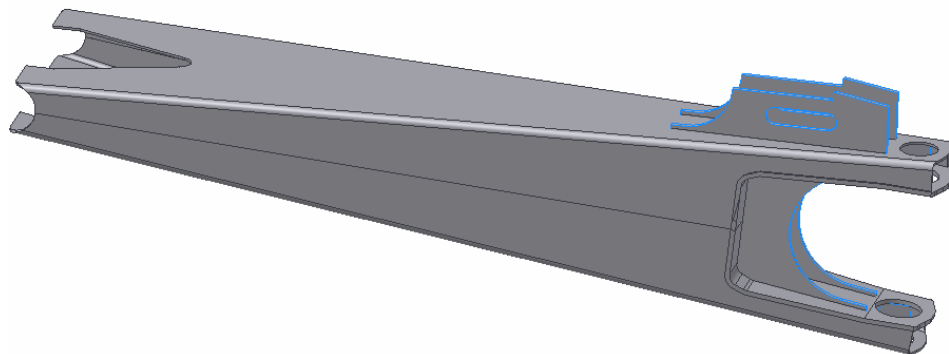
Obr. 12 Podélné výztuhy uložení III.

Výztuhy jsou stejně jako v případě hlavního rámu symetrické, tudíž je zde provedeno jejich zrcadlení a usnadnění si tak vkládání a „vazbení“ další komponenty. Výztuhy jsou z vnější strany přivařeny k hlavnímu rámu koutovým svarem, k sobě potom opět tupým svarem.

- **Příčná výztuha pro uložení přímočarého hydromotoru**

Pro uložení hydromotoru a zesílení uložení pro druhou část ramene slouží příčné výztuhy, jež protínají hlavní rám a podélné výztuhy. Výztuhy jsou s plechu o tloušťce 10 mm.

Stejně tak, jako je modelovaná podélná výztuha, je modelována i příčná výztuha. Je použit promítnutý obrys drážek hlavního rámu a podélných výztuh, pomocí nichž je postupně vytvořen uzavřený obrys. Následně je vytvořen plech a pomocí nástroje „Ohnutí“ jsou ještě ohnuty konce výztuh, spojující rám s podélnou výztuhou, o 6°.



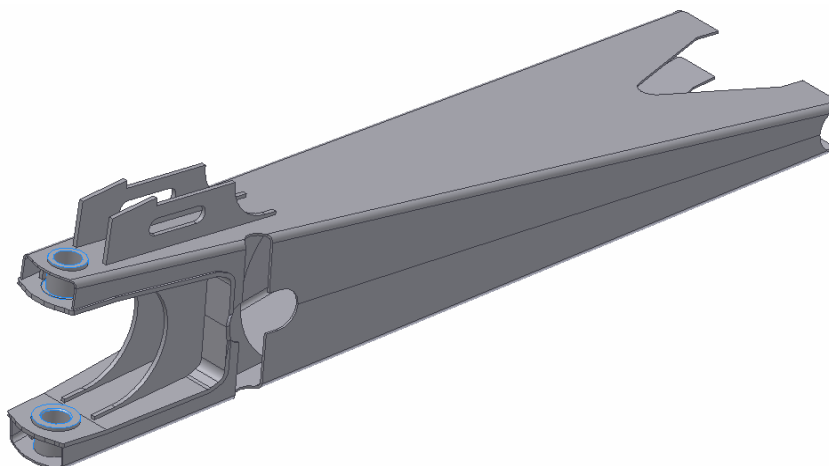
Obr. 13 Příčná výztuha uložení II.

Výztuhy jsou opět symetrické, takže je možné jejich zrcadlení. Přivařeny jsou k hlavnímu rámu a zároveň k podélným výztuhám pomocí koutového svaru.

- **Pouzdro pro uložení druhého ramene**

Další modelovanou součástí jsou pouzdra pro uložení druhé části ramena. Vnitřní průměr pouzdra je 60 mm, vnější potom 82,5 mm s 15 mm vysokým osazením průměru 100 mm.

Jelikož je pouzdro rotační součást, k jeho vymodelování je použito nástroje „Rotace“. V náčrtu je vytvořen poloviční řez pouzdra, jenž je následně rotován kolem jeho osy. V praxi je velice důležité, aby každé osazení mělo šikmý (postupný) přechod (úkos) na menší průměr z důvodu pevnosti; tudíž je na přechodu vytvořeno sražení pomocí úpravy „Zkosit“.



Obr. 14 Pouzdra uložení III.

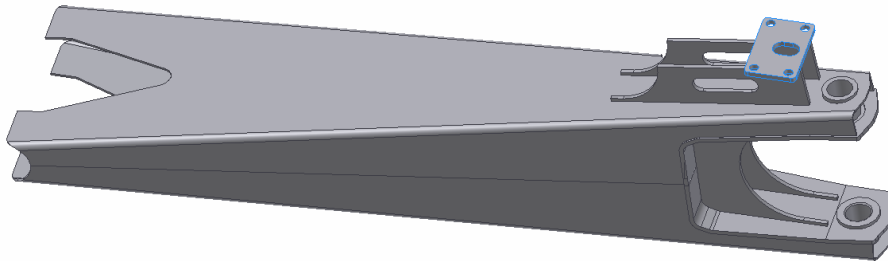
Pouzdra jsou opět dvě a taktéž symetricky uložená. Vložení pouzder do sestavy je jednotlivě, z důvodu možné editace jejich uložení. „Zavazbení“ pouzder je do připraveného otvoru hlavního rámu pomocí základní podélné roviny. Přivařeny jsou k hlavnímu rámu a k podélným výztuhám pomocí koutového svaru po obvodu pouzdra.

- **Doraz předních ramen rotorů shrnovače**

Následující částí modelu je dorazová deska, sloužící pro kontakt komponentů předních ramen rotorů shrnovače. Deska je ještě osazena dorazovým dotekem právě pro druhý dotek z páru předních ramen rotorů. Z části slouží deska také jako další zpevnění uložení pro hydromotor. Deska je vyrobena z plechu o síle 12 mm.

V případě této komponenty byl opět nakreslen náčrt součásti, v němž byl zahrnut obrys součásti a středový oválný otvor. Tento náčrt byl vysunut pro vytvoření plechu dané tloušťky. Čtyři díry pro upevnění dotykového komponentu byly vytvořeny pomocí nástroje „Obdélníkové pole“, kdy byla jedna ze čtyř děr vytvořena v samostatném náčrtu (pro

snazší editaci) a následně byla pomocí funkce pole rozkopírována na základě zadaných parametrů.



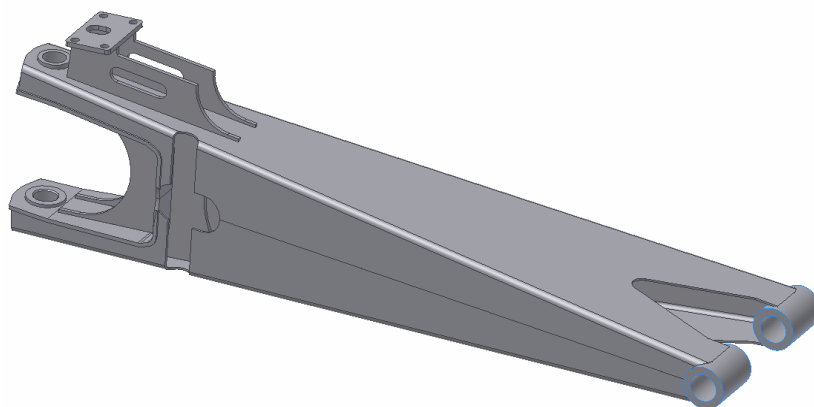
Obr. 15 Dorazová deska

„Vazbení“ je pomocí stykových ploch komponentů. Spojení komponentů je potom pomocí koutových svarů k příčným výztuhám.

- **Pouzdro pro uložení ramene k rámu shrnovače**

Modelování pokračovalo, vyřeším hlavního uložení ramene k rámu shrnovače. Uložení je řešené pomocí dvou pouzder a dvou jednostránných čepů. Pouzdro má vnitřní průměr 70 mm a vnější průměr pak 108 mm.

Pouzdro bylo modelováno pomocí vytvoření náčrtu s následným vysunutím. Přesto, že se jedná o rotační součást, je v tomto případě výhodnější použití vysunutého náčrtu, než-li náčrtu a jeho následné rotace kolem osy. Jednodušší proto, jelikož se jedná o konstrukčně jednoduché pouzdro s jednotným vnitřním a vnějším průměrem.



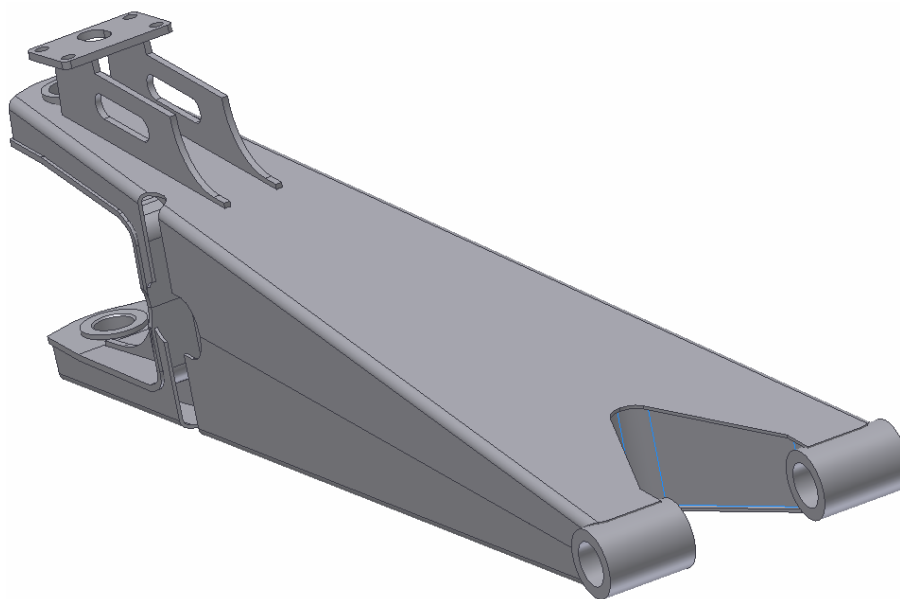
Obr. 16 Pouzdra uložení I.

Pouzdra jsou vloženy opět jednotlivě z důvodu jejich možné editace. „Zavazbení“ je pomocí osy rádiusu hlavního rámu a pomocí příčné roviny. Přivařeny jsou k rámu pomocí tupého a koutového svaru.

- **Příčná výztuha uložení k rámu shrnovače**

Další modelovaná výztuha se skládá z dvou symetrických plechů a spojuje hlavní rám s pouzdry pro uložení rámu k rámu stroje. Zpevňuje tedy hlavní uložení inovovaného ramene. Vytvořena je s profilovaného plechu o tloušťce 6 mm.

K jejímu vymodelování byl použit opět stejný postup jako v případě předchozích dvou výztuh. Tedy vytvoření nové komponenty přímo v sestavě, promítnutí obrysu a následné jeho použití pro vytvoření náčrtu. Náčrt byl vysunut, pomocí editace nástroje „Vysunutí“ byl zvolen příkaz „do“ pro určení výšky vysunutí a vybrána byla nerovnoběžná plocha rámu s náčrtem. Vytvořený plech byl dále zrcadlen přes rovinu náčrtu.



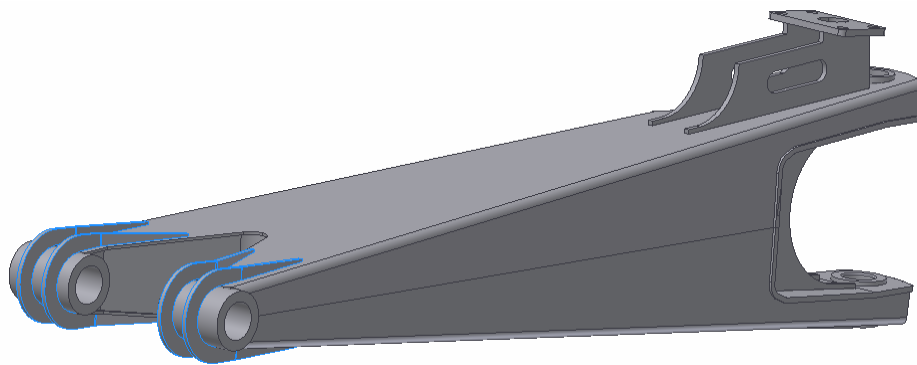
Obr. 17 Výztuha uložení I.

Výztuha uložení se opět skládá z páru stejných plechů, tudíž je druhá výztuha opět zrcadlena pomocí příčné roviny. Spojení páru výztuh je pomocí tupého svaru, spojení k rámu je pomocí koutového svaru a spojení s hlavními pouzdry je také pomocí koutového svaru.

- **Vyztužení uložení pouzder k rámu ramene**

Další výztuhou jsou dva páry „žeber“. Každé pouzdro bude zpevněno jedním párem příčných výztuh, spojující hlavní pouzdra s rámem. Vytvořeny budou z plechu o tloušťce 8 mm.

Postup modelování je opět shodný jako v předchozích případech modelovaných výztuh. Promítnutí obrysu a použití části obrysu pouzdra a ramena s následným vysunutím. Po vytvoření plechu ještě následuje ohnutí konců výztuh z důvodu lichoběžníkového tvaru hlavního rámu. Jak již bylo zmíněno, modelovány jsou dva páry dvou stejných výztuh. Výztuhu jsou totožné až na úhel ohybu, kdy vnější výztuhy jsou ohnuty pod úhlem 5° a vnitřní výztuhy pod úhlem 21° .



Obr. 18 Výztuha uložení pouzder I.

