

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vývoj metodiky a optimalizace návrhu 3D tištěných dílů

(Development of methodology and optimization of design of 3D printed parts)

Praha 2019

Autor: Matouš Zavřel

Vedoucí práce:

prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zavřel** Jméno: **Matouš** Osobní číslo: **437243**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Vývoj metodiky a optimalizace návrhu 3D tištěných dílů

Název bakalářské práce anglicky:

Development of methodology and optimization of design of 3D printed parts

Pokyny pro vypracování:

- 1) Seznamte se s postupy výpočtu tvarově komplikovaných struktur metodou konečných prvků.
- 2) Analyzujte silové toky působící na redukční páku turbovrtulového motoru.
- 3) Sestavte výpočtový model redukční páky na principu metodou konečných prvků.
- 4) Navrhněte optimalizační postup sestaveného matematického modelu za účelem snížení napjatostních polí

Seznam doporučené literatury:

- 1) Finite elements procedures in engineering analysis, K.J. Bathe, Prentice-Hall, 1982
- 2) Výpočtové metody ve stavbě motorových vozidel., M. Apetauer, V. Stejskal, J. Baněček, 1984
- 3) Mechanické kmitání, R. Brepta, L. Púst, F. Turek, Sobotáles, 1994, Praha

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

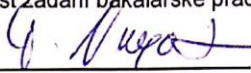
prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola, odbor mechaniky a mechatroniky FS

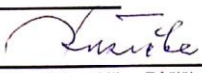
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

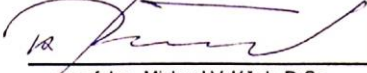
Datum zadání bakalářské práce: **31.10.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **18.01.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:


prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola
podpis vedoucí(ho) práce

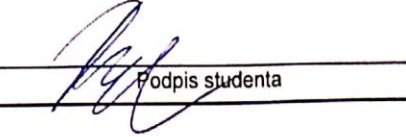

prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

5. 7. 2018
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou bakalářskou práci zpracoval samostatně za použití zdrojů uvedených v seznamu použité literatury na konci této práce. Souhlasím s tím, že její výsledky mohou být dále využity dle uvážení vedoucího této práce prof. Dr. Ing. Tomáš Vampola.

V Praze dne

Podpis.....

Poděkování

Děkuji panu prof. Dr. Ing. Tomáši Vampolovi za odborné vedení práce, věcné a důležité připomínky při zpracování a dohled nad postupem bakalářské práce. Také děkuji panu Ing. Michalu Vašíčkovi, Ph.D. za cenné rady týkající se softwaru použitého při výpočtech a optimalizaci a panu Ing. Karlu Podsedníkovi za průběžnou kontrolu výsledků a neocenitelné rady. Dále bych chtěl poděkovat společnosti GE Aviation Czech za poskytnutí dat a informací a také všem, kteří mě při psaní bakalářské práce a v průběhu celého studia podporovali.

Abstrakt

Tato práce se zabývá topologickou optimalizací za použití metody konečných prvků ve spolupráci s výrobní technologií kovového 3D tisku. Metody jsou aplikovány na součást ovládání leteckého turbohřídelového motoru. Součástí práce je analýza silového působení na původní díl. Proces topologické optimalizace vedl k vzniku několika variant nové geometrie zadaného dílu. Jednotlivé varianty následně prošly zpětnou pevnostní analýzou metodou konečných prvků. Cílem práce je vytvoření geometrie s lepšími mechanickými vlastnostmi a případné úspory hmotnosti. Závěrem je diskutována i ekonomická stránka problému.

Abstract

The thesis deals with topological optimization using finite element method in cooperation with the production technology of metallic 3D printing. The methods are applied to gas turbine engine control. Part of the thesis is the analysis of the force effect on the original part. The process of topological optimization led to the creation of several variants of the new geometry of the given part. The individual variants subsequently underwent a back-strength analysis by finite element method. The aim of the thesis is to create a geometry with better mechanical properties and possible weight savings. Finally, the economic aspect of the problem is discussed.

Klíčová slova

Topologická optimalizace, metoda konečných prvků, zpětná analýza, kovový 3D tisk

Keywords

Topologic optimization, finite element method, back-to-back analysis, metallic 3D printing

Obsah

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Úvod..... | 7 |
| 2 | Zadání..... | 8 |
| 3 | Kinematický rozbor problému..... | 10 |
| 3.1 | Rozbor silového působení na dílu pákaS..... | 11 |
| 3.2 | Rozbor silového působení na dílu páka K..... | 12 |
| 3.2.1 | Zjednodušený model..... | 12 |
| 3.2.2 | Výpočet síly „S“..... | 13 |
| 3.3 | Silový rozbor dvojpáčky „Double Lever“..... | 14 |
| 3.3.1 | Zjednodušený model..... | 15 |
| 4 | Řešení dílu..... | 19 |
| 4.1 | Analýza původní geometrie metodou konečných prvků..... | 20 |
| 4.1.1 | Tvorba modelu pro MKP analýzy..... | 20 |
| 4.1.2 | Výsledky analýzy..... | 24 |
| 4.2 | Topologická optimalizace..... | 28 |
| 4.2.1 | Úvod..... | 28 |
| 4.2.2 | Vstupy..... | 28 |
| 4.2.3 | Optimalizace v rámci zástavbového prostoru daného původní geometrií.. | 29 |
| 4.2.4 | Použití rozšířeného zástavbového prostoru..... | 31 |
| 4.3 | Tvorba konečné geometrie pro výrobu..... | 35 |
| 4.3.1 | Úvod..... | 35 |
| 4.3.2 | Geometrie na základě optimalizace s přirozeným zástavbovým prostorem | 36 |
| 4.3.3 | Modely na základě výsledků optimalizace s rozšířeným zástavbovým prostorem..... | 37 |
| 5 | Shrnutí dosažených výsledků..... | 42 |
| 5.1 | Srovnání původní a nové geometrie dvojpáčky..... | 42 |
| 5.2 | Výrobní a ekonomické hledisko..... | 44 |
| 6 | Závěr..... | 45 |
| 7 | Seznam obrázků..... | 46 |
| 8 | Seznam použité literatury..... | 48 |

1 Úvod

Tato práce se věnuje optimalizaci existujícího dílu turbohřídelového motoru za použití topologické optimalizace a výrobní technologie 3D tisku kovových materiálů. Cílem tohoto procesu je zlepšení vlastností dílu. S ohledem na použití dílu v leteckém průmyslu je žádoucí dosáhnout zmenšení hmotnosti při zachování, nebo zlepšení mechanických vlastností dílu. Případné snížení složitosti a ceny výroby vzhledem k použití technologie 3D tisku činí tento přístup ke konstrukci žádaným. Zejména zjednodušení výrobního procesu může přinést ekonomické výhody o stejné důležitosti jako zlepšení vlastností fyzikálních.

Užití těchto metod je současným trendem ve strojírenské výrobě. Výrobní metoda 3D tisku dovoluje výrobu nebývale složitých tvarů součástí při zachování ekonomičnosti výroby. Možnost výroby tvarově složitějších dílů dovoluje snížit výsledný počet částí mechanismu a tím ušetřit nemalé množství finančních prostředků v logistice. Touto strategií se již delší dobu zabývá společnost GE Aviation. 3D tisk dovoluje plné využití topologické optimalizace. Spojení těchto dvou technologií hraje významnou roli v nastupujícím trendu „Průmysl 4.0“.

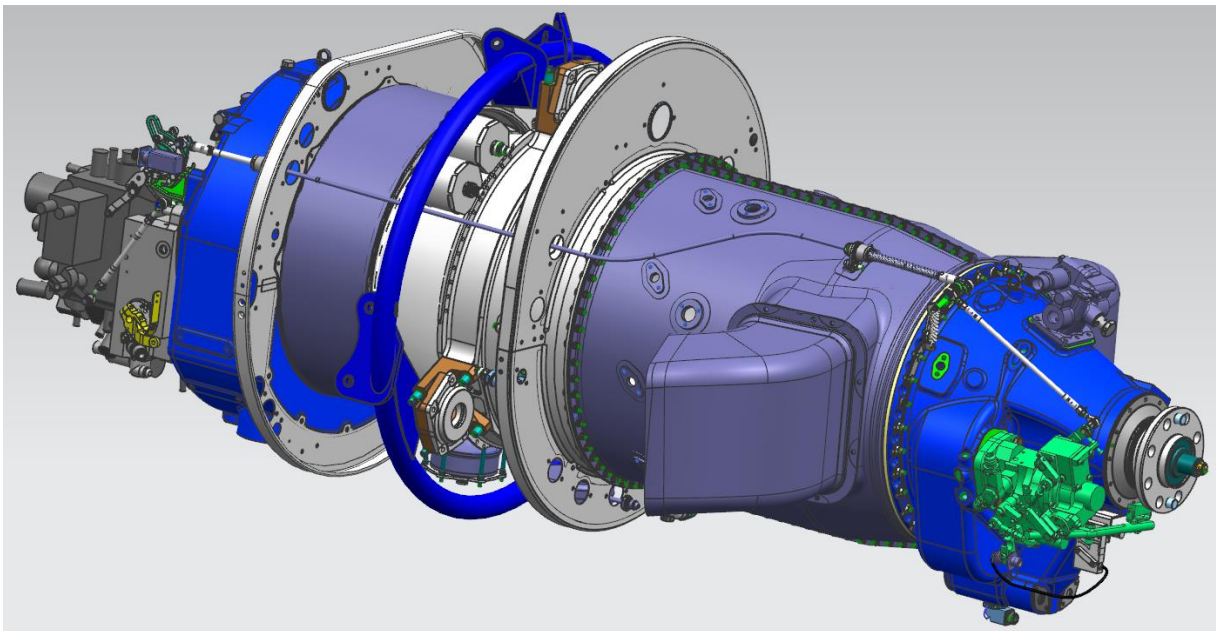
Technologie designu pomocí topologické optimalizace dovoluje navrhovat konstrukce s menší hmotností a vyšší pevností. Zároveň dovoluje snížit čas potřebný pro návrh optimalizovaných a nestandardních dílů. K topologické optimalizaci pomocí metody MKP je nutno přistupovat, stejně jako ke každé nové technologii, opatrně a zvážit dobře hranice možností. Spoléhání se pouze na výstup z počítačového programu, bez konstrukční úvahy nad výsledkem, často vede k chybám v návrhu.

Cílem této práce je za použití již zmíněných metod optimalizovat díl leteckého motoru. Jedná se konkrétně o páčku, která je součástí systému natáčení listů vrtule na motoru H80 od firmy GE Aviation Czech s.r.o. Jelikož se jedná o díl z oblasti letectví, je zde kladen velký důraz na nízkou hmotnost a velmi dobré mechanické vlastnosti, stejně jako v celém leteckém průmyslu.

2 Zadání

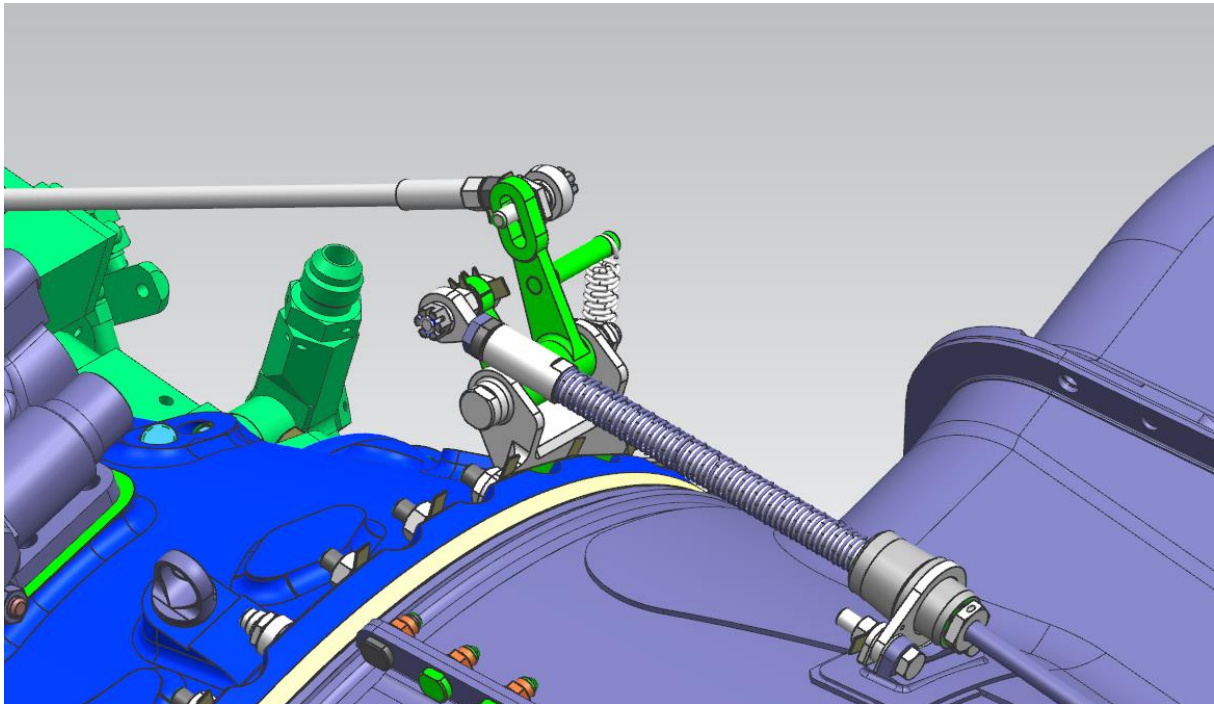
Zadáním této práce je topologická optimalizace ve spojení s použitím výrobní technologie kovového 3D tisku. Díl, který optimalizujeme, je díl „Double Lever“, dále označován termínem „dvojpáčka“. Dvojpáčka je díl systému ovládní leteckého turbovrtulového motoru GE H80-200. Páčka je součástí systému pro natáčení vrtule Avia AV-725 do reversu a zpět.

„Charakteristické pro vrtule s úplným natáčením včetně praporové polohy je rozdělení na oblast „ALFA“, která zahrnuje pracovní polohy za letu včetně přestavení do praporové polohy, a oblast „BETA“, která zahrnuje pozemní provoz a přestavení do záporného úhlu do tak zvané reverzní polohy pro brzdění při dojezdu po přistání letounu na přistávací dráhu a zejména po přistání na vodní hladinu, kdy není možné použít kolové brzdy.“[11]



Obr. 1 Motor H80-200

Cílem topologické optimalizace je zlepšení mechanických vlastností a případné snížení hmotnosti dílu. Společně s použitím 3D tisku se pak usiluje o zlepšení, zjednodušení, popřípadě snížení ceny výrobního procesu. Výsledný tvar má být optimalizován pro výrobní možnosti kovových tiskáren firmy ConceptLaser, která spadá pod koncern General Electric.

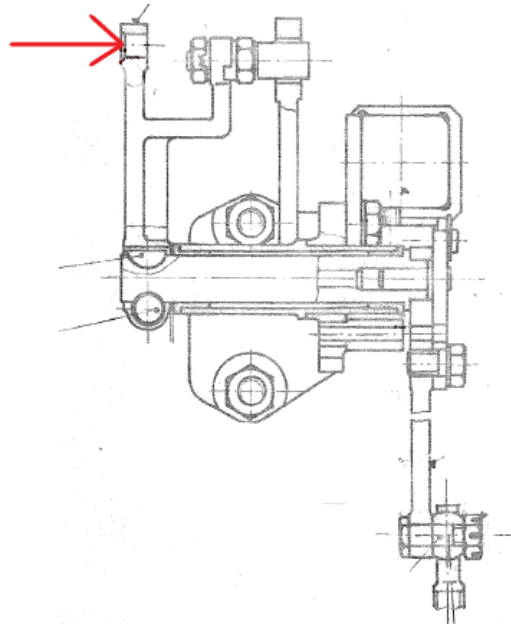


Obr. 2 sestava dílu dvojpáčka

Pro celý proces byly navrženy materiálové vlastnosti duralu CL 31AL, který je v 3D tiskárnách Concept Laser používán. Součástí zadání je zpráva o měření síly v systému natáčení listů vrtule. Síla byla měřena na jednom uzlu celého systému. Pro potřeby topologické optimalizace byl poskytnut 3D model sestavy a samotného dílu dvojpáčka ve formátu STEP společně s výkresovou dokumentací většiny dílů systému. Celá analýza metodou konečných prvků a postup topologické optimalizace jsou provedeny ve studentské verzi programu AltairHyperMesh 2017. Všechny matematické výpočty jsou prováděny v programu Matlab. Veškeré úpravy 3D modelů pak v programu Autodesk Inventor 2018.

3 Kinematický rozbor problému

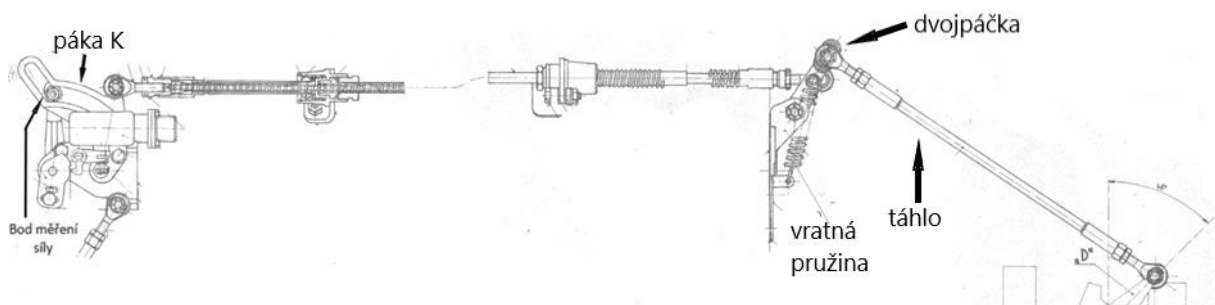
Prvním krokem řešení je rozbor silového působení na určený díl. Jako vstupní údaj nám slouží naměřená síla z měření popsaného v poskytnuté technické zprávě od GE Aviation. Síla byla měřena pouze na jednom místě celého systému natáčení vrtule, a to konkrétně na dílu páka S. Z důvodu eliminace možné chyby a maximální bezpečnosti výpočtu bude v celé práci počítáno pouze s maximální hodnotou naměřené síly. Maximální naměřená hodnota síly je 435 N.



Obr. 3 Místo měření síly na páce S

V celém procesu výpočtu vstupní síly i rozboru silového působení na dvojpáčku bylo zavedeno mnoho zjednodušení. Tato zjednodušení byla zaváděna s ohledem na bezpečnost výpočtu způsobem, který vždy vedl k zvýšení hodnoty spočtené síly. Dále byly zanedbány všechny možné ztráty v systému, včetně tření.

Potřebnou sílu působící na dvojpáčku zjistíme postupným výpočtem změn síly v systému mezi bodem měření a bodem působení vstupní síly na dvojpáčku.