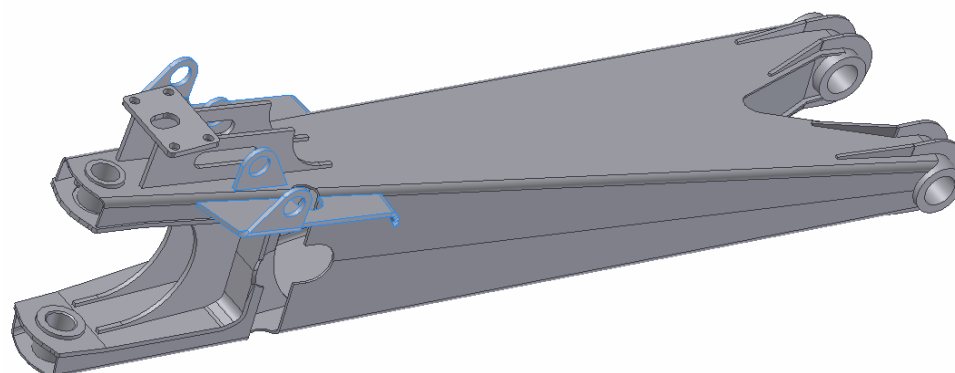
Obě výztuhy jsou opět zrcadleny přes základní příčnou rovinu. Spojeny jsou s rámem pomocí koutového svaru, stejně tak jako s pouzdry.

- **Uložení pro odlehčovací pružiny rotoru**

Jednou z posledních chybějících komponent je uložení pro odlehčovací pružiny rotorů. Pár pružin je uložen pomocí dvou párů plechů o tloušťce 10 mm. Oba plechy jsou umístěny na hlavním rámu ramene.

Vytvoření jednoty z plechů uložení je v sestavě pomocí promítnutého obrysu rámu a uložení pro hydromotor; vytvořený náčrt je vysunut. Osa uložení pružiny je soustředná s osou uložení hydromotoru.

Modelování druhého plechu uložení je obdobné. Promítnutý obrys na vytvořenou pracovní rovinu je obrys právě vytvořeného plechu, kdy je vytvořen upravený náčrt spolu s jeho prodloužením a ten je opět vysunut. Po vysunutí je provedeno ohnutí plechu pomocí hrany rámu a jeho zařiznutí pomocí protínající stěny rámu. Do plechu je ještě následně pomocí jednoduchého náčrtu na dané rovině vyříznut otvor pro další pouzdro.



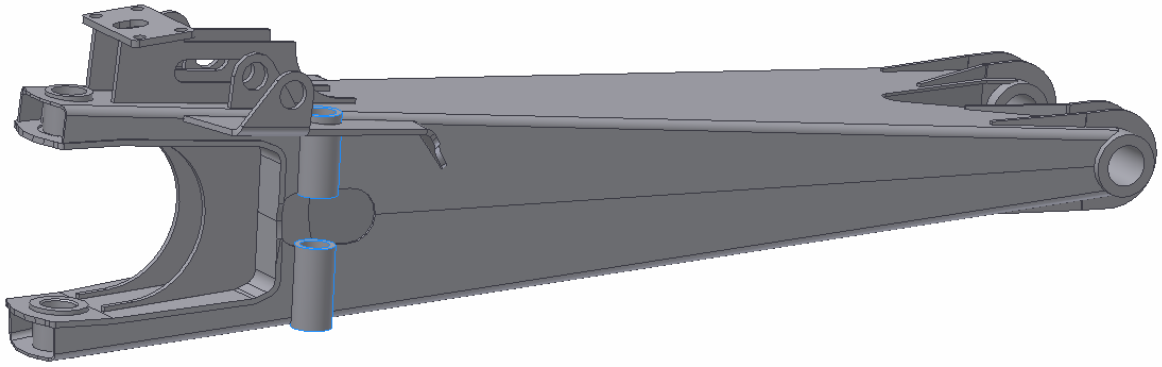
Obr. 19 Uložení odlehčovacích pružin

Obě uložení jsou zrcadleny přes příčnou rovinu rámu, s rozdílem absence vyříznutého otvoru, ve druhém modelovaném plechu. Spojení je s hlavním rámem pomocí koutového svaru.

- **Pouzdra pro uložení táhla k řízení polohy rotoru**

Posledním modelovanou součástí jsou pouzdra pro uložení táhla, řídící polohu natočení rotoru. Jedná se o jednoduchá pouzdra s vnějším průměrem 70 mm, s vnitřním průměrem pak 50,5 mm.

Pouzdra jsou modelována pomocí vysunutého náčrtu mezikruží, dle známých hodnot průměru pouzdra.



Obr. 20 Pouzdra uložení řídicího táhla

Vymodelovaná pouzdra jsou vkládány jednotlivě pomocí vazby souososti k vyříznutému otvoru uložení pružiny a dále pomocí podélné pracovní roviny. Přivařeny jsou pomocí koutového svaru k rámu ramene a k uložení pružiny.

6.2 Výpočet modelu pomocí metody konečných prvků

Jak již bylo avizováno, pevnostní kontrola inovované části ramene proběhne pomocí metody konečných prvků. Pro takový výpočet je zapotřebí nastavit v modulu Ansys několik nezbytných parametrů. Analýza bude prováděna pro polohu stroje (předních ramen) ve stavu „na úvrati“ (kdy jsou rotory mírně zdvihlé). Úhel zdvihu ramen (výška zdvihu rotorů) je možné nastavit libovolně, v tomto případě bude rameno analyzováno pro úhel zdvihu 8°.

Samotný vstup do modulu Ansys probíhá přes záložku „Systémové prostředí“, kde se na kartě „Pevnostní analýza“ spustí nástroj „Vytvořit simulaci“. Dále se volí statická analýza; zbylé nastavení v kartě zůstává automatické. Následně je zapotřebí nastavit potřebné parametry pro spuštění pevnostní analýzy (simulace).

o Materiál

Pro sestavu ramene jsou voleny dva typy materiálů, viz *tab. 1*. Jeden typ materiálu je zvolen pro plechové díly, druhý typ pak pro pouzdra uložení. V případě významně kladných výsledků napětí součástí je volen materiál o nižší pevnosti (z důvodu prodloužení ramene, zde takové výsledky nejsou očekávané).

Tab. 1 Použitý materiál [13;14]

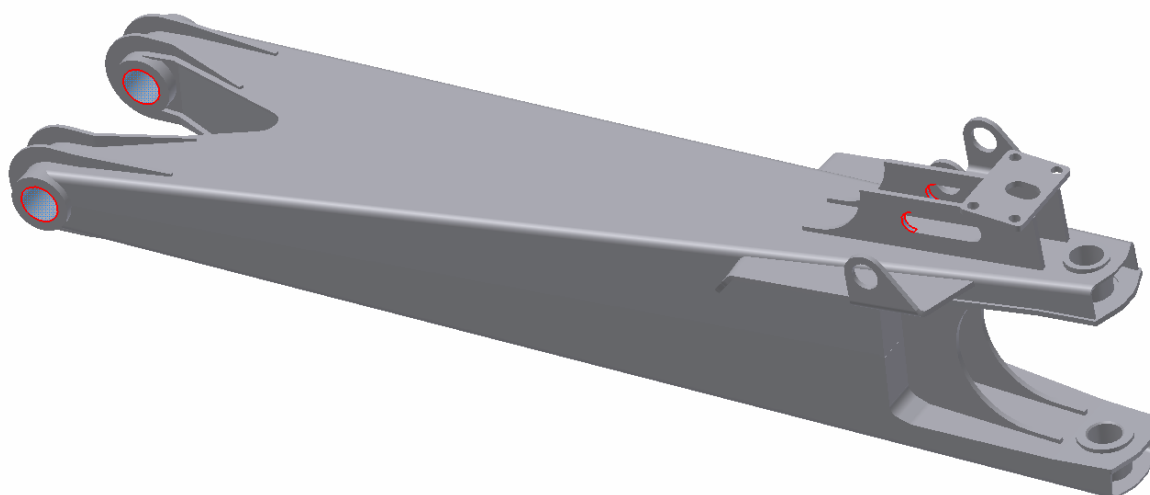
Typ materiálu	Použití	Minimální mez kluzu R_{eH} [MPa]	Pevnost v tahu R_M [MPa]
1.	plechy	460	520 – 670
2.	pouzdra	280	450

Parametry materiálu jsou vkládány pomocí záložky „Materiál“, kde již může být definovaný materiál zvolen na základě jednotlivých součástí; případně se materiál volí jednotlivě pro každou součást pomocí roletového menu.

○ **Vazby**

Pro uložení modelu je zapotřebí definovat všechny potřebné vazby. Vazby se přidávají pomocí záložky „Vazby“ kde je na výběr ze třech možných typů vazeb. V případě analyzovaného ramene budou ve všech případech použity vazby typu „svorky“ (rotační vazba).

Zadání vazby probíhá pomocí zvolení potřebného typu a následně pomocí výběru dané plochy pro samotnou vazbu. V tomto případě jsou „vazbenými“ plochami vnitřní plochy pouzder pro uložení ramene k rámu stroje a dále půlkulaté plochy pro uložení přímočarého hydromotoru (viz *obr. 21*). Ve všech případech je zapotřebí nechat možný pohyb v tečném směru; axiální a radiální směr není možný.



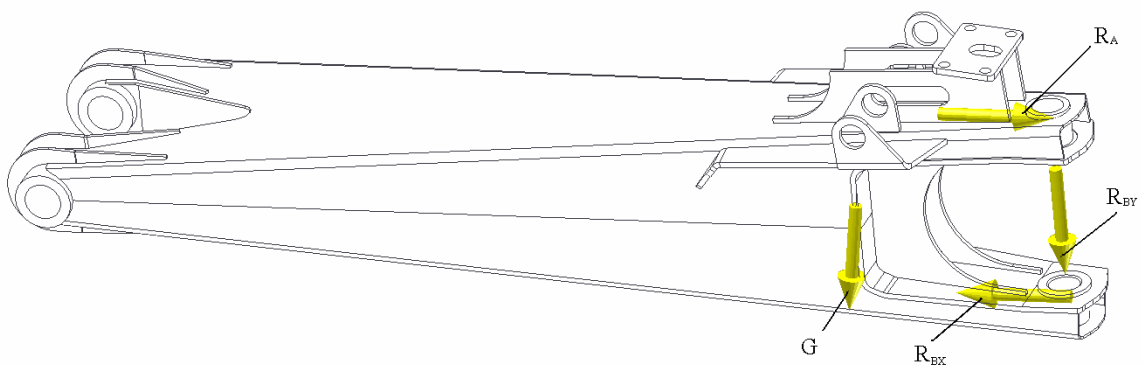
Obr. 21 Vazby svorky

○ **Zatížení**

Hlavním parametrem, pro výpočet pomocí metody konečných prvků, je samotné zatížení modelu. Zatížení je možné zadat v několika hlavních formách; síla, tlak, moment. V případě větších součástí (případ inovovaného ramene) je zapotřebí také přidat zatížení od vlastní tíhy, tj. gravitace. V modulu Ansys se určuje pouze směr působení gravitace, hodnoty již dopočítává program na základě známého objemu modelu a typu materiálu.

Známa hodnota zatížení (hmotnost rotoru) je na konci celého ramene, činí 750 kilogramů na délce ramene 2,85 metru. Pro lepší přehlednost a přesnost výsledků, je zatížení přepočítáno na reakce na konci hlavní části ramene (analyzovaná část), viz příloha č. 1.

V případě daného ramene, je tedy použito zatížení ve formě síly a gravitace. Zatížení zde působí na tři plochy, třemi různými směry. Definovat je zapotřebí hodnotu zatížení a jeho směr, stejně tak jako směr gravitace. Všechna zatížení působí v oblasti uložení pro druhý díl ramena, konkrétně pak na vnitřní plochy pouzder pro uložení čepu (síly od momentu druhého ramene) a dále pak na spodní pouzdro ramene (síly od tíhy druhé části ramene). Směr gravitace je definován pomocí pracovní roviny vytvořené pro určení směru gravitace při zdvihnutém rameni rotoru (úhel zdvihu ramene je 8°). Vytvořená pracovní rovina je tedy při zdvihnuté poloze kolmá k vodorovné rovině.



Obr. 22 *Zatížení ramene*

Výpočet hodnot jednotlivých zatížení byl proveden v programu Mathcad, pomocí metod a zásad statiky. Samotný výpočet je uveden v *příloze č. 1*. Zatížení ramene je počítáno se zadaným bezpečnostním koeficientem 2 k mezi kluzu.

- **Dotyky**

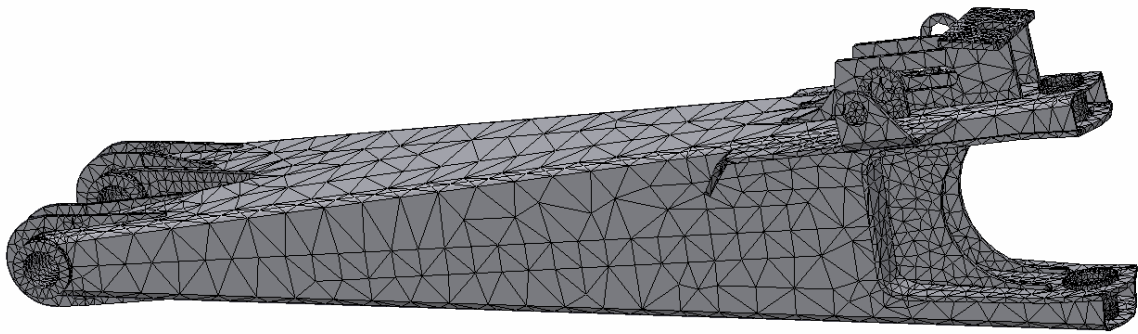
Definování dotyků (kontaktů) součástí je prováděno pomocí nástroje „Dotyky“. Dotyky je možné definovat automaticky nebo ručně. Pro daný případ jsou dostačující automatické dotyky, jež se vytvoří pomocí záložky „Automatické dotyky“.

Dotyky je zapotřebí po jakékoli konstrukční změně aktualizovat, ve většině případů totiž konstrukční změna znamená také změnu dotyku jednotlivých součástí sestavy.