Obr. 4 Pohled na systém ovládání, mezi místem měření síly a dvojpáčkou

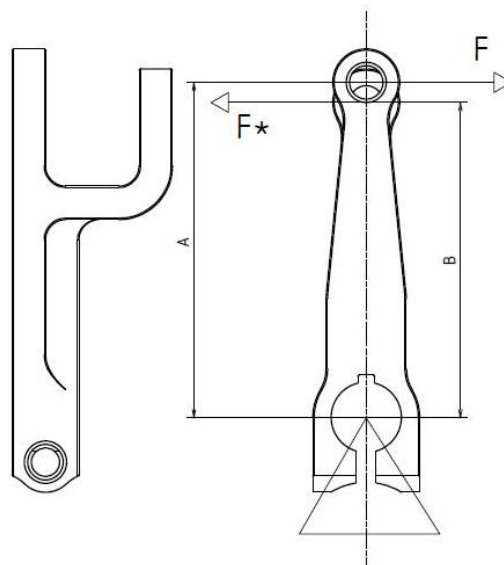
Při analýze systému ovládání zjistíme, že mezi místem, na kterém bylo měřeno, a dvojpáčkou se nachází páka K, na kterou páka páka S působí pomocí svého druhého

kratšího ramene. Dále je pak síla přenášena pomocí vedení pružným lankem až na rotační spoj pojící lanko ke kratšímu rameni dvojpačky. Z této analýzy odvozujeme nutné následující kroky k výpočtu vstupní síly pro dvojpačku:

- Rozbor silového působení na páceS a velikost síly na druhém kratším rameni páčky, které působí na páku K, která tvoří další část systému.
- Rozbor silového působení na páce K, která je pomocí vedení, tvořeného pružným lankem, spojená s dvojpačkou.

3.1 Rozbor silového působení na dílu pákaS

Rozbor silového působení tohoto dílu je již zpracován v bakalářské práci Bc. F. Soukupa. Z toho důvodu zde budou pouze citovány závěry.



Obr. 5 Naměřená síla F a síla F* na druhém rameni pákyS [7]

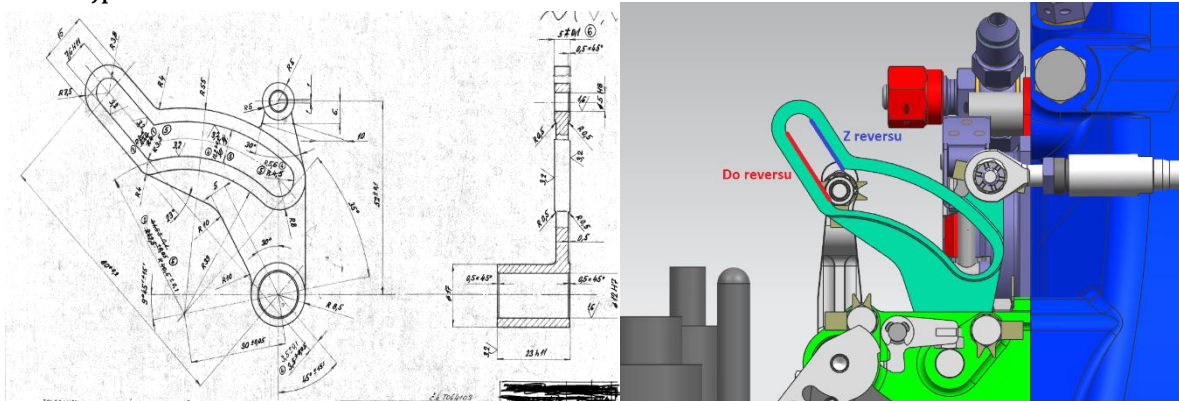
„Je-li známa síla a její poloha působící na páčku, lze pomocí geometrie a momentové rovnice vypočítat sílu, která působí v bodě kontaktu se sousedním tělesem. Tato síla vyšla větší než ovládací síla z kokpitu, jelikož působí na menším rameni. Nazýváme tuto sílu jako ekvivalentní a její hodnota je 464,15 N.“[7]

Hodnotu 464,15 N bereme jako velikost síly působící na díl K. Dále z této práce vyplývá, že k největší silové interakci na páceS dochází pod úhlem 147° po zaokrouhlení.

„Následně pomocí funkce „max“ byla vyhodnocena největší reakční síla pod úhlem 147° 46' a její hodnota byla 240,3446 N.“[7]

3.2 Rozbor silového působení na dílu páka K

Dalším dílem systému je páka K. Na jedné straně je páka spojena kulisou s kratším ramenem pákyS. Druhá část je spojena rotačním spojem s pružným lankem vedoucím ke dvojpáčce.



Obr. 6 Výkres a funkce dílu K

PákaS se pohybuje v kulise v páce K. Díky tomu má v určitých úhlech natočení volný pohyb. Toho je docíleno tvarem kulisy kopírujícím trajektorii pohybu ramena pákyS. Dále má kulisa takový tvar, který zajistí natočení páky a přenesení pohybu pomocí pružného lanka dál do systému ovládání při nastavování vrtule do reversu a zpět. Tato část je vyznačena modře a červeně na obrázku (7).

Nás zajímá právě poloha, kdy na sebe páky vzájemně silově působí. Díky pohybu ramena pákyS v kulise se mění délka ramena, na kterém působí síla na páku K. Další proměnnou je úhel, pod kterým na sebe ramena pák působí. Osa rotace obou pák není na stejné ose. Tyto faktory způsobují, že vytvoření přesného modelu pohybu je relativně složité. Přesný model pohybu a vzájemného působení těchto dvou pák není hlavním cílem této práce. Dále, jelikož rozsah pohybu páky v kulise je relativně malý, není přesné určení všech údajů ani podstatné. Z těchto důvodů bylo při výpočtu použito několik zjednodušení. Tato zjednodušení usnadnila výpočet a vnesla do výpočtu určitý faktor bezpečnosti. Všechna zjednodušení byla zvolena způsobem, který zvyšoval hodnotu vypočtených sil a reakcí.

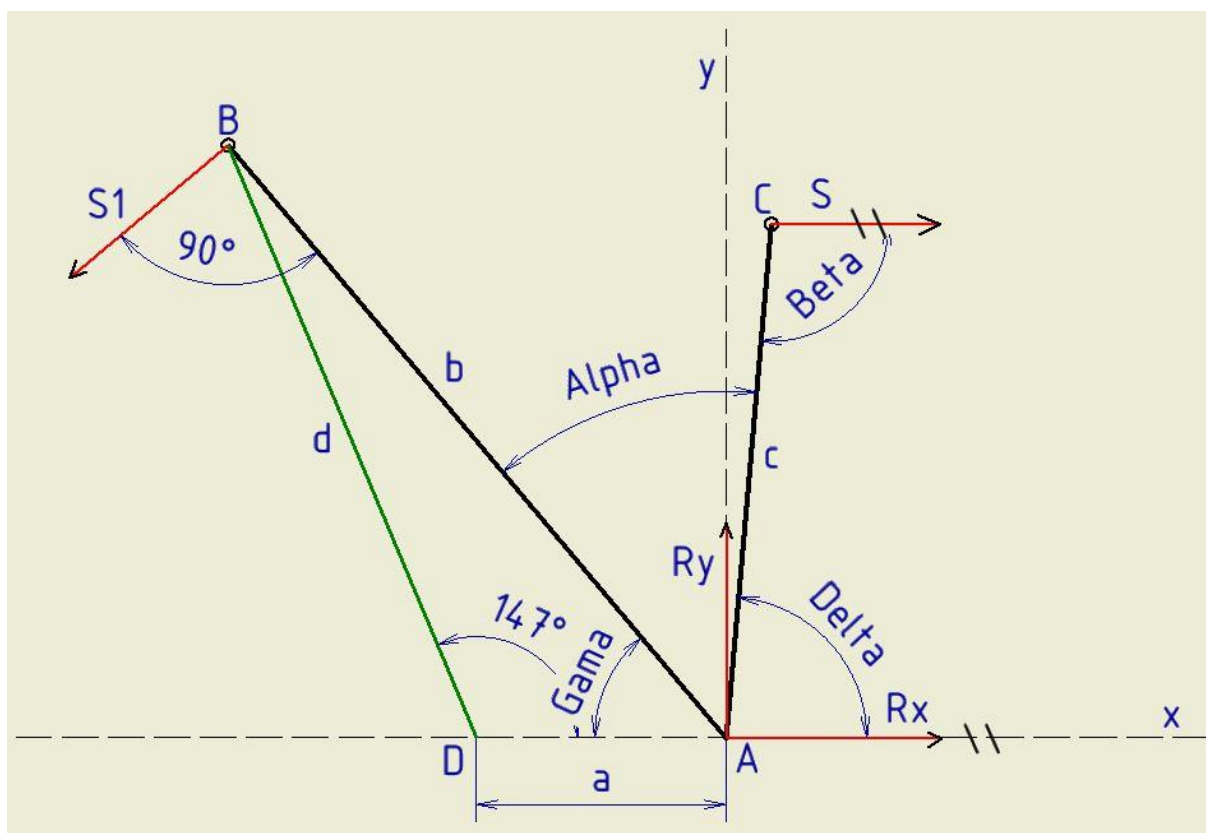
3.2.1 Zjednodušený model

Pro výpočet byla použita následující zjednodušení:

- Zanedbáváme pohyb ramene pákyS v kulise páky K. Počítáme působení síly pouze na nejdelším možném ramenu.
- Zanedbáváme změny úhlu působení síly mezi rameny pák. Předpokládáme, že síla působí na rameno páky K vždy pod úhlem 90° .

- Pružné lanko zůstává rovnoběžné s osou motoru.

Po zavedení těchto zjednodušení dostaneme následující model působení sil pro páku K.



Obr. 7 Zjednodušený model páky K

Ramena **b** a **c** jsou ramena páky K svírající úhel α . Osa otáčení páky K leží v bodě **A**. Rameno **d** pak představuje pákuS, která se otáčí kolem bodu **D**.

3.2.2 Výpočet síly „S“

Sílu „**S1**“ známe jako sílu působící na kratším rameni pákyS. Síla „**S**“ je pak síla, která po přenosu přes vedení tvořené pružným lankem působí na dvojpáčku. Celý mechanismus je umístěn do polohy, ve které byla spočtena nejvyšší hodnota reakční síly na pákuS. Předpokládáme, že v okolí této polohy působí největší síly v celém mechanismu.

Následující konstanty jsou odečteny z výkresů a změřeny na 3D modelu.

$a = 30 \text{ mm}$

$\alpha = 45^\circ$

$b = 76,2 \text{ mm}$

Síla $S_1 = 464,15 \text{ N}$

$c = 52 \text{ mm}$

Síla S = síla působící na dvojpáčku. Tato síla je cílem výpočtu.

$d = 47 \text{ mm}$

Pomocí goniometrických funkcí dopočítáme další úhly potřebné pro výpočet.

Výpočet úhlu γ .

$$\gamma = \text{asin} \frac{d * \sin(147^\circ)}{b} \quad (1)$$

Následně můžeme spočítat úhel β pomocí jednoduché rovnice.

$$\beta = \gamma + \alpha \quad (2)$$

Nyní můžeme dosadit do rovnovážné rovnice pro páku.

$$S * b = S_1 * c * \sin(\beta) \quad (3)$$

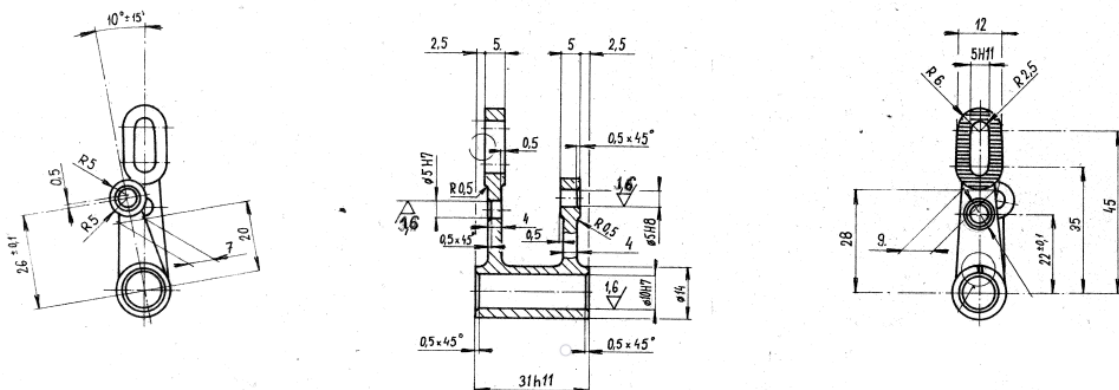
Po úpravě a dosazení:

$$S_1 = \frac{S * b}{c * \sin(\beta)} = \frac{464,15 \text{ N} * 76,2 \text{ mm}}{52 \text{ mm} * \sin(\beta)} = 752,76 \text{ N} \quad (4)$$

Síla $S = 752,76 \text{ N}$. Tuto hodnotu následně použijeme jako vstupní výpočet silového působení na dvojpáčku.

3.3 Silový rozbor dvojpáčky „Double Lever“

Díky předchozím výpočtům a materiálům ze zadání máme všechny potřebné údaje, abychom spočítali síly působící na dvojpáčku. Jedná se o díl, kterému se věnuje tato práce.



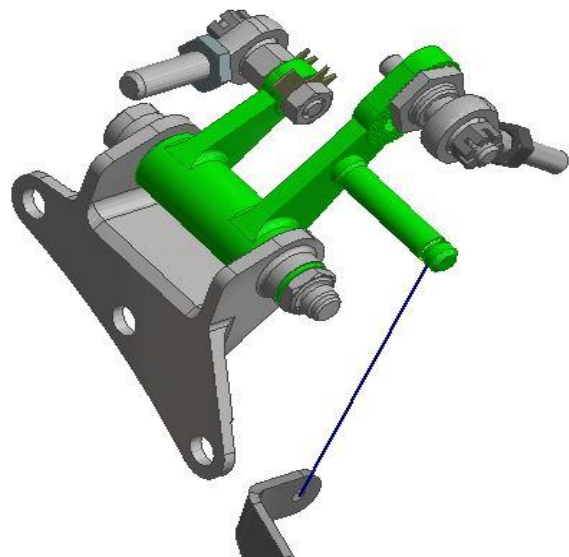
Obr. 8 Dvojpáčka

Rozbor silového působení na dvojpáčku nám poskytne potřebná vstupní data pro MKP analýzu a topologickou optimalizaci. Z těchto důvodů je nutné věnovat tomuto silovému rozboru dostatečnou pozornost a důsledně zvážit zavedení zjednodušení.

3.3.1 Zjednodušený model

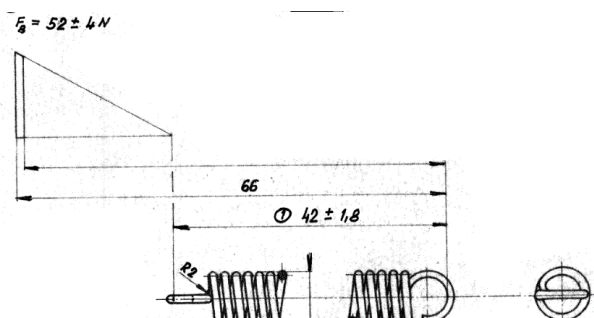
Na dvojpáčku působí síly v několika hlavních bodech. Na kratším rameni působí síla S vedená pružným lankem od páky K . Delší rameno je spojeno pomocí táhla s dalšími díly systému natáčení vrtule. Na delší rameno také působí vratná pružina. Celý mechanismus můžeme vidět na obrázku (4). Na obrázku (8) je pružina symbolizována modrou čarou. Pružina působí na páčku přes válcové rameno zalisované přibližně doprostřed delšího ramene dvojpáčky.

Pro výpočet použijeme zjednodušený model, který vznikne aplikací následujících zjednodušení. Data a rozměry, které není možné zjistit z výkresů, odměřujeme na poskytnutém uzavřeném nepohyblivém 3D modelu sestavy mechanismu. Po prozkoumání 3D modelu sestavy vznikl předpoklad, že model je uzamčen v pravé krajní poloze. Dále byl určen rozsah pohybu dle kóty na výkresu sestavy (obrázek 12) na 45° .



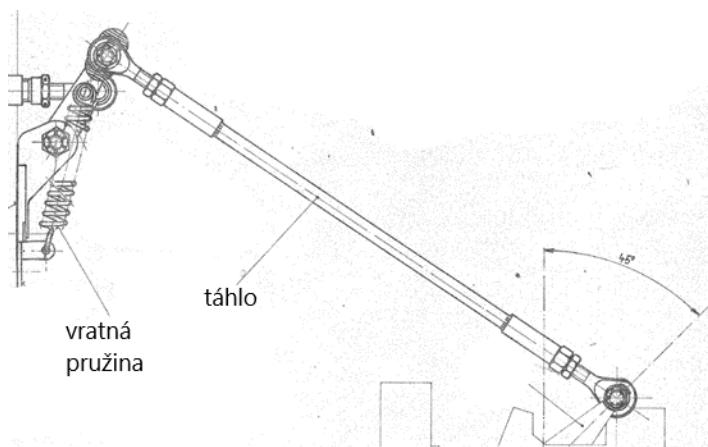
Obr. 9 Pohled na sestavu dvojpáčky

- Pružné lanko spojující páku K s kratším ramenem dvojpáčky je stále rovnoběžné s osou motoru.
- Pružina působí stále svojí největší silou bez ohledu na natočení páčky a změny délky pružiny. Tato síla má hodnotu 52 ± 4 N.