- **Sít'**

Hustota sítě pro výpočet je určena pomocí nastavené velikosti prvku v milimetrech. Stejně tak jako v případě dotyků, je možné síť nastavit automaticky nebo ručně. Určuje se pomocí záložky „Sít'“ a nástroje „Pohled sítě“ pro automatické vygenerování sítě nebo pomocí nástroje „Řízení místní sítě“ pro ruční nastavení hustoty sítě. Od zvolené hustoty sítě se odvíjí nejen doba simulace, ale také vůbec možné provedení celé simulace. Simulace je totiž velmi náročná pro jednotlivé komponenty, tudíž je zapotřebí nastavit hlavně hustotu sítě pro simulaci adekvátně k výkonu PC. Sít' je generována jako překryv na geometrii modelu.

Rameno bude analyzováno nejdříve pomocí automatické sítě (viz. *obr. 23*), kdy po vyřešení všech havarijních míst bude hustota sítě postupně upravována. Zvýšení hustoty sítě bude prováděno hlavně v místech, kde bude očekávaného největší napětí; tj. uložení ramene a místa zatížení ramene (viz. kapitola 6.3). Řízení sítě je možné buďto na vybrané ploše nebo na vybrané hraně.



Obr. 23 Automatická síť

Stejně tak, jako při jakékoli změně na analyzovaném modelu při vytváření dotyků, je také v případě sítě nutná její aktualizace. Jakákoli konstrukční změna totiž mění nastavení sítě pro výpočet.

- **Simulace**

Po nastavení všech potřebných parametrů je možné začít model simulovat. Simulace (výpočet pomocí metody konečných prvků) se spouští přes záložku „Simulace“, pro její spuštění musí být v právě otevřeném okně uvedeno „Spuštění simulace je připraveno“.

- **Výsledky**

V případě úspěšného provedení a dokončení celé simulace jsou k dispozici výsledky analýzy. Modul Ansys nabízí několik výsledků, různých typů hodnot. Z těch významnějších jsou to následující:

- I. Napětí von Mises (ekvivalentní napětí v MPa)**

Trojrozměrná napětí vznikají v mnoha směrech. Tato napětí se většinou vyjadřují pomocí shrnutí do ekvivalentního napětí, známého také jako von Misesovo napětí. Třírozměrné těleso má šest složek napětí. Někdy se vlastnosti materiálu zjišťují pomocí jednoosého testu napětí. V tomto případě se k systému reálného napětí vztahuje kombinace šesti složek napětí do jediného ekvivalentního napětí. [15]

II. Posunutí (deformace v mm)

Deformace je míra napnutí objektu způsobená zatížením. Pomocí výsledků deformace se může stanovit, kde a do jaké míry lze součást ohnout. Také je možnost stanovení velikosti síly, která je potřebná k ohnutí o dané vzdálenosti. [15]

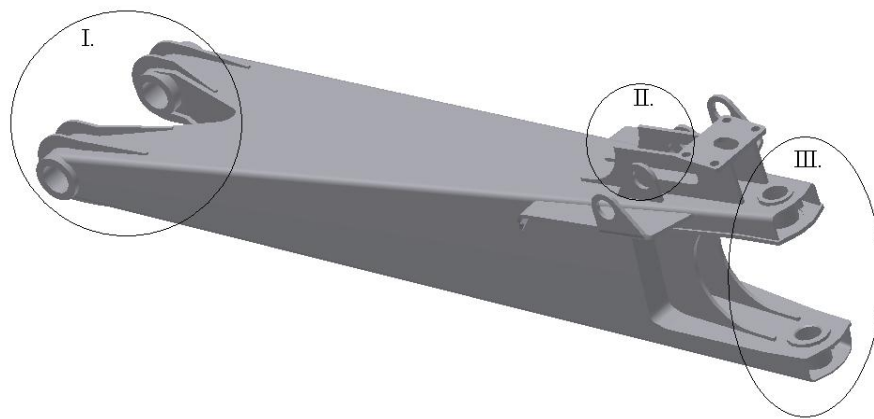
III. Součinitel bezpečnosti

Při použití meze kluzu může být koeficient bezpečnosti vypočítán jako poměr maximálního dovoleného napětí a ekvivalentního napětí (von-Mises). Musí být větší než 1, aby byl návrh přijatelný (méně než 1 znamená, že dochází k trvalé deformaci). Při používání meze únosnosti se k určení poměrů koeficientu bezpečnosti používá maximální hlavní napětí. [15]

Hlavní důraz je pak kladen na výsledné hodnoty napětí, konkrétně pak na napětí Von Mises. Výsledné napětí nesmí překročit dovolené napětí (mez kluzu) použitého materiálu. Součinitel bezpečnosti vychází z nastavených parametrů materiálu, tudíž je to pouze ukazatel dodržení zvolené bezpečnosti (v případě výsledné hodnoty bezpečnosti větší než 1).

6.3 Kritická místa součástí

Z předešlých zkušeností z mechaniky a pružnosti a pevnosti jsou místa, kde se dá očekávat výrazně větší napětí než v ostatních místech ramene, je tedy zapotřebí se na tyto místa více zaměřit a věnovat jim větší pozornost při vytváření výpočtové sítě. Jak již bylo zmíněno, tyto místa budou hlavně v místě uložení a v místě zatížení. Kritickými místy mohou také být hrany součástí, ostré úhly ploch nebo části průřezů, jež jsou významně oslabeny určitým vybráním.



Obr. 24 Označení kritických míst

Jako hlavní kritická místa budou brány místa uložení ramene. Pro snazší orientaci při konstrukčních úpravách inovovaného ramene jsou hlavní kritická místa rozdělena, označena a očíslována na předešlém obr. 24.

Z důvodů ponechání stejných parametrů použitých materiálů pro rameno (hlavně stejná síla plechu) je možné, že po vyřešení kritických míst se objeví vysoké napětí materiálu ještě v jiných místech ramene.

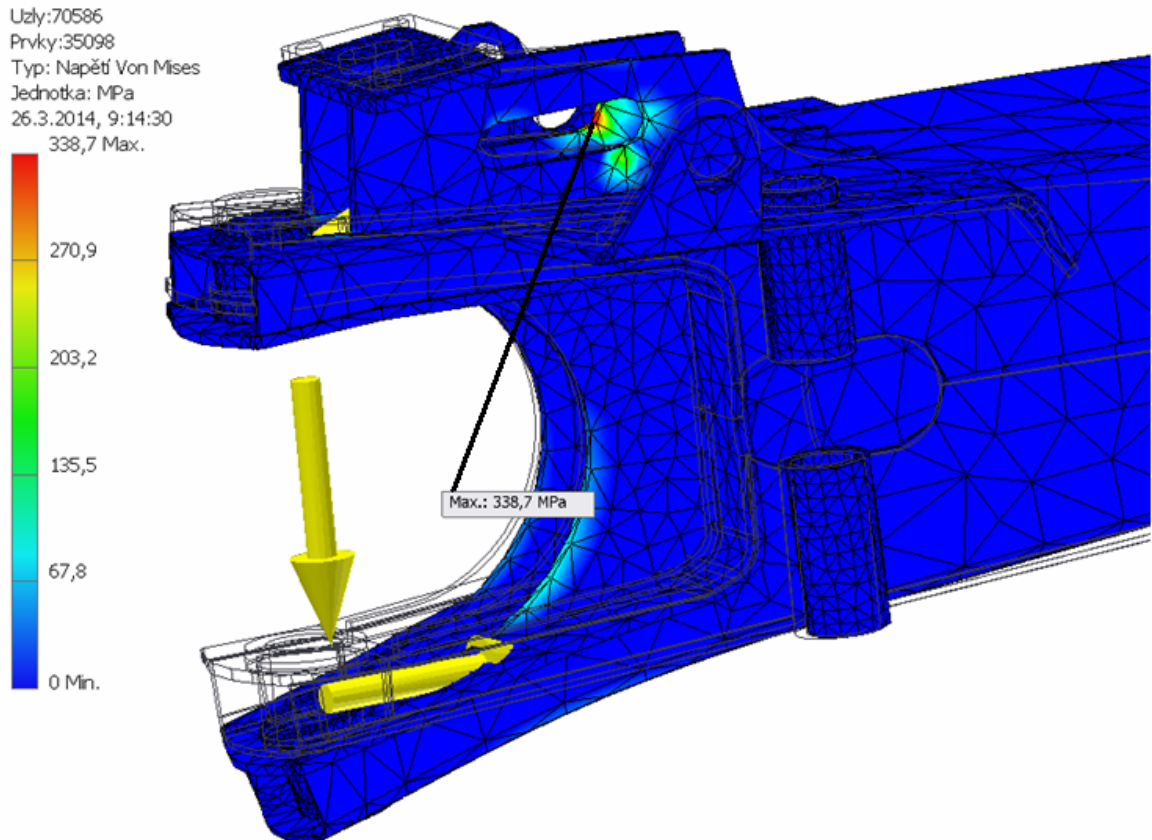
6.4 Konstrukční změny na základě výsledků pevnostní analýzy

Dle výsledků proběhlé analýzy (simulace) je za potřeby v případě vysokého napětí materiálu (součinitele bezpečnosti menšího než 1) provést konstrukční změny vedoucí ke snížení maximálního napětí v materiálu. Po provedených změnách je zapotřebí celou simulaci opakovat, spolu s aktualizací dotyků a sítě pro výpočet.

Cílem je dosažení nižších hodnot maximálního napětí v místech ramene než je napětí dovolené. Jelikož koeficient bezpečnosti je zahrnut již při výpočtu zatížení, stačí pro splnění zadání dosáhnout max. napětí nižšího než 460 MPa (mez kluzu). Dle požadavků výrobce (po předešlých zkušnostech), je stanovena vyhovující hodnota napětí na 350 MPa. Konstrukční změny jsou tedy prováděny až do doby, kdy je napětí ve všech místech vyhovující.

- **Počáteční pevnostní analýza inovovaného ramene**

Pevnostní analýza inovovaného ramene probíhala s automatickým nastavením hustoty sítě pro výpočet.



Obr. 25 Výsledky první analýzy v místě II.

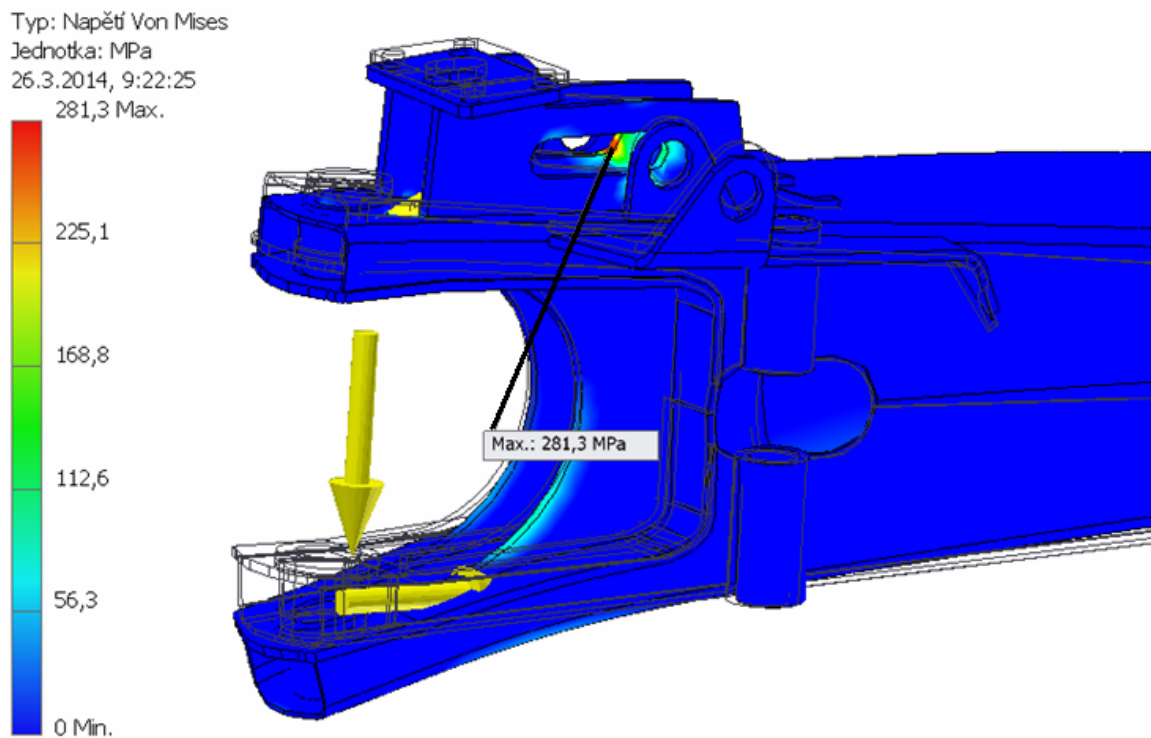
Maximální napětí 338,7 MPa bylo ve dvojici součástí pro uložení hydromotoru v místě II. Konkrétně pak přímo v místě uložení čepu spojující rám ramene s hydromotorem. Další výrazné napětí bylo ve výřezu, toho samého dílu, pro druhé rameno. Minimální součinitel bezpečnosti byl 1,36.

- **Konstrukční úprava výztuhy pro uložení hydromotoru**

Je tedy zapotřebí učinit konstrukční úpravu pro snížení napětí v dané součásti. Změna proběhla v několika fázích:

I. Zesílení plechu součásti z tloušťky 10 mm na 12 mm

Po konstrukční úpravě byla opět provedena pevnostní analýza. I přes zesílení plechu bylo stále největší napětí v dané součásti v místě II. (uložení čepu hydromotoru), napětí výřezu již kleslo na přijatelnou hodnotu.

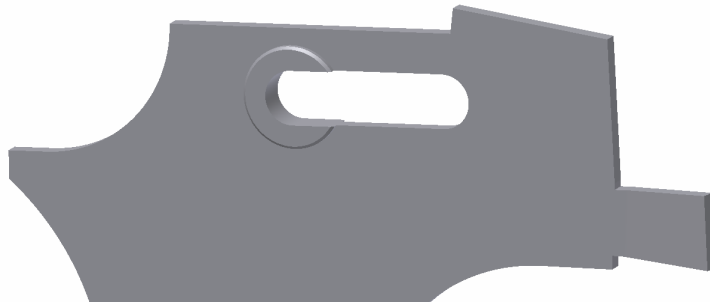


Obr. 26 Pevnostní analýza s detailem místa II.

II. Zesílení plechu součásti z tloušťky 12 mm na 14 mm

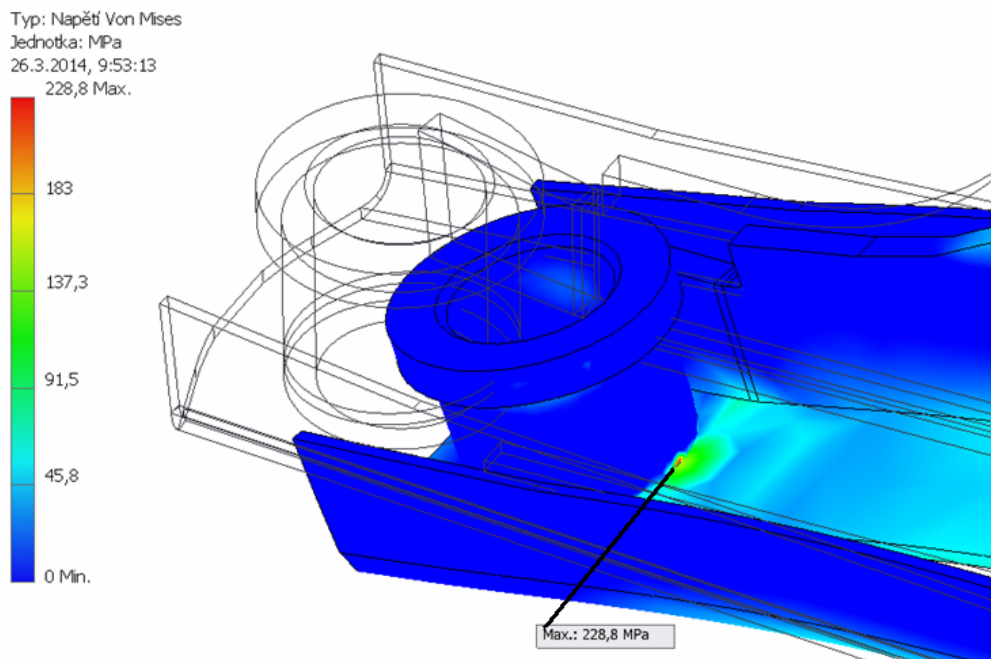
Výsledky další pevnostní analýzy ukázaly největší napětí opět ve stejném místě dané součásti. Nicméně snížení napětí nebylo úměrné provedené změně, tudíž byla změna vyhodnocena za zbytečnou (vysoká hmotnost a cena součásti) a tloušťka použitého plechu byla vrácena na 12 mm.

III. Vyztužení místa uložení čepu



Obr. 27 Konstrukční úprava v místě II.

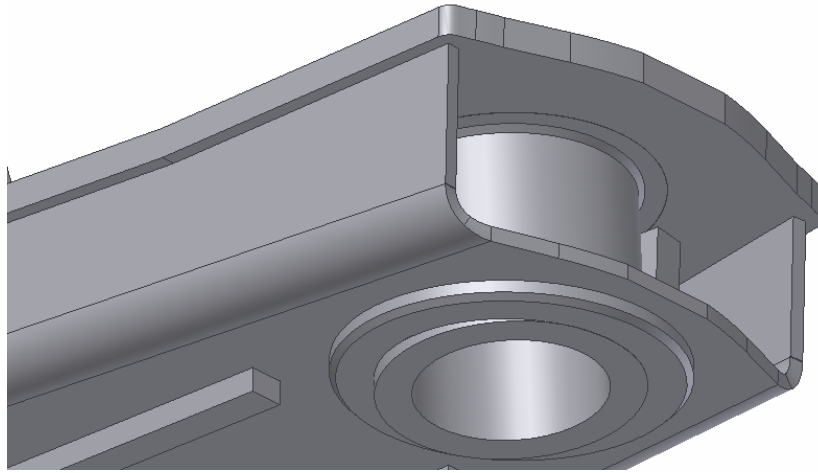
Před další analýzou byla provedena změna pro snížení napětí v místě uložení čepu (viz obr. 27); byly použity výpalky plechů tloušťky 6 mm pro zesílení plochy uložení čepu.



Obr. 28 Pevnostní analýza s detailem místa III.

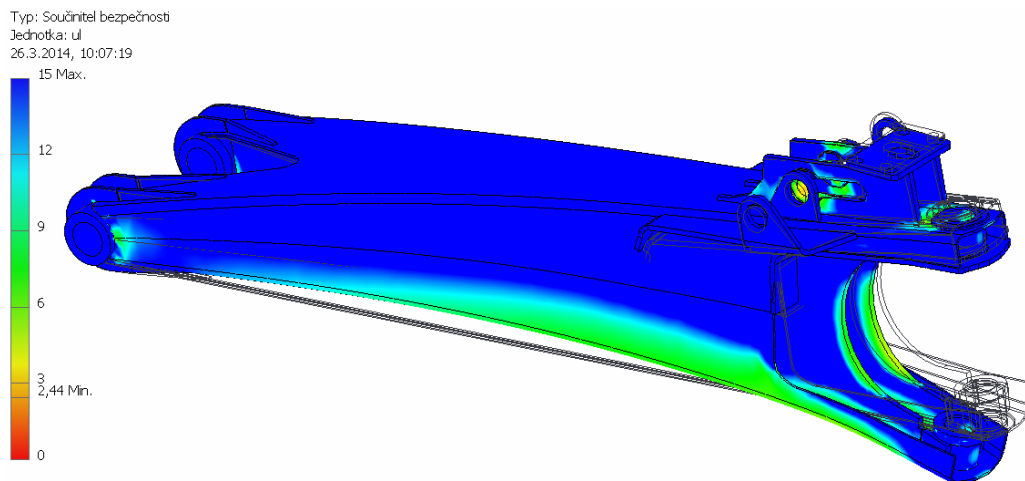
Po provedené pevnostní analýze již nebylo maximální napětí v dané součásti. Bylo v místě III (uložení druhé části ramene), jeho hodnota činila 228,8 MPa, nejnižší koeficient bezpečnosti pak byl 2,01.

- **Konstrukční úprava uložení druhé části ramene**



Obr. 29 Konstrukční úprava uložení III.

Další konstrukční změny tedy probíhaly v oblasti uložení druhé části ramene. Největší napětí bylo ve stykové ploše mezi pouzdem čepu a rámem ramene. Tato styková plocha tedy byla zvětšena pomocí prodloužení osazení pouzdra čepu o 6 mm a pomocí přidání kruhových výpalků plechu tloušťky 6 mm na rám ramene v místě uložení pouzdra. Následovala opět analýza s automatickou hustotou sítě.



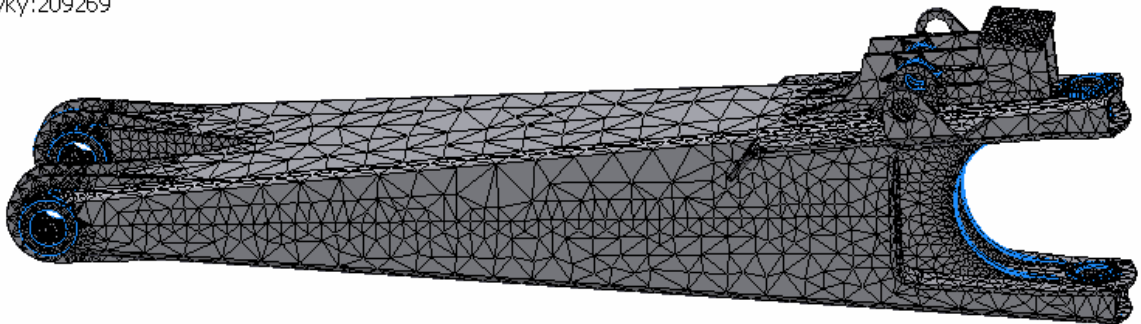
Obr. 30 Výsledek simulace po první části úprav

Hodnota maximálního napětí klesla na vyhovující hodnotu; 188,6 MPa. Minimální součinitel bezpečnosti pak má hodnotu 2,44.

- **Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místech uložení**

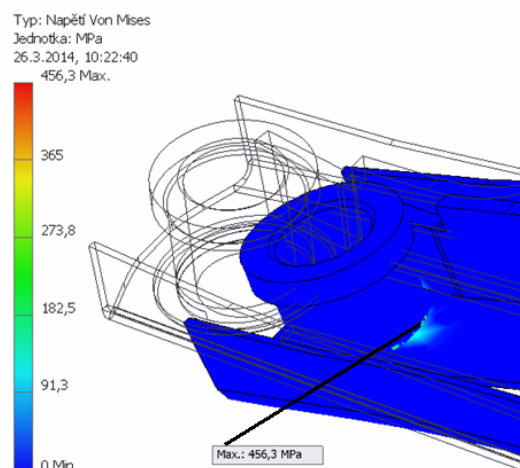
Další krok bylo zjemnění sítě v kritických místech, kde se čekalo vysoké napětí materiálu. Jedná se hlavně o místa uložení čepů. Malá hustota sítě může totiž způsobit potlačení (nezobrazení) některých místních napětí a způsobit tím havárii. Síť byla nastavena na velikost jednotlivých prvků 5 mm a byla aplikována na plochy a hrany v blízkosti míst pro uložení čepů.

Uzly:341977
Prvky:209269



Obr. 31 Místa zjemnění výpočtové sítě v kritických místech

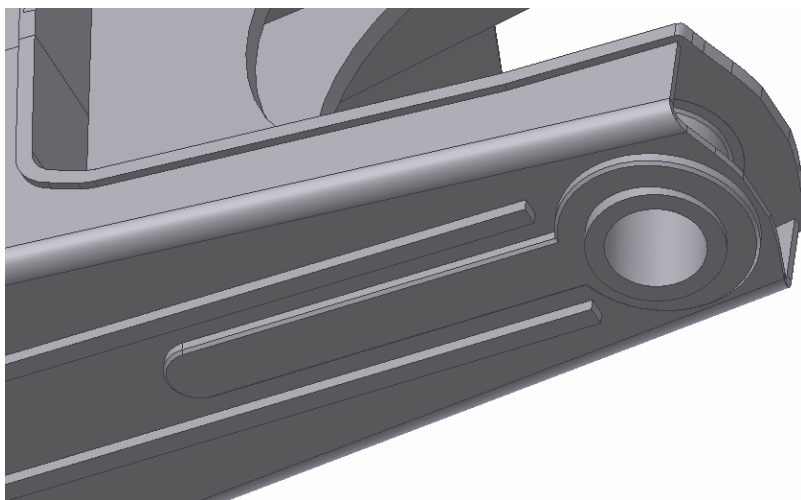
Následně byla opět provedena simulace modelu se stejnými parametry, ale se zjemněním sítě v kritických místech. Samotná simulace již byla pro PC značně náročnější, a to z důvodu rapidně většího počtu prvků (209269) a uzlů (341977), doba analýzy se značně prodloužila.



Obr. 32 Pevnostní analýza s detailem v místě III.

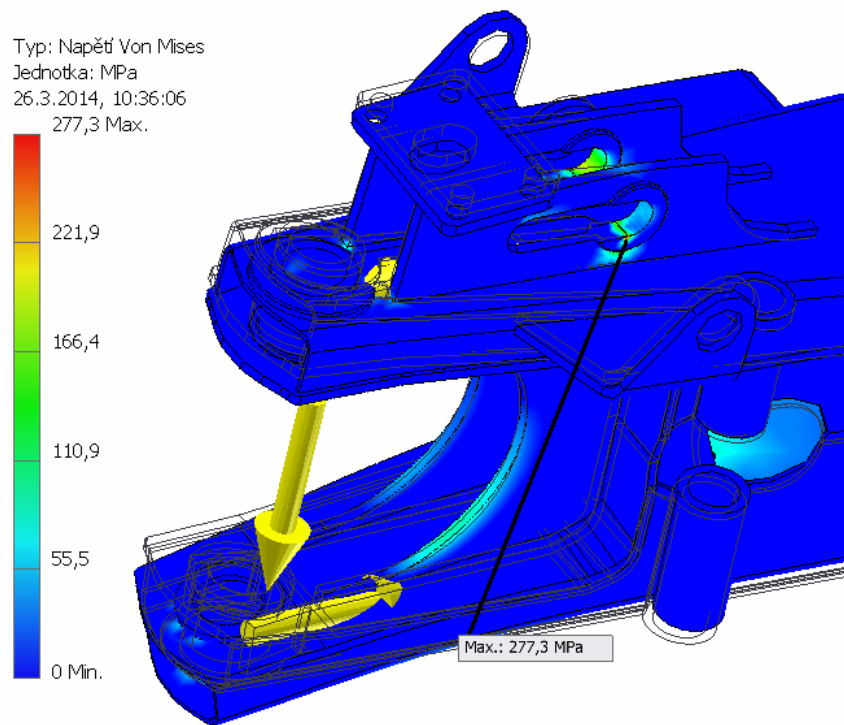
Zjemnění sítě mělo za následek zobrazení právě místních napětí v předpokládaných místech, jenž při menší hustotě sítě nebyly zobrazeny. Největší hodnota napětí byla opět v místě uložení druhé části ramene (III.); 456,3 MPa. Minimální koeficient bezpečnosti pak činil 1,01.

- **Konstrukční úprava uložení druhé části ramene**



Obr. 33 Konstrukční úprava uložení pouzder III.

Řešit se tedy opět musela styková plocha pouzdra a rámu ramene. Pouzdro bylo prodlouženo spolu se zesílením výpalku (na 8 mm) pro vyztužení rámu ramene. Pro ještě větší vyztužení samotného rámu, byl výpalek upraven a prodloužen až mezi plechy pro uložení hydromotoru. Posléze byla tedy provedena další simulace, stále se zjemněním sítě v kritických místech.