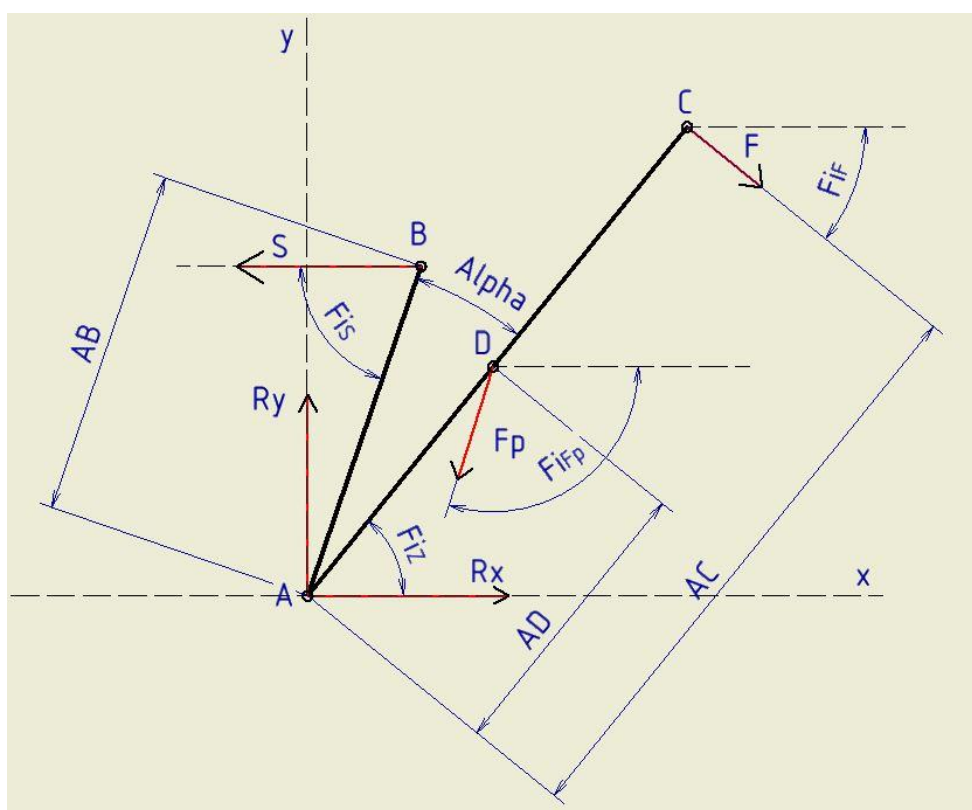
Obr. 10 Vratná pružina

- Na základě dat z výkresu a 3D modelu předpokládáme, že táhlo spojující delší rameno dvojpáčky s dalšími díly mechanismu natáčení vrtule svírá s osou delšího ramene dvojpáčky úhel 90° .



Obr. 11 Táhlo na výkresu sestavy

Na základě těchto zjednodušení vznikl následující model.



Obr. 12 Zjednodušený model dvojpáčky

Tento model představuje dvojpáčku v pravé krajní poloze. V bodě **A** se nachází osa rotace dvojpáčky. Body **B** a **C** jsou pak body působení sil na kratším a delším rameni. V bodě **D** působí vratná pružina. Síla **S** vedená pružným lankem od páky K. Síla **F** vzniká působením táhla. Pružina působí na dvojpáčku silou **F_p**.

Úhly Φ_S , Φ_{F_p} a Φ_F jsou úhly, které svírají síly působící na dvojpáčku s osou **X**. Osa **X** je rovnoběžná s osou motoru. Kratší a delší rameno dvojpáčky pak svírají úhel α , který zjistíme z výkresu. Φ_z je úhel, který svírá delší rameno páčky s osou **X**. V pravé krajní poloze má úhel Φ_z hodnotu 51° , v druhé krajní poloze pak 96° dle vzorce: počáteční poloha + rozsah pohybu. Rozsah pohybu dvojpáčky činí 45° .

Z výkresů, 3D modelů a předchozích výpočtů jsou známy následující hodnoty.

$$AB = 26 \text{ mm}$$

$$\text{Rozsah } \Phi_Z = 51^\circ \text{ až } 96^\circ$$

$$AC = 45 \text{ mm}$$

$$S = 752.76 \text{ N}$$

$$AD = 22 \text{ mm}$$

$$F_p = 56 \text{ N}$$

$$\alpha = 10^\circ$$

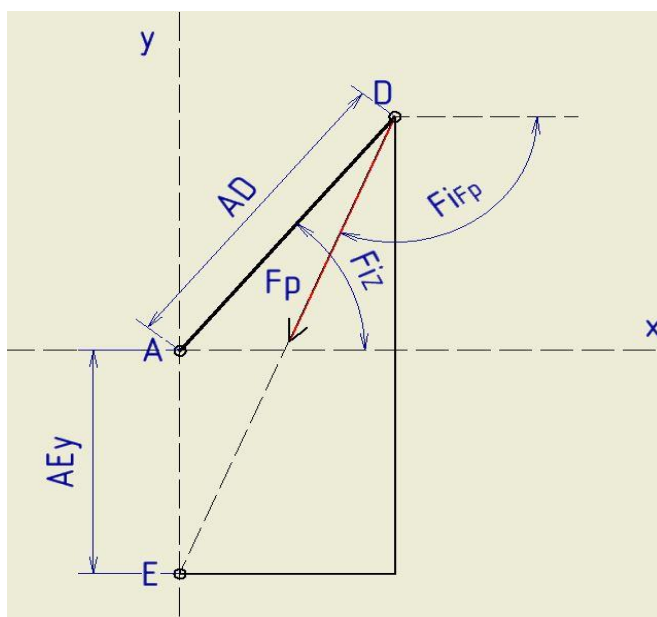
Cílem výpočtu je zjistit maximální hodnoty síly F . Z toho důvodu musíme vyjádřit úhly Φ_S , Φ_{Fp} a Φ_F jako funkce úhlu Φ_Z a prověřit velikost síly F v celém rozsahu pohybu dvojpáčky.

Díky výše zmíněným zjednodušením svírá v našem modelu síla F stále úhel 90° k rameni AC a síla S je rovnoběžná s osou X po celý rozsah pohybu. Úhly Φ_S a Φ_F pak spočítáme pomocí jednoduchých rovnic.

$$\varphi_f = \varphi_z - 90^\circ \quad (5)$$

$$\varphi_s = \varphi_z - \alpha \quad (6)$$

Úhel Φ_{Fp} je pak možno vyjádřit pomocí následující rovnice vycházející z následujícího modelu. Kde v bodě A leží osa rotace dvojpáčky. Bod D je pak uchycení pružiny na dvojpáčce. V bodě E je pružina uchycena k motoru. Bod E leží na ose y pod osou rotace dvojpáčky. Síla F_p vždy směřuje do bodu E . Z toho nám vychází rovnice pro úhel Φ_{Fp} v následující podobě.



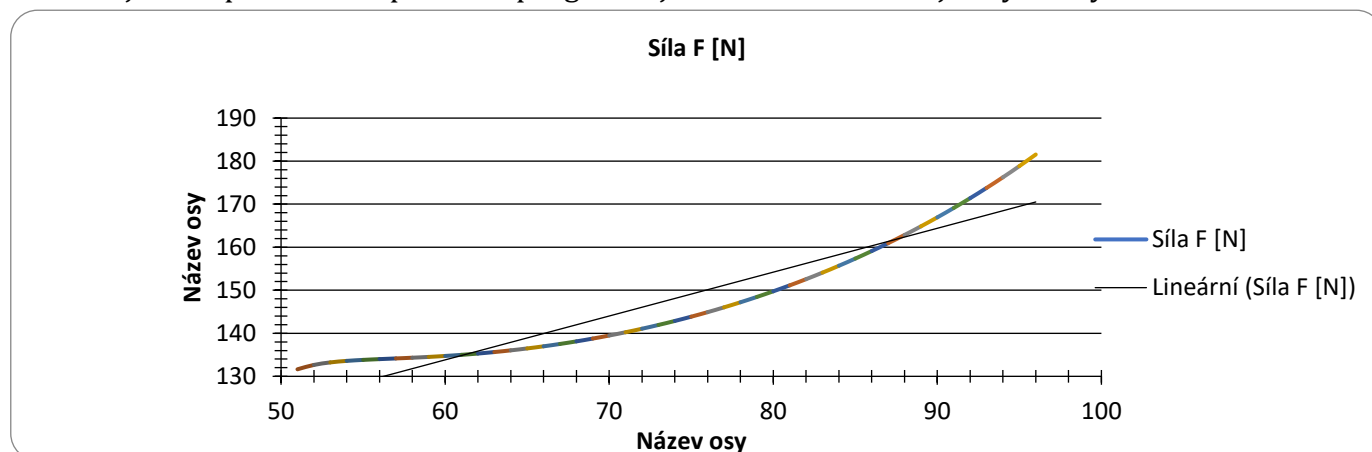
Obr. 13 Model uložení pružiny

$$\varphi_{Fp} = 180^\circ - \tan^{-1} \frac{AD \cdot \cos \varphi_z - AE_x}{AE_y + AD \sin \varphi_z} \quad (7)$$

Nyní máme všechny potřebné vstupy pro výpočet síly F . Po sestavení rovnic pro reakce R_y a R_x v bodě A a momentové rovnice. Můžeme vyjádřit sílu F . Po úpravě nám vyjde následující rovnice.

$$F = \frac{((AB \cdot \sin(\varphi_z - \alpha) \cdot S \cdot \cos(\varphi_s)) - (AB \cdot \cos(\varphi_z - \alpha) \cdot S \cdot \sin(\varphi_s)) - (AD \cdot \cos(\varphi_z) \cdot F_p \cdot \sin(\varphi_f)) - (AD \cdot \sin(\varphi_z) \cdot F_p \cdot \cos(\varphi_f)))}{((AC \cdot \cos(\varphi_z) \cdot \sin(\varphi_f)) + (AC \cdot \sin(\varphi_z) \cdot \cos(\varphi_f)))} \quad (8)$$

Pro celý výpočet sil na dvojpáče byl sestaven skript v programu Matlab. Tento skript najdete v příloze. Po spouštění programu jsme dostali následující výsledky.