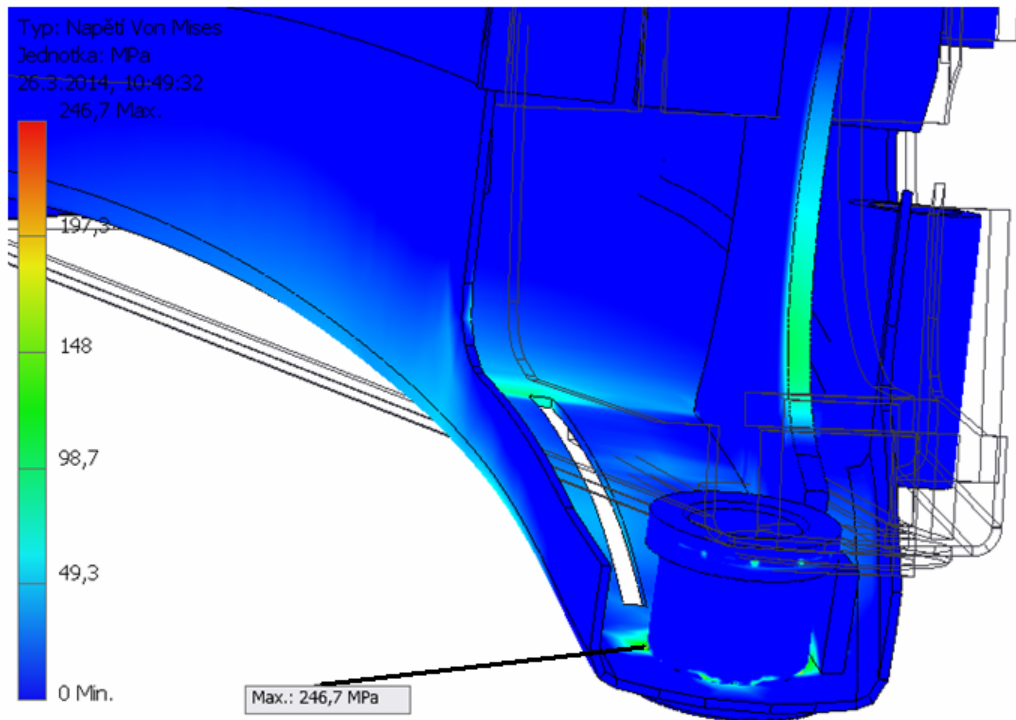


Obr. 34 Pevnostní analýza s detailem uložení II.

Maximální napětí bylo v tuto chvíli znovu, na již řešeném místě II., v oblasti uložení čepu pro hydromotor. Jeho hodnota byla 277,3 MPa, minimální součinitel bezpečnosti byl 1,66.

- **Konstrukční úprava výztuhy pro uložení hydromotoru**

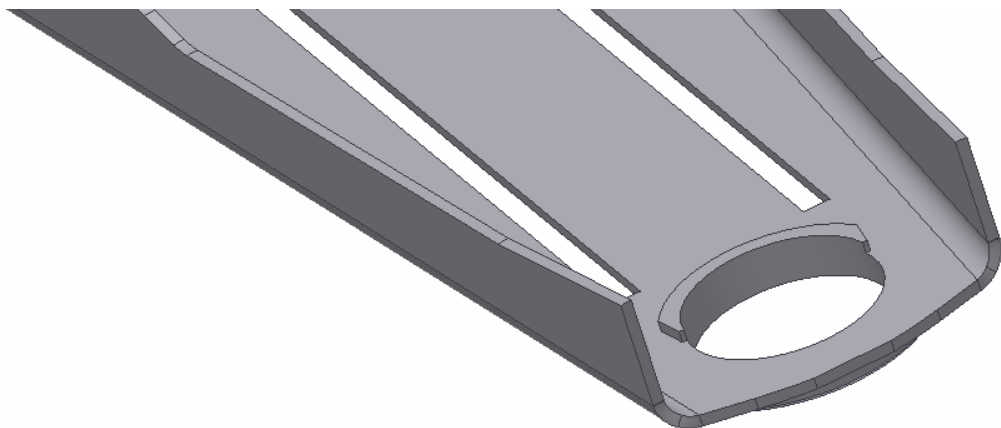
Kritické napětí bylo opět v místě uložení čepu pro hydromotor, kde již byla prováděna konstrukční změna po analýze s automatickou hustotou sítě. Úprava tedy spočívala v zesílení (na 10 mm) a zvětšení průměru výpalku. Vytvoření nové simulace pro konstrukčně pozměněný model.



Obr. 35 Pevnostní analýza s detailem uložení III.

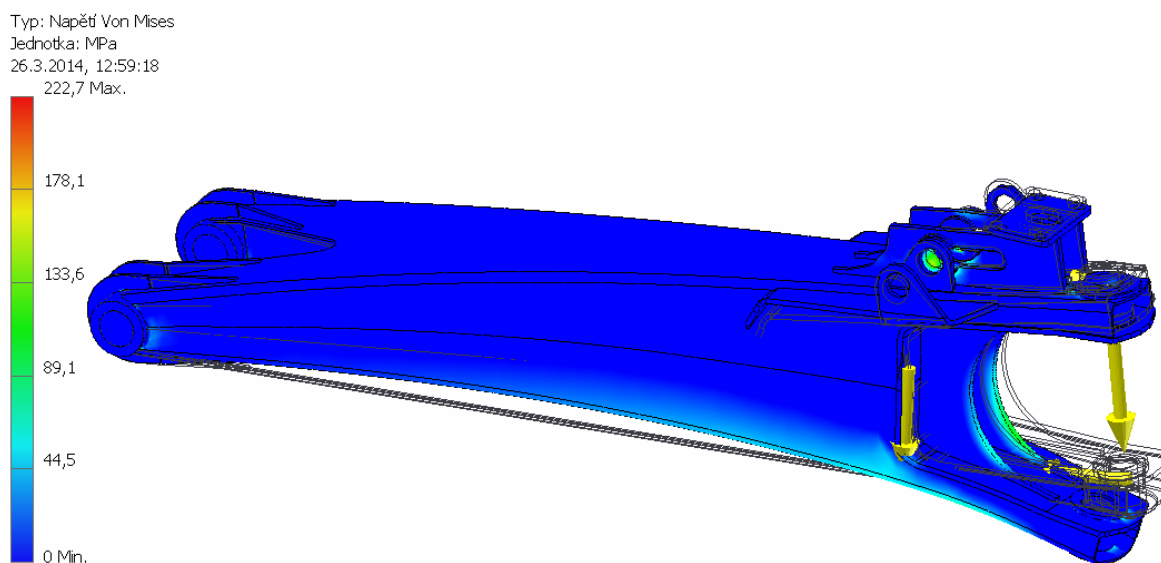
Po další konstrukční úpravě, se maximální napětí opět přesunulo do místa III. pro uložení čepu druhé části ramene, konkrétně pak na vnitřní hranu uložení pouzdra k rámu ramene. Maximální napětí bylo 246,7 MPa, místo s nejnižší hodnotou koeficientu bezpečnosti mělo hodnotu 1,86.

- **Konstrukční úprava rámu pro uložení druhé části ramene**



Obr. 36 Konstrukční úprava uložení III.

Simulace ukázala maximální napětí materiálu opět v místě uložení druhé části ramene, tentokrát však ve vnitřní části rámu ramene. Styková plocha mezi pouzdem a rámem ramene byla tedy opět zvětšena, bylo použito půlkruhového, mezi kružního výpalku (obr. 36), jenž sloužil v podstatě jako „zapření“ pouzdra čepu. Výpalek byl vytvořen z plechu o tloušťce 5 mm, následovala opětovná pevnostní analýza se shodným nastavením hustoty sítě jako v předchozích simulacích.



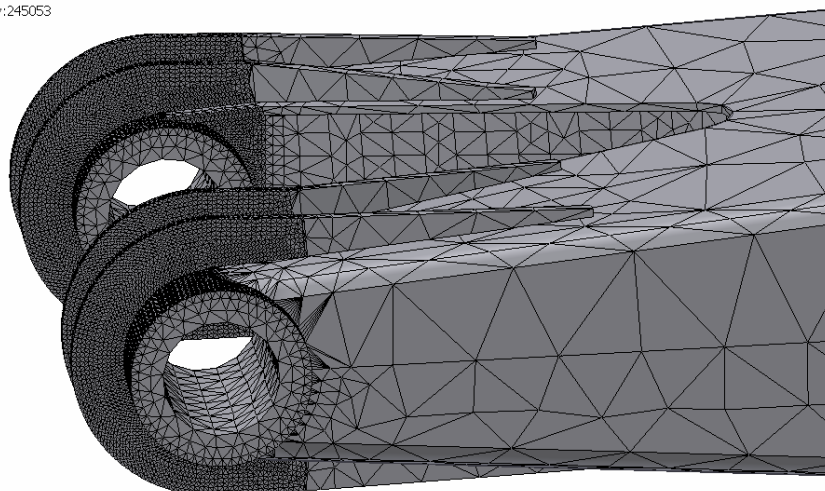
Obr. 37 Výsledek simulace po druhé části úprav

Hodnota maximálního napětí modelu se opět dostala na vyhovující hodnotu. Činila 222,7 MPa, minimální součinitel bezpečnosti pak byl 2,07.

- **Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě uložení rámu k rámu stroje**

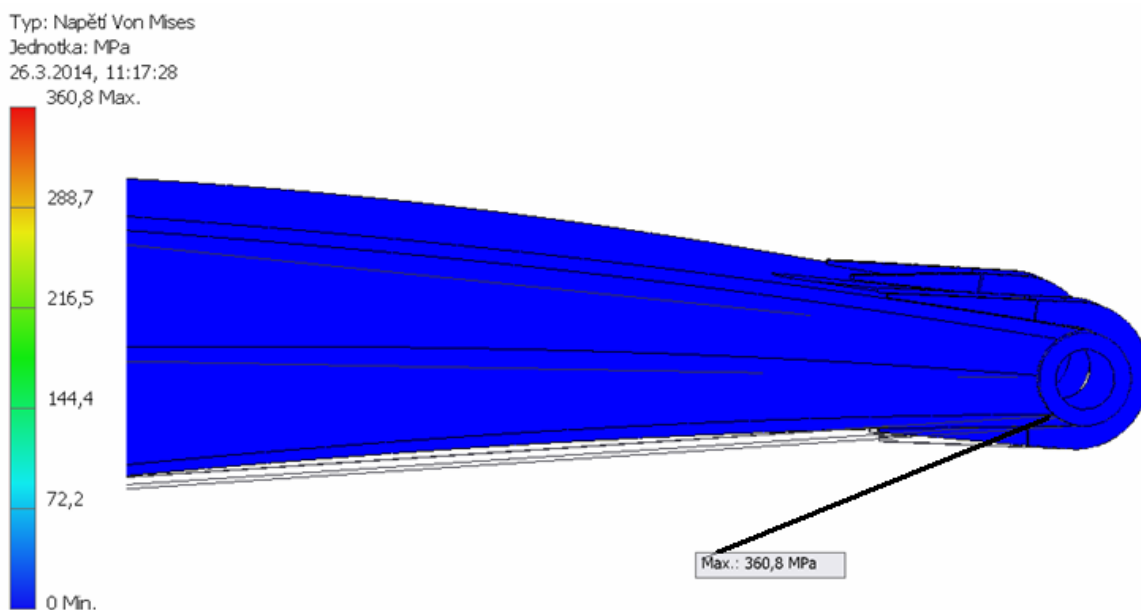
Pro ještě větší zpřesnění a zkvalitnění výsledků pevnostní analýzy, proběhlo další zjemnění sítě v kritických místech uložení ramene. Jak již bylo avizováno, zjemnění sítě sebou přináší mnohem větší počet prvků a uzlů sítě, tím pádem náročnost analýzy je podstatně náročnější pro PC. Tudíž další zjemnění sítě bude probíhat postupně pro jednotlivá kritická místa. První zjemnění sítě bylo aplikováno v místě I. na uložení ramene k rámu stroje.

Uzly:419109
Prvky:245053



Obr. 38 Zjemnění síť v místě uložení I.

Výpočtová síť byla nastavena na velikost prvků 3 mm. Byly vybrány vnitřní plochy pouzder čepů a všechny důležité hrany blízké oběma pouzdrům. Spuštěná analýza trvala značně delší dobu.

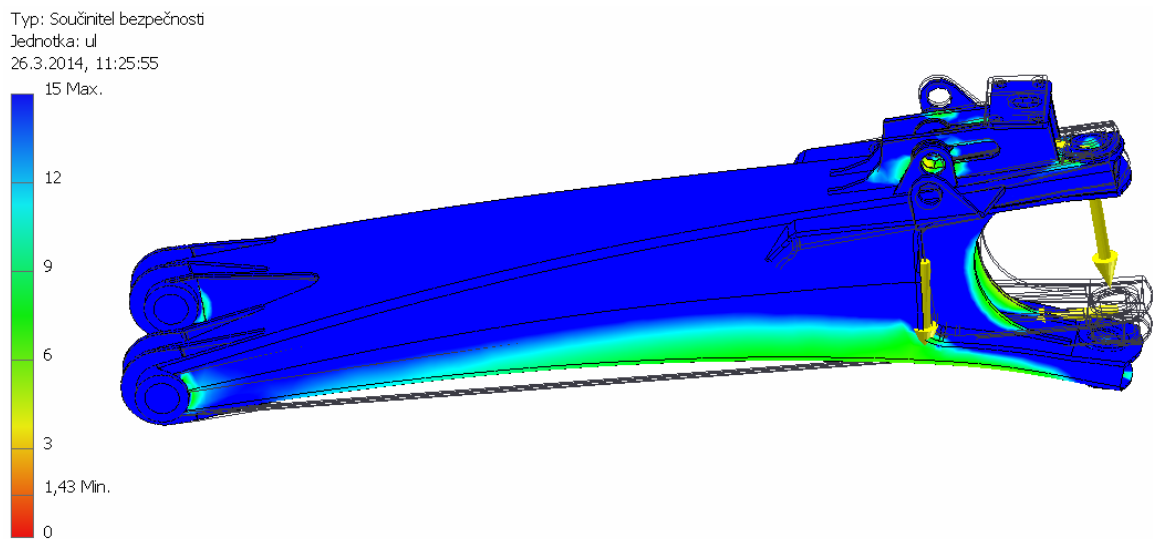


Obr. 39 Pevnostní analýza s detailem místa I.