Obr. 14 Graf závislosti velikosti síly F na natočení dvojpáčky

Tabulka 1 Výsledky výpočtu velikosti síly F v závislosti na natočení dvojpáčky

| uhel Fiz [°] | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 |
|-----------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Síla F [N] | 131,63 45 | 132, 6461 | 133,2 3 | 133,5 833 | 133,8 165 | 133,9 938 | 134,1 539 | 134,3 208 | 134,5 097 | 134,7 305 |
| | 61 | 62 | 63 | 64 | 65 | 66 | 67 | 68 | 69 | 70 |
| | 134,98 95 | 135, 2912 | 135,6 386 | 136,0 337 | 136,4 782 | 136,9 733 | 137,5 2 | 138,1 193 | 138,7 719 | 139,4 787 |
| | 71 | 72 | 73 | 74 | 75 | 76 | 77 | 78 | 79 | 80 |
| | 140,24 07 | 141, 0586 | 141,9 336 | 142,8 666 | 143,8 588 | 144,9 114 | 146,0 257 | 147,2 032 | 148,4 454 | 149,7 538 |
| | 81 | 82 | 83 | 84 | 85 | 86 | 87 | 88 | 89 | 90 |
| | 151,13 04 | 152, 5769 | 154,0 953 | 155,6 877 | 157,3 565 | 159,1 039 | 160,9 325 | 162,8 45 | 164,8 441 | 166,9 33 |
| | 91 | 92 | 93 | 94 | 95 | 96 | | | | |
| | 169,11 47 | 171, 3925 | 173,7 7 | 176,2 508 | 178,8 388 | 181,5 382 | | | | |
| Max Síla F [N] | 181,5382 | | | | | | | | | |

Z grafu na obrázku (14) můžeme vidět postupný nárůst velikosti síly F při otáčení dvojpačky z jedné krajní polohy do druhé. Maximální hodnoty pak síla F dosáhne v levé krajní v poloze vzhledem k ose x . Z Tabulky (1) pak odečteme maximální velikost síly F o hodnotě $F = 181,5382 \text{ N}$.

4 Řešení dílu

Samotné řešení topologické optimalizace dvojpačky se skládá z několika kroků. Základním postupem je pak takzvaná „back to back“ analýza neboli porovnání vlastností nové geometrie s vlastnostmi původního dílu ze stejného materiálu.

- MKP analýza původní geometrie dílu
- Topologická optimalizace
- Tvorba nové geometrie
- MKP analýza nové geometrie
- Porovnání vlastností nové geometrie s původní a vyhodnocení výsledků

V našem případě se nebudeme soustředit na přímé porovnání vlastností původního provedení. Naším cílem je zlepšení vlastností při námi zvoleném materiálu a nalezení, pokud možno, optimální geometrie, která přinese co nejlepší mechanické vlastnosti při zachování nebo snížení hmotnosti. Vzhledem k předpokladu podobných vlastností kovových materiálů bude výsledný tvar aplikovatelný i na jiné kovové materiály, než s jakým budeme pracovat.

Výsledný tvar je tvořen s ohledem na možnosti výrobní technologie. S ohledem na volenou výrobní technologii kovového 3D tisku čerpáme informace o vlastnostech zvoleného materiálu přímo z dostupných zdrojů výrobce 3D tiskáren a vstupního materiálu pro 3D tisk. Vzhledem k oblíbenosti v letectví a dostupnosti na ČVUT FS byl zvolen materiál výrobcem označovaný jako Dural CL31AL s následujícími vlastnostmi.

| | 90° (horizontal) | 45° (polar angle) | 0° (upright) |
|---|---|--|--|
| Yield Strength $R_{p0,2}$ ¹ | 211 ± 4 N/mm ² | 215 ± 3 N/mm ² | 205 ± 3 N/mm ² |
| Tensile Strength R_m ¹ | 329 ± 4 N/mm ² | 346 ± 3 N/mm ² | 344 ± 2 N/mm ² |
| Elongation A ¹ | 9 ± 1 % | 7 ± 1 % | 6 ± 1 % |
| Young's Modulus ² | approx. 75 · 10 ³ N/mm ² | approx. 75 · 10 ³ N/mm ² | approx. 75 · 10 ³ N/mm ² |
| Thermal Conductivity λ ² | 120 - 180 W/mK | 120 - 180 W/mK | 120 - 180 W/mK |
| Coefficient of thermal Expansion (at rt) ² | 20 · 10 ⁻⁶ K ⁻¹ | 20 · 10 ⁻⁶ K ⁻¹ | 20 · 10 ⁻⁶ K ⁻¹ |
| | ¹ Tensile test according to DIN EN 50125 at 20°C ² Specification according to the material manufacturer's data sheet | | |

Obr. 15 Vlastnosti duralu CL31A

4.1 Analýza původní geometrie metodou konečných prvků

Pro tuto analýzu používáme program AltairHyperMesh 2017. Hlavními vstupy pro MKP analýzu jsou geometrie ve formátu STEP, síly působící na díl a materiálové vlastnosti. Díl analyzujeme pouze pro statické zatížení v krajních polohách jeho pohybu a pro působení síly v obou směrech odpovídajících nastavení vrtule do reversu a zpět. Z důvodu vnesení prvku bezpečnosti do výpočtů vždy používáme maximální hodnoty velikosti sil působících na díl.

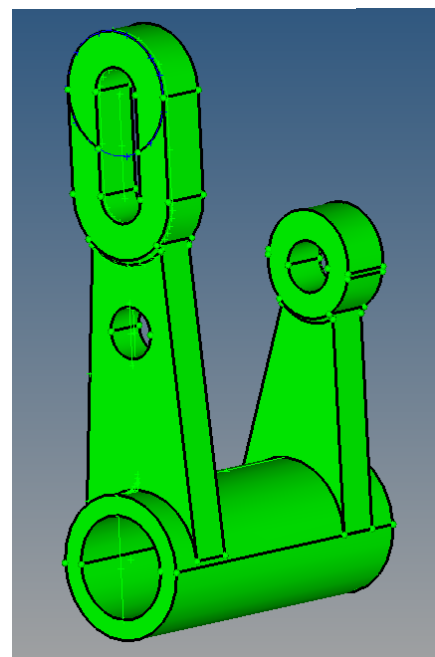


Obr. 16 3D model dvojpáčky ve formátu STEP

4.1.1 Tvorba modelu pro MKP analýzy

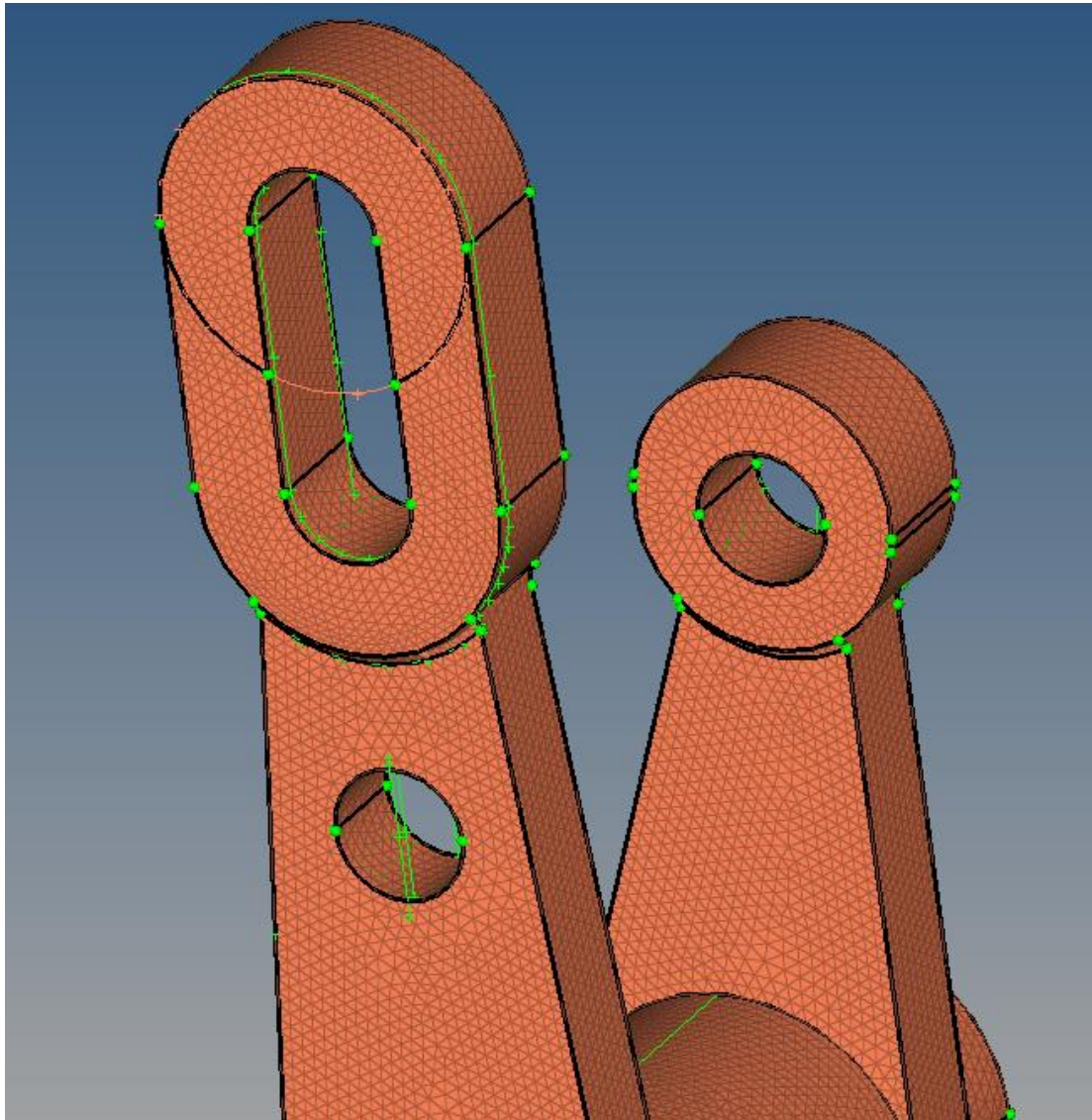
Prvním krokem je import geometrie a její vysítování. Pro jednoduché a spolehlivé síťování (meshing) byly zvoleny tetra elementy. Studentská verze programu na maximální možný počet elementů omezila velikost použitých elementů. Proto byly použity elementy velikosti 0,8. Pro co nejvyšší vypovídací hodnotu bylo pro celou analýzu a topologickou optimalizaci použito stejné nastavení elementů.

Při síťování se objevily určité problémy s vysítováním geometricky složitých částí. Jednalo se zejména o vrubování na vnější straně delšího ramene, dále o rádiu u napojení ramen na válcovou základnu. Proto bylo nutné vytvořit zjednodušený model, který tyto prvky



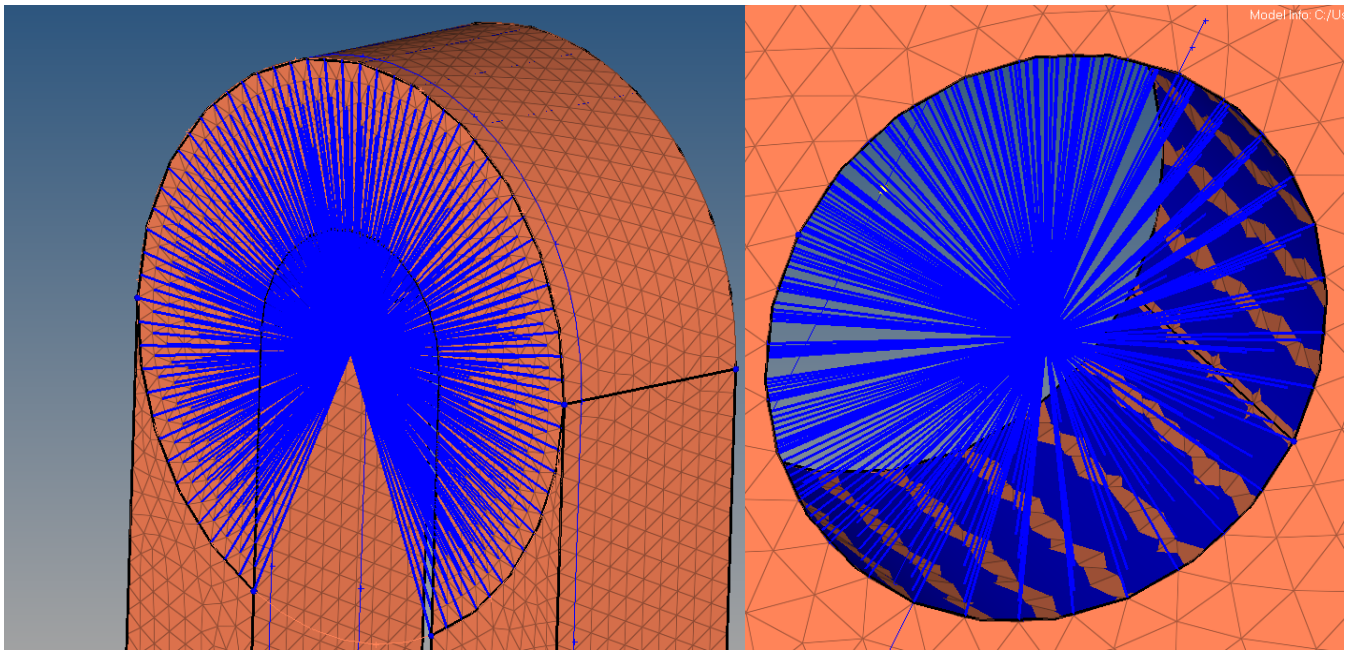
Obr. 17 Zjednodušená geometrie v prostředí programu HyperMesh

postrádal nebo nahradil prvky geometricky jednoduššími. U takto upravené geometrie již proběhlo síťování bez dalších problémů.



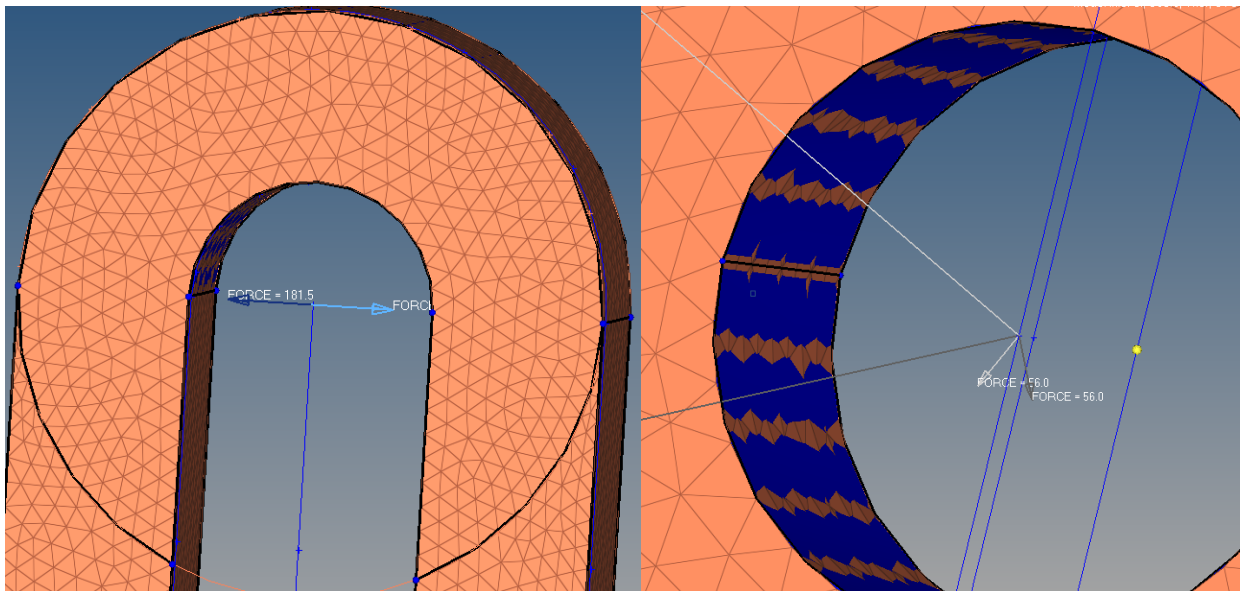
Obr. 18 Detail vysíťovaného modelu

V dalším kroku jsme zvolili vhodnou geometrii, na kterou umístíme místa působení sil. Na 3D modelu sestavy dvojpáčky (obrázek (10)) je zřetelně vidět uchycení prvků, přes něž se přenáší síly působící na díl pomocí svěrných spojů. V případě takovýchto spojů působí síla na díl skrze tření na dosedacích plochách. Na základě toho jsme umístili působiště sil na vnější povrch uchycovacích prvků. U delšího ramene se stavitelným uchycením táhla bylo nutno rozdělit geometrii povrchu pomocí kruhu odpovídajícího použité podložce, u kratšího ramene vyhovovalo použití původní geometrie. K tomu jsme využili RBE 3 elementů, které spojovaly povrchové elementy sítě se středovým bodem, na který pak bylo umístěno působiště síly. Pro síly a vazebnou podmínku jsme obdobně využili RBE 2 prvků spojujících povrchové elementy ve válcové díře se středovým bodem.

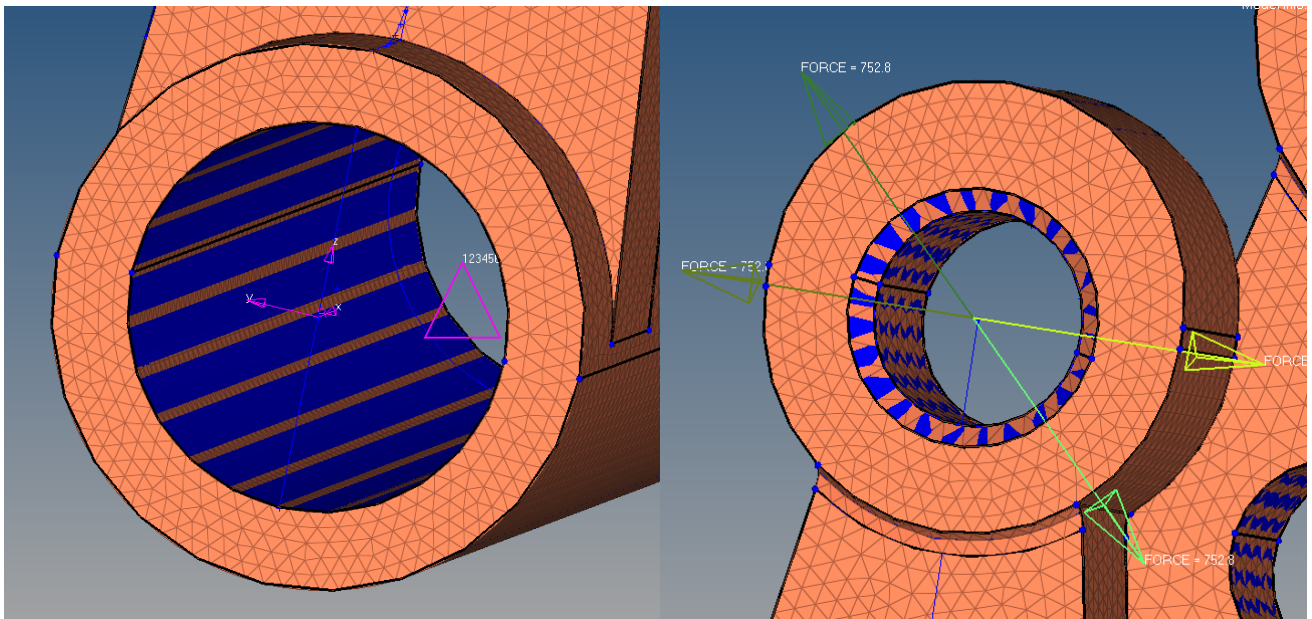


Obr. 19 Detail RBE 3 a RBE 2 prvků

Poslední potřebnou úpravou je zavedení lokálního souřadného systému. Původní souřadný systém je společný pro celý motor a jeho použití nebylo vhodné. Nový souřadný systém se liší od souřadného systému použitého ve zjednodušených výpočtových modelech směrem os. Nyní je model připraven na umístění sil. Oproti modelům použitým při výpočtech silového působení zde bylo použito méně zjednodušení. Hlavním rozdílem je zavedení momentu, který je způsoben působením vratné pružiny na rameni.