Maximální napětí bylo evidováno v místě styku pouzder čepů s rámem stroje. Jeho hodnota byla 360,8 MPa, minimální součinitel bezpečnosti pak byl 1,27.

- **Konstrukční úprava uložení rámu ramene k rámu stroje**

Pro eliminaci vyhodnoceného maximálního napětí v materiálu bylo za potřeby zvětšení stykové plochy pro uložení pouzder pro uložení ramene k rámu stroje. Již vytvořené výztuhy, spojující pouzdra čepů s rámem stroje, byly tedy zesíleny na 10 mm a zároveň byly posunuty. Krajiní vzpěry byly posunuty co možná nejvíc k hraně ramene, vnitřní vzpěry byly pak podobně posunuty co možná nejbliže k vnitřní hraně výřezu ramene. Se shodným nastavením parametrů simulace byla provedena opětovná analýza.



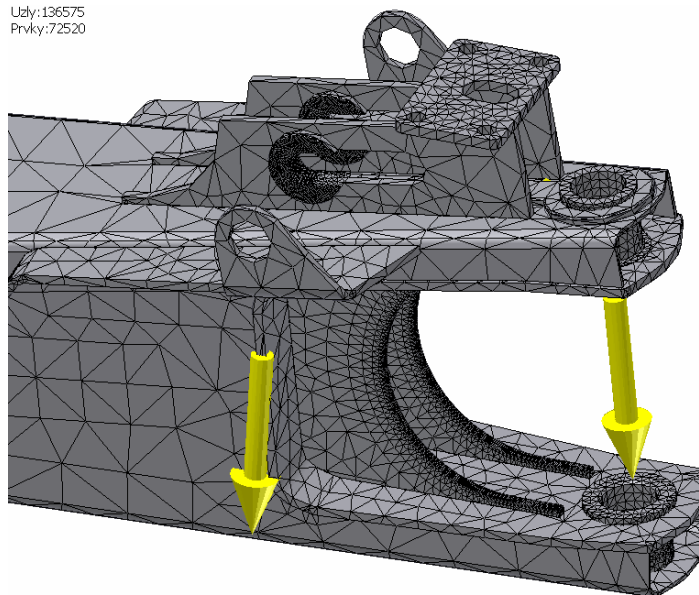
Obr. 40 Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě I.

Nejvyšší hodnota napětí byla shledána jako vyhovující; činila 320,7 MPa. Minimální součinitel bezpečnosti pak měl hodnotu 1,43. Následovalo tedy další zjemnění sítě v ostatních kritických místech ramene.

- **Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě uložení hydromotoru**

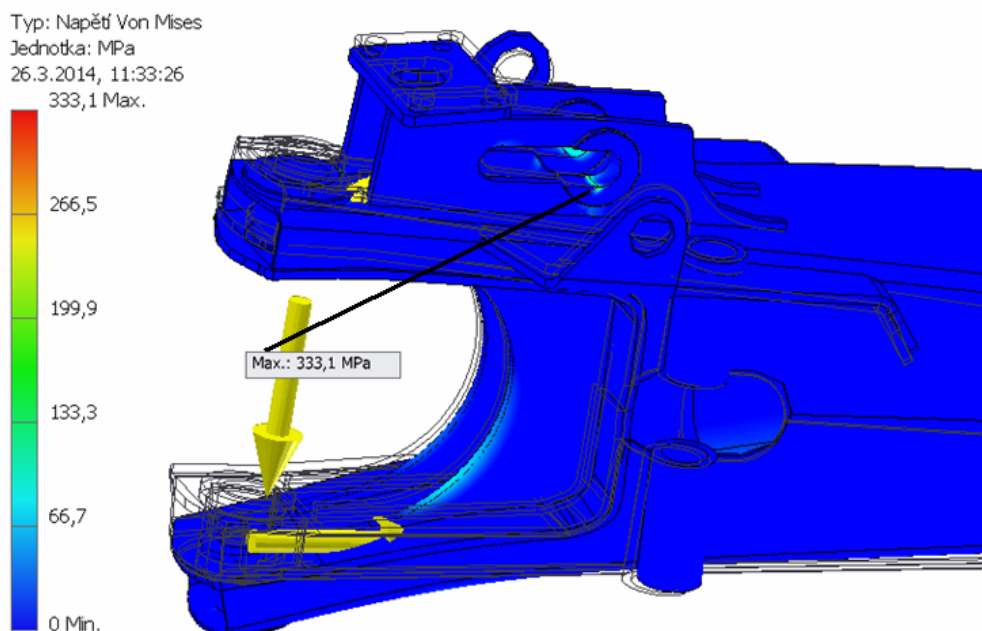
Po zobrazení vyhovujícího napětí v místě uložení ramene k rámu stroje, bylo nastavení sítě opět vráceno na automatické. Následující zjemnění sítě je v místě II.; uložení hydromotoru k rámu ramene.

Uzly:136575
Prvky:72520



Obr. 41 Zjemnění sítě v místě II.

Velikost prvků sítě byl shodně nastaven na 3 mm, a to na ploše v místě kontaktu čepu hydromotoru s plechovou součástí, jemu přilehlých hran a na plochu a hrany výřezu pro druhou část ramene. S tímto nastavením sítě a shodným nastavením ostatních parametrů proběhla další pevnostní analýza.

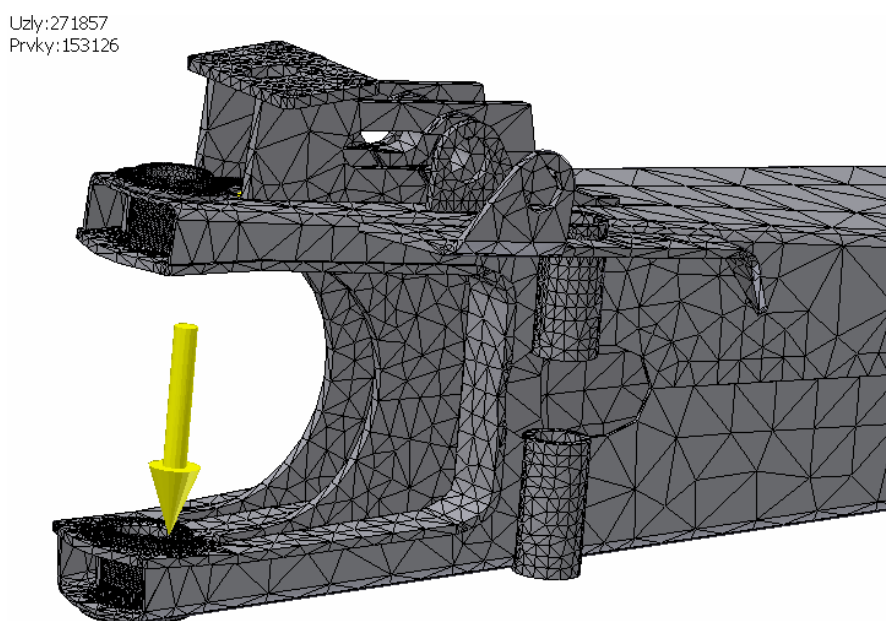


Obr. 42 Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě II.

Analyzované maximální napětí bylo vyhovující; 333,1 MPa. Pro jeho snížení proběhla ještě konstrukční úprava spočívající ve zvětšení průměru výztuh uložení čepu; tato změna ale neměla výraznější dopad na snížení napětí, tudíž byl rozměr výztuhy vrácen na původní. Minimální součinitel bezpečnosti pak činil 1,38.

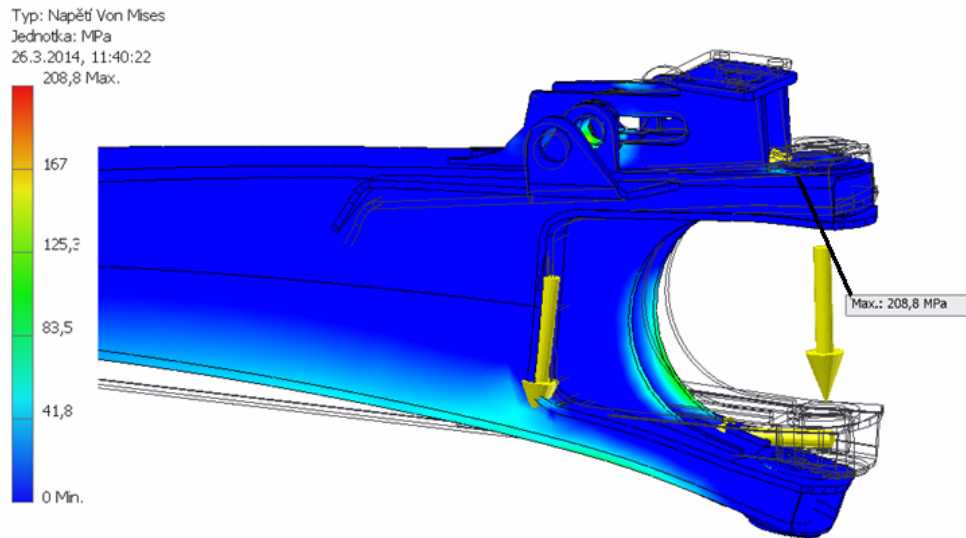
- **Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě uložení druhé části ramene**

Poslední zjemnění sítě proběhlo v oblasti III, tedy v místě uložení druhé části ramene.



Obr. 43 Zjemnění sítě v místě I.

Velikost prvků byla opět nastavena na 3 mm, ostatní parametry nastavení analýzy pak byly zachovány. Místa se zjemněním výpočtové sítě byly vnitřní plochy a hrany pouzder čepů pro uložení druhé části ramene, plochy výztuh pro uložení pouzder a všechny jim přilehlé hrany. S takto nastavenými parametry proběhla jedna z posledních pevnostních analýz.

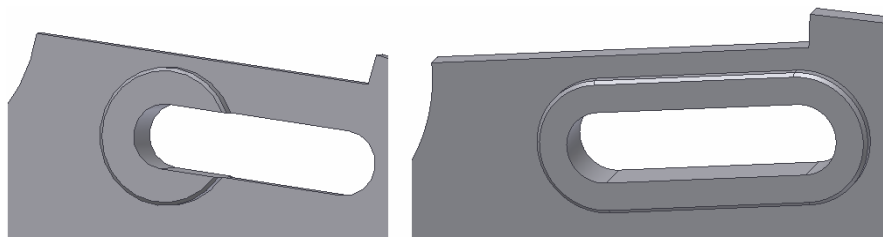


Obr. 44 Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě III.

Hodnota maximálního napětí je vyhovující; činí 208,8 MPa, minimální koeficient bezpečnosti má pak hodnotu 2,2.

○ **Konstrukční úprava uložení čepu přímočarého hydromotoru**

Ještě před poslední prováděnou pevnostní analýzou je zapotřebí provedení jedné konstrukční změny (viz *obr. 45*) pro zaručení funkčnosti uložení ramene. Konkrétně je nutné upravit výztuhu v místě II. pro uložení čepu spojující rám s přímočarým hydromotorem.

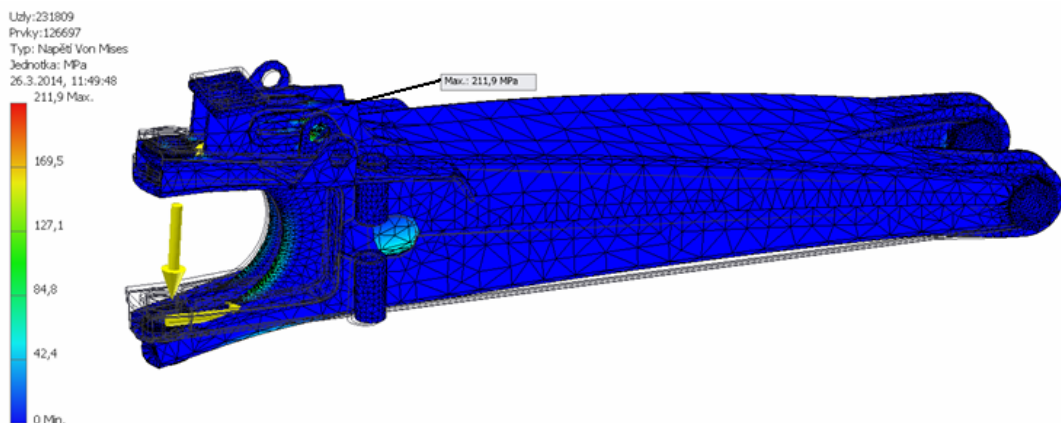


Obr. 45 Konstrukční úprava uložení II.

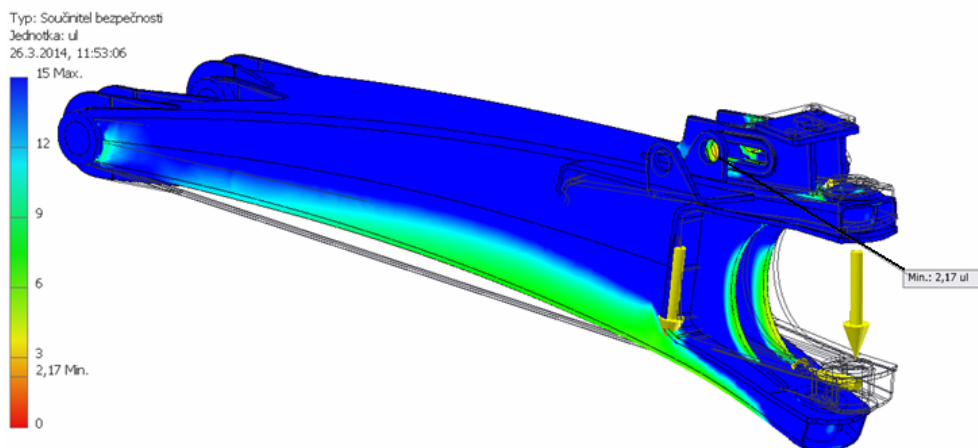
Při dosavadním řešení by totiž hrozilo, že při tangenciálním posunutí čepu (při pracovní poloze) by mohlo dojít k axiálnímu posunutí čepu a tím k vychýlení zajištění čepu. Následně by při změně polohy rotoru na polohu „na úvrati“ mohlo dojít ke kolizi v místě uložení čepu. Proto je zapotřebí výztuhu aplikovat na celou délku uložení pro čep.

- **Finální pevnostní analýza s částečným zjemněním sítě**

Všechny tři hlavní kritická místa modelu, tedy všechny místa uložení, byla postupně zkontrolována s nastavením sítě o velikosti prvku 3 mm. Jelikož zvolený PC pro pevnostní analýzu inovovaného ramene nedokáže analyzovat model se zjemněním sítě (velikosti prvku 3 mm) ve všech třech kritických místech najednou, bude finální pevnostní analýza provedena s automatickým nastavením rozměru sítě pro celý model a se zjemněním sítě na velikost prvku 5 mm v kritických místech ramene.



Obr. 46 Finální pevnostní analýza se zobrazením Napětí Von Mises

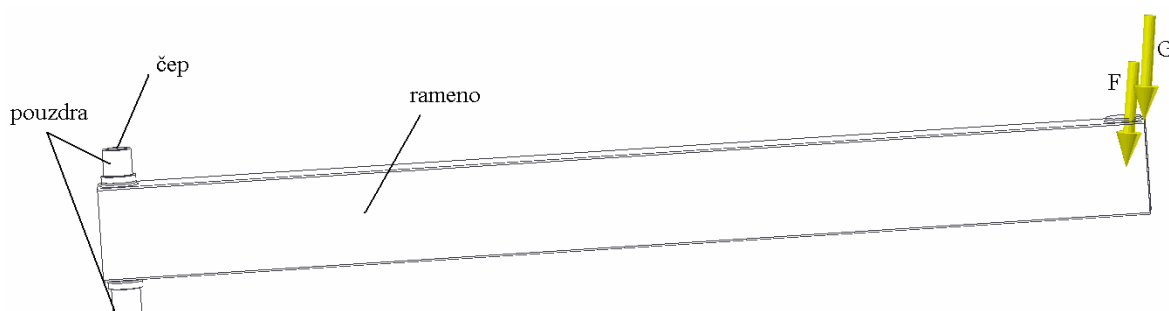


Obr. 47 Finální pevnostní analýza se zobrazením Součinitele bezpečnosti

Finální simulace zobrazila maximální napětí materiálu v místě II, jeho hodnota byla 211,9 MPa. Minimální součinitel byl tudíž v tom samém místě a měl hodnotu 2,17.

7. Výpočet vybrané součásti klasickými metodami

Dalším bodem práce je porovnání výsledků metody konečných prvků s výsledky klasických metod (výpočty pomocí základních metod pružnosti a pevnosti). Zvolenou součástí pro porovnání výsledků je čep, spojující hlavní díl ramene (inovovaná část) s druhou částí ramene. Čep, o průměru 60 mm, je vymodelován a sestaven s pouzdry pro uložení přesně tak, jak je tomu v sestavě částí ramen (viz *obr. 48*). Zatížen, je pak pomocí rámu představující zbylé dvě části ramene, o stejné vzdálenosti místa zatížení.



Obr. 48 Schéma zatížení čepu pro uložení III.

7.1 Výpočet klasickými metodami

Daná součást je nejdříve počítána klasickými metodami. Pro výpočet jsou použity výsledné hodnoty reakcí při výpočtu zatížení hlavní části ramene (viz *příloha č. 1*).

Z důvodu zalícování celé délky čepu v pouzdrech ramen, není nutné počítat daný případ na ohyb. Ohyb je totiž v daném případě v podstatě nemožný. Výpočet je tedy proveden na stříh a na tlak. [7]

○ Výpočet na stříh [7]

Hlavním parametrem pro výpočet je maximální střížná síla působící na čep. Z výpočtů reakcí pak vyplývá, že je to reakce v dolní části uložení čepu R_{Bx} . Tudíž střížná síla $F = R_{Bx}$.

Dáno :

$$F = 154700 \text{ N}$$

$$d_{\varepsilon} = 60 \text{ mm}$$

Výpocet

$$\tau_s = \frac{F}{S_s} = \frac{F}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$\underline{\underline{\tau_s = 54,7 \text{ MPa}}}$$

Výsledná hodnota napětí ve střihu je 54,7 MPa.

○ **Výpočet na tlak [7]**

Čep je zapotřebí zkontrolovat také na tlak (otlačení). Jako max. síla bude opět použita reakce R_{Bx} , jako otlačovaná plocha bude vnitřní plocha pouzdra o výšce 92 mm.

Dáno :

$$F = 154700 \text{ N}$$

$$d_{\varepsilon} = 60 \text{ mm}$$

$$l_p = 92 \text{ mm}$$

Výpocet :

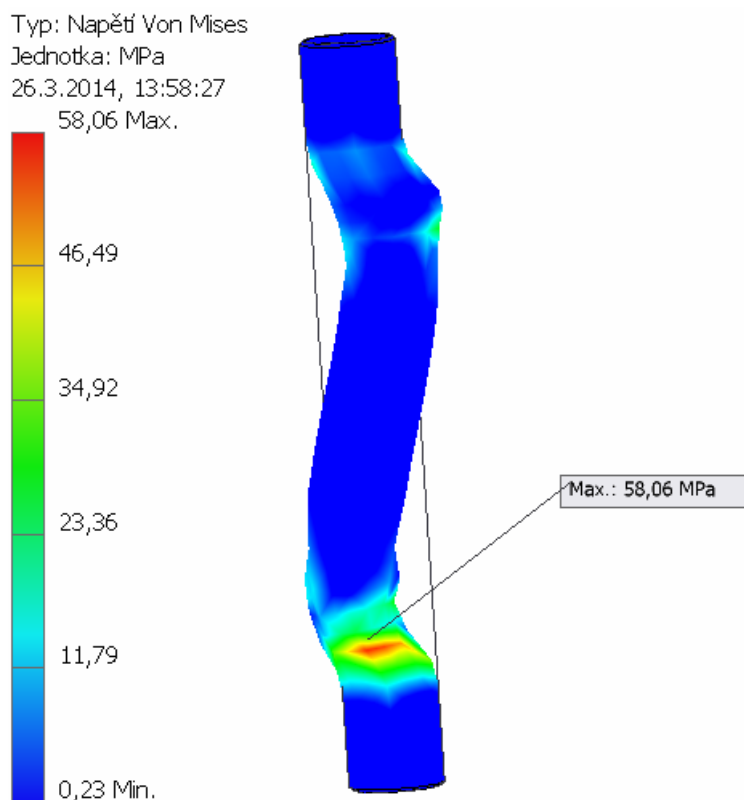
$$P = \frac{F}{S_o} = \frac{F}{l * d}$$

$$\underline{\underline{P = 28 \text{ MPa}}}$$

Výsledná hodnota tlaku je tedy 28 MPa.

7.2 Výpočet pomoci metody konečných prvků

Hlavní zatížení daného případu je od tíhy rotoru. Samozřejmostí je zahrnutí vlastní tíhy ramene. Velikost zatížení vychází z hmotnosti rotoru s koeficientem bezpečnosti 2. Hodnota zatížení je tedy 14 715 N v místě uložení rotoru. Hmotnost, vytvořeného rámu představující zbylé dvě části ramene, je shodná se skutečnou hmotností obou ramen. Oba směry zatížení jsou pak pomocí pracovních rovin odkloněny o 8° (viz. obr. 48). Vazby jsou pevné v místech vnějších ploch pouzder uložení.



Obr. 49 Pevnostní analýza čepu uložení III.

Hodnota maximálního napětí tedy činí 58,06 MPa.

7.3 Výsledné srovnání výpočtů

Srovnávanými výsledky zvolené součásti mechanismu je tedy napětí materiálu ve stříhu, viz. *tab. 2*. Srovnává se výsledek výpočtu pomocí základních metod pružnosti a pevnosti a výsledek výpočtu pomocí metody konečných prvků.

Tab. 2 Srovnání výsledků výpočtů napětí

Metoda výpočtu	Klasické metody	MKP
Napětí ve stříhu [MPa]	54,7	58,1

Z výsledků srovnání je patrné, že byly obě metody správně použity. Dokládá to téměř zanedbatelný rozdíl výsledků 3,4 MPa. Rozdíl výsledků může být ovlivněn několika faktory, přesnost zadání zatížení (výpočet reakcí), zaokrouhlování průběžných výsledků atd.

8. Výsledky a diskuze

Výsledkem práce je tedy inovovaná hlavní část předního ramene, čtyřrotorového shrnovače píce, pro osazení rotory o průměru 3,7 metru. Pro kompletní inovaci celého ramene je tedy ještě zapotřebí inovace druhé a třetí části ramene. Inovace sebou přinesla řadu zajímavých výsledků a také nemalé množství problémů.

8.1 Výsledky MKP

Následující tabulka (*tab. 3*) zobrazuje průběžné výsledky (hodnoty) maximálního napětí v materiálu a minimálního koeficientu bezpečnosti během dílčích úprav prováděné pevnostní analýzy.

Tab. 3 Průběžné výsledky pevnostní analýzy

Simulace; Konstrukční úprava [velikost prvků sítě v mm]	Počet:		Výsledky	
	prvků	uzlů	Max. napětí [MPa]	Min. koe. bezpečnosti [-]
První pevnostní analýza	35098	70586	338,7	1,36
Úprava uložení II.	34494	69349	281,3	1,64
Úprava uložení II. (2)	34852	70114	228,8	2,01
Úprava uložení III.	37826	75858	188,6	2,44
Zjemnění sítě v kritických místech [5]	209269	341977	456,3	1,01
Úprava uložení III. (2)	217851	356895	277,3	1,66
Úprava uložení II. (3)	221137	365539	246,7	1,86
Úprava uložení III. (3)	223738	366288	222,7	2,07
Zjemnění sítě v místě I. [3]	245053	419109	360,8	1,27
Úprava uložení I.	293300	491946	320,7	1,43
Zjemnění sítě v místě II. [3]	72520	136575	333,1	1,38
Zjemnění sítě v místě III. [3]	153126	271857	208,8	2,20
Finální pevnostní analýza se zjemněním sítě v kritických místech [5]	126697	231809	211,9	2,17

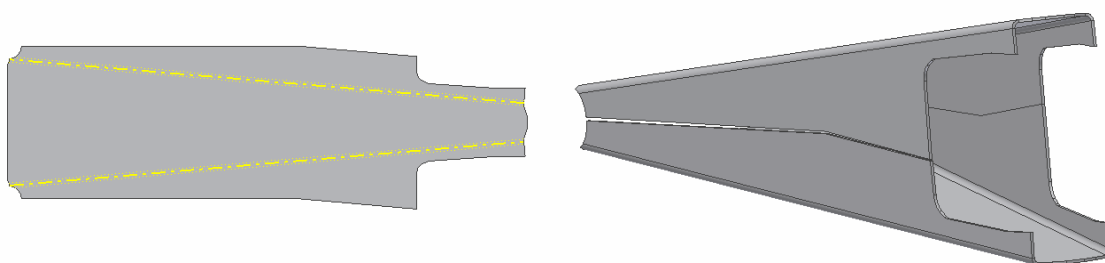
Z tabulky je velice zřejmý a patrný rozdíl výsledků maximálního napětí při změně hustoty sítě (označený čarou v tabulce). Jak již bylo v předchozích kapitolách zmíněno, hlavní podíl na tom má rapidní nárůst počtu prvků a uzlů. Nejviditelnější změna je právě při úpravě sítě v pátém kroku, kdy se počet prvků a uzlů téměř zpětinasobil. Děje se tak z důvodu možného skrytého vnitřního napětí, které při malé hustotě výpočtové sítě nemusí být analyzováno.

8.2 Diskuze

V průběhu vypracování celé práce nastalo několik problémů a potíží. Hlavním problémem bylo samotné vymodelování inovovaného ramene.

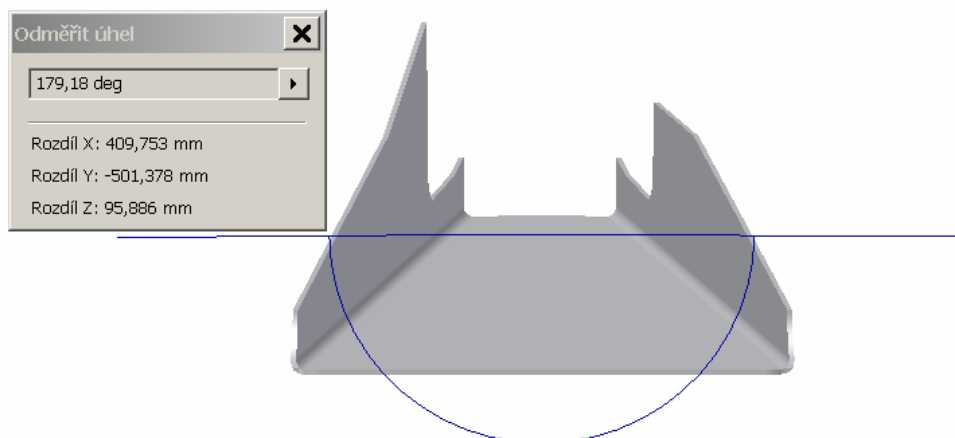
o Modelování

K nejzákladnějšímu problému došlo již při vytváření základního plechu rámu ramene, viz *obr. 50*. Plech byl modelován v rozvinutém tvaru, následně byl dvakrát ohnut pomocí nástroje „Ohnutí“ o 90°.



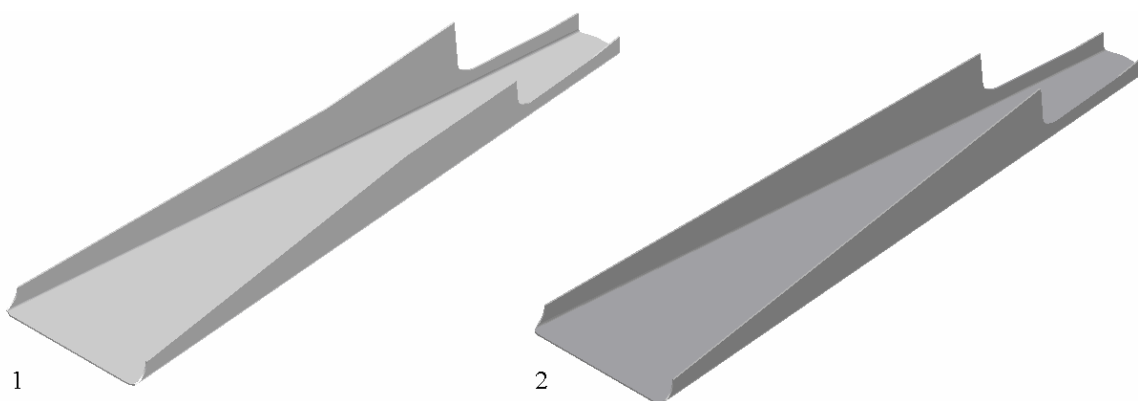
Obr. 50 Zobrazení chyby programu na daném plechu v sestavě

Problém se projevil až při sestavování dvou totožných plechů, kdy se ukázal problém v úhlu ohnutí. Při odměřování pravých úhlů ohnutého plechu program na všech místech zobrazuje 90°. Až při změření úhlů dvou ploch (*obr. 51*), jež mají být rovnoběžné, program zobrazuje nesprávný úhel 179,18 °.



Obr. 51 Chyba programu v pravoúhlém ohnutí plechu

Tento problém se nepodařilo vyřešit. Po konzultacích s mnoha odborníky je tento problém označen jako chyba programu. V práci proto musela být provedena konstrukční změna tvaru plechu na symetrický (*obr. 52*), jež daný problém vyřešila pouze částečně. Problémové plochy jsou stále nerovnoběžné, nicméně narozdíl od předešlého řešení jsou odkloněné po celé délce plochy o stejný úhel, a tak je možné je „zavazbit“. Při „vazbě“ modelu musely tedy být vybrány hrany plechů, nikoli plochy, přičemž jsou plechy v překrytí v řádech desetin milimetru.



Obr. 52 Nutná změna tvaru plechu

1 – nesymetrický tvar plechu; 2 – symetrický tvar plechu

Výsledkem chyby je tedy fakt, že v programu Autodesk Inventor pro sestavení dvou totožných plechů nemůže být ohýbaný plech nesymetrický.

○ **Výpočet pomocí MKP**

Při pevnostní analýze inovovaného ramene bylo shledáno několik nedostatků u modulu Ansys. Je více než zřejmé, že modul je velmi úzký a obecný. Hlavním nedostatkem je zřejmě nemožné analyzování složitějších sestav, stejně tak jako zahrnutí vazeb mezi jednotlivými komponenty. Hlavně z tohoto důvodu musely být vypočteny reakce na hlavní část ramene od známého zatížení na konci celého ramene a analyzovat tak samotnou část ramene. Další jeho nedostatky byly při nastavování parametrů pro samotnou pevnostní analýzu.

Významným nedostatkem je také velmi úzké informační zajištění modulu v programu Autodesk Inventor. V knize k samotnému programu Autodesk Inventor Professional 2012 není napsáno nic víc, než je uvedeno přímo v nápovědě programu.

Volba modulu Ansys pro provedení pevnostní analýzy dané součásti byla velmi nevhodná. Pro zjištění správných výsledků muselo být tedy použito více kroků a přebytných operací. Modul byl vybrán z důvodu studentské licence od Autodesku, jiný program obsahující pevnostní analýzu se studentkou licencí bohužel na trhu není.

○ **Výsledky MKP**

Výsledky pevnostní analýzy prodlouženého ramene pro danou polohu, při použití materiálů stejných parametrů, vypovídají o tom, že současné rameno je zřejmě předdimenzované. Inovované rameno bylo nejen prodloužené, ale zároveň na něj působí větší zatížení. Samozřejmě je také zapotřebí brát v potaz fakt, že rameno bylo počítáno na polohu stroje v úvrati, při zbylých polohách můžou být výsledky značně rozdílné (z důvodu působení zatížení rozdílnými směry). Nicméně tyto aspekty sebou nepřinesly významnější kolize, tudíž nebylo zapotřebí provádění výraznějších konstrukčních úprav navrženého modelu ramene.

Nejdůležitější a nejvýznamnější výsledky navrženého modelu přináší až samotné testování prototypu, které samozřejmě přichází až po výpočtech modelu v 3D. Je tedy očekávané, že významné problémy a nedostatky ukáže až samotné testování prototypu inovovaného stroje.

8.3 Splnění cílů práce

a) Inovace části předního ramene

Požadovaná inovace hlavní části předního ramene (prodloužení o 30 cm) byla splněna, viz kapitola 6.1, pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2012. Model ramene byl vymodelován dle parametrů materiálu současného ramene.

b) Pevnostní analýza navrženého modelu

Inovované rameno bylo ve stejném programu pevnostně analyzováno. Výsledky jednotlivých analýz byly dále zpracovány. Postup provádění pevnostní analýzy je uveden v kapitole 6.2.

c) Konstrukční úpravy pro splnění zadaných hodnot

Na základě výsledků MKP byla provedena řada konstrukčních úprav vedoucí ke snížení napětí v materiálu součástí inovovaného ramene. Konstrukční úpravy probíhaly až do doby, kdy byly výsledné hodnoty vyhovující zadání. Popis změn je v kapitole 6.4.

d) Porovnání dvou početních metod

Porovnání výsledků dvou početních metod probíhalo na čepu spojujícím hlavní části ramene. Nejdříve byl proveden výpočet pomocí zásad pružnosti a pevnosti, posléze pak byla provedena pevnostní analýza pomocí MKP totožné součásti. Výsledky výpočtů pak byly porovnány v kapitole 7.3.

9. Závěr

Používaný systém a mechanismus shrnovačů se s vývojem doby mění. Mění se hlavně jeho pracovní záběr. V době našich předků byl samotný vynález shrnovače velkou událostí, eliminoval tehdy mnoho ruční pracovní síly s „hráběmi“. Po vynálezu shrnovače se hodně laborovalo s jejich mechanismy. Dnes je hlavním parametrem jejich pracovní záběr. Doba si žádá vysokovýkonné stroje, tudíž musí také vznikat vysoce výkonné shrnovače. A právě pracovním záběrem, pro zvýšení výkonu shrnovače pícnin, se tato práce zabývala.

V práci je provedena inovace hlavní části předního ramene rotoru čtyřrotorového shrnovače pícnin. Inovace spočívala ve vymodelování nového konceptu ramene, kde došlo k jeho prodloužení o 30 centimetrů, spolu s následnou pevnostní analýzou navrženého ramene. Díky několika vhodným konstrukčním úpravám, na základě výsledků výpočtu pomocí MKP, se podařilo rameno upravit tak, aby vyhovovalo všem zadaným parametrům a hodnotám. Součinitel bezpečnosti byl volen již v samotném zatížení, kdy byla hodnota zatížení zdvojnásobena. Druhým zadaným parametrem pak byla stanovená hodnota meze kluzu, jež byla ještě po dohodě s výrobcem upravena na nižší hodnotu. Výsledné napětí materiálu tudíž nesmělo přesáhnout stanovenou hodnotu. Po všech potřebných konstrukčních změnách následovaly ještě úpravy z hlediska funkčnosti mechanismu.

Dalším bodem práce bylo srovnání dvou výpočetních metod pro zjištění napětí v materiálu vybrané části mechanismu. Vybranou součástí byl čep spojující části ramene, uložený na konci inovovaného ramene. Čep byl zatížen na základě výsledných reakcí, které byly v práci již dříve zjištěné. Výsledkem srovnání je rozdíl ve výsledných napětí v materiálu 3,4 MPa. Tento výsledek je v rámci zjednodušení u klasické metody a nepřesností u metody konečných prvků odpovídající.

Pro dokončení kompletní inovace shrnovače je tedy ještě zapotřebí inovovat zbylé části předního ramene, kompletně pak zadní rameno a v neposlední řadě celý rám stroje, jenž bude zřejmě muset být výškově stavitelný. Potřebné změny jsou uvedeny v mé bakalářské práci, z níž celá inovace shrnovače vychází.

Seznam použité literatury:

- [1] Bathe, K. J.: Finite Element Procedures, Prentice Hall, 1995
- [2] Courant, R.: Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations, Bull. Amer. Math. Soc., 49, 1943, pp.1-23
- [3] Rektorys, K.: Variační metody v inženýrských problémech a v problémech matematické fyziky, Academia Praha, 1999, ISBN 80-200-0714-8
- [4] Petrů, M., Novák, O., Herák, D., Simanjuntak, S.: Finite element method model of the mechanical behaviour of *Jatropha curcas* L. seed under compression loading, Biosystems Engineering, Vol.111(4), 2012, pp.412-421.
- [5] Petruška, J.: Počítačové metody mechaniky II - Metoda konečných prvků, FSI VUT, Brno, 2001
- [6] Petrů, M.; Novák, O.; Vejrych, D.; Lepšík, P.: Fem study of the strain kinematics in the 3d nanofibrous structure prepared by the electrospinning process, Applied Mathematics, ISSN 2152-7385(Print), ISSN 2152-7393 (On-line), 2013, Volume 4, Number 5a, pp.80-90
- [7] Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, Praha, SNTL 1971
- [8] DOULE, V. *Srovnání čtyřrotorového shrnovače EuroTop 1251 a EuroTop 1252*. Praha, 2012. Bakalářská práce. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Katedra zemědělských strojů. Vedoucí bakalářské práce Jiří Mašek.
- [9] www.openlibrary.org. [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: http://openlibrary.org/books/OL23301473M/Gesammelte_Werke_Oeuvres
- [10] www.structurae.net. [online]. [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://structurae.net/persons/data/index.cfm?id=d009703>
- [11] www.smitu.cef.spbstu.ru. [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: http://smitu.cef.spbstu.ru/galerkin_en.htm
- [12] www.poettinger.at. [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: http://www.poettinger.at/cs_CZ/Produkte/Detail/180/ctyrrotorovy-top
- [13] www.prirucka.bolzano.cz. [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/konstrukcni_oceli/normy_tdp/EN10149/
- [14] www.steelnumber.com. [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_alloy_composition_eu.php?name_id=1343
- [15] [www.help.autodesk.com](http://help.autodesk.com). [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2014/CSY/?guid=GUID-B1667D21-A38F-4B20-901B-186EA039DF5A>

Seznam obrázků:

- Obr. 1 Podstata Ritzovi metody
- Obr. 2 První využití MKP v ČR
- Obr. 3 Aplikace MKP na modelu květiny a na reálné květině
- Obr. 4 Porovnání současné a navrhované plavecké čepice
- Obr. 5 Shrnovač EuroTop 1252
- Obr. 6 Shrnovač píce Krone Swadro 2000
- Obr. 7 Shrnovač píce Kuhn GA 15021
- Obr. 8 Shrnovač píce Claas
- Obr. 9 Mechanismus ramene
- Obr. 10 Inovované rameno
- Obr. 11 Rám ramene
- Obr. 12 Podélné výztuhy uložení III.
- Obr. 13 Příčná výztuha uložení II.
- Obr. 14 Pouzdra uložení III.
- Obr. 15 Dorazová deska
- Obr. 16 Pouzdra uložení I.
- Obr. 17 Výztuha uložení I.
- Obr. 18 Výztuha uložení pouzder I.
- Obr. 19 Uložení odlehčovacích pružin
- Obr. 20 Pouzdra uložení řídicího táhla
- Obr. 21 Vazby svorky
- Obr. 22 Zatížení ramene
- Obr. 23 Automatická síť
- Obr. 24 Označení kritických míst
- Obr. 25 Výsledky první analýzy v místě II.
- Obr. 26 Pevnostní analýza s detailem místa II.
- Obr. 27 Konstrukční úprava v místě II.
- Obr. 28 Pevnostní analýza s detailem místa III.
- Obr. 29 Konstrukční úprava uložení III.
- Obr. 30 Výsledek simulace po první části úprav
- Obr. 31 Místa zjemnění výpočtové sítě v kritických místech
- Obr. 32 Pevnostní analýza s detailem v místě III.

- Obr. 33 Konstrukční úprava uložení pouzder III.
Obr. 34 Pevnostní analýza s detailem uložení II.
Obr. 35 Pevnostní analýza s detailem uložení III.
Obr. 36 Konstrukční úprava uložení III.
Obr. 37 Výsledek simulace po druhé části úprav
Obr. 38 Zjemnění sítě v místě uložení I.
Obr. 39 Pevnostní analýza s detailem místa I.
Obr. 40 Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě I.
Obr. 41 Zjemnění sítě v místě II.
Obr. 42 Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě II.
Obr. 43 Zjemnění sítě v místě I.
Obr. 44 Pevnostní analýza se zjemněním sítě v místě III.
Obr. 45 Konstrukční úprava uložení II.
Obr. 46 Finální pevnostní analýza se zobrazením Napětí Von Mises
Obr. 47 Finální pevnostní analýza se zobrazením Součinitele bezpečnosti
Obr. 48 Schéma zatížení čepu pro uložení III.
Obr. 49 Pevnostní analýza čepu uložení III.
Obr. 50 Zobrazení chyby programu na daném plechu v sestavě
Obr. 51 Chyba programu v pravoúhlém ohnutí plechu
Obr. 52 Nutná změna tvaru plechu

Seznam tabulek:

- Tab. 1 Použitý materiál
Tab. 2 Srovnání výsledků výpočtů napětí
Tab. 3 Průběžné výsledky pevnostní analýzy

Seznam příloh:

- Příloha č. 1 – Výpočet reakcí zatížení
Příloha č. 2 – Výkres sestavy ramene