Obr. 20 Umístění sil působících na delším rameni



Obr. 21 Detaily nového souřadného systému, pevné vazby a sil působících na kratším rameni

Tabulka 2 Seznam silových působení použitých v analýze a topologické optimalizaci

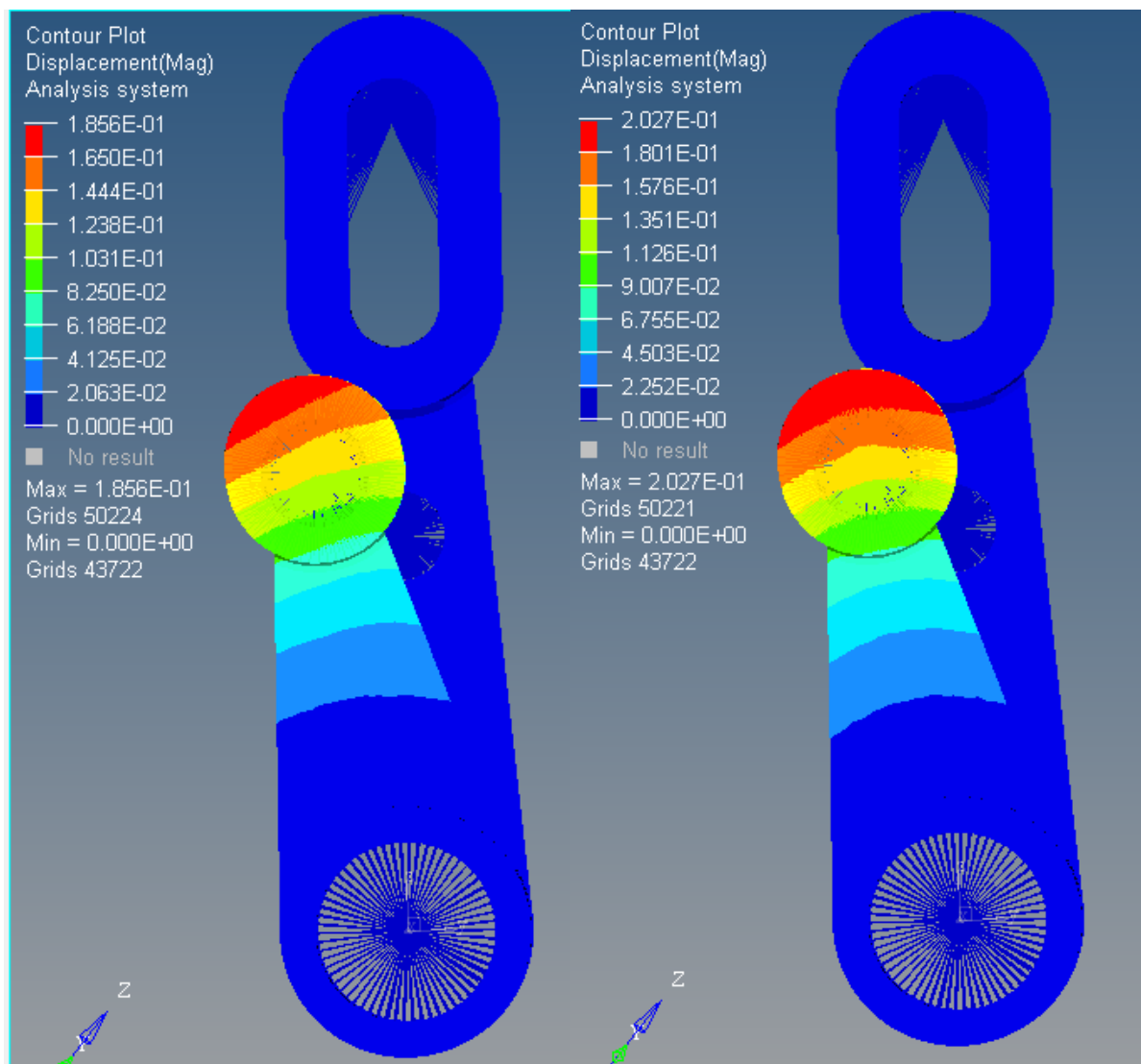
| |
|---------------------------------------|
| F1 = působení táhla do reverzu |
| F2 = působení táhla z reverzu |
| S1 = vstupní síla poloha 1 do reverzu |
| S2 = vstupní síla poloha 2 do reverzu |
| S1T = vstupní síla poloha 1 z reverzu |
| S2T = vstupní síla poloha 2 z reverzu |
| SP1 = působení pružiny poloha 1 |
| SP2 = působení pružiny poloha 2 |

| | | |
|-----|---|--|
| BC | 1 | |
| F1 | 2 | |
| F2 | 3 | |
| S1 | 4 | |
| S2 | 5 | |
| S1T | 6 | |
| S2T | 7 | |
| SP1 | 8 | |
| SP2 | 9 | |

Obr. 22 Barevné označení jednotlivých silových působení

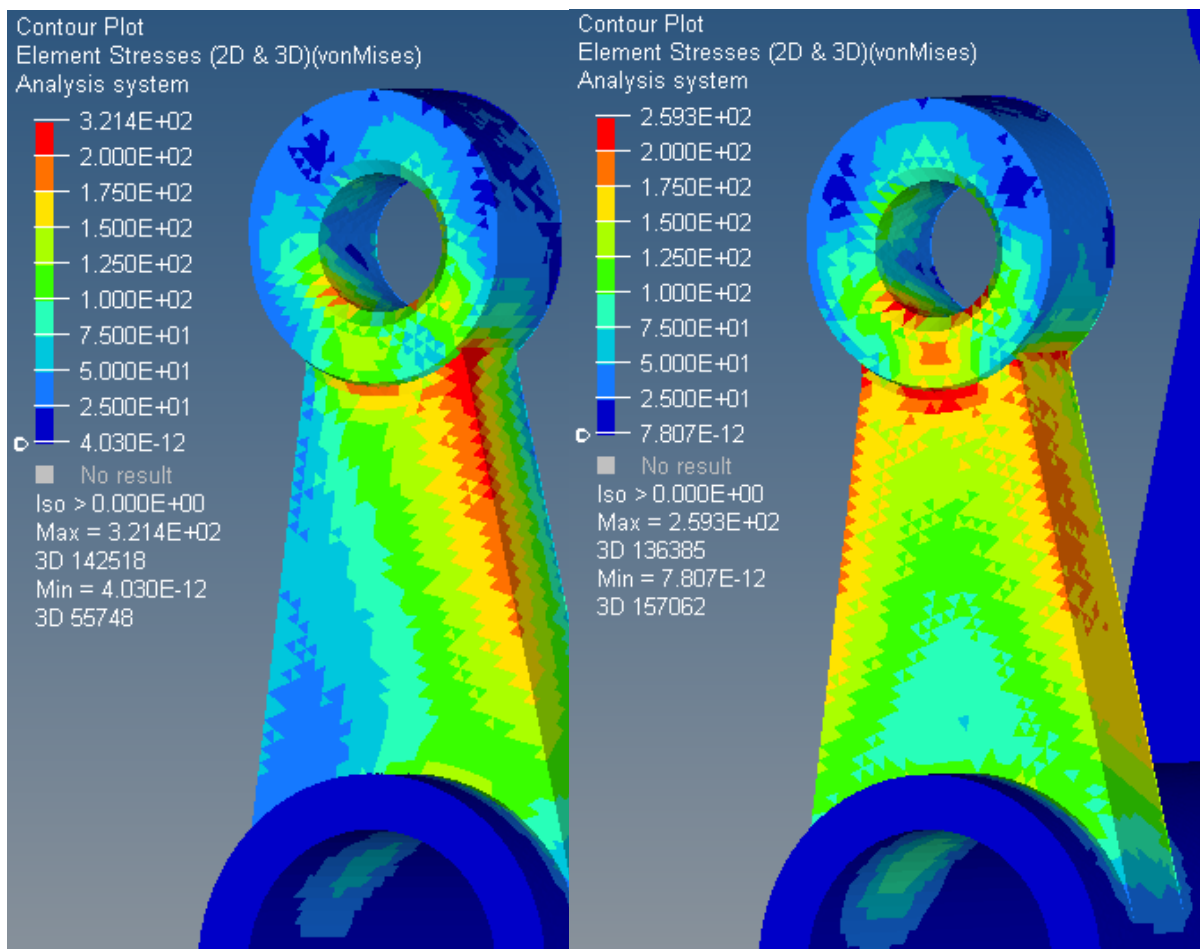
4.1.2 Výsledky analýzy

Po spuštění analýzy dostaneme různé výsledky. Budou nás zajímat hodnoty maximálního napětí a to, kde se nachází deformace způsobená silovým působením, a případně průběh napětí nebo body s největším napětím.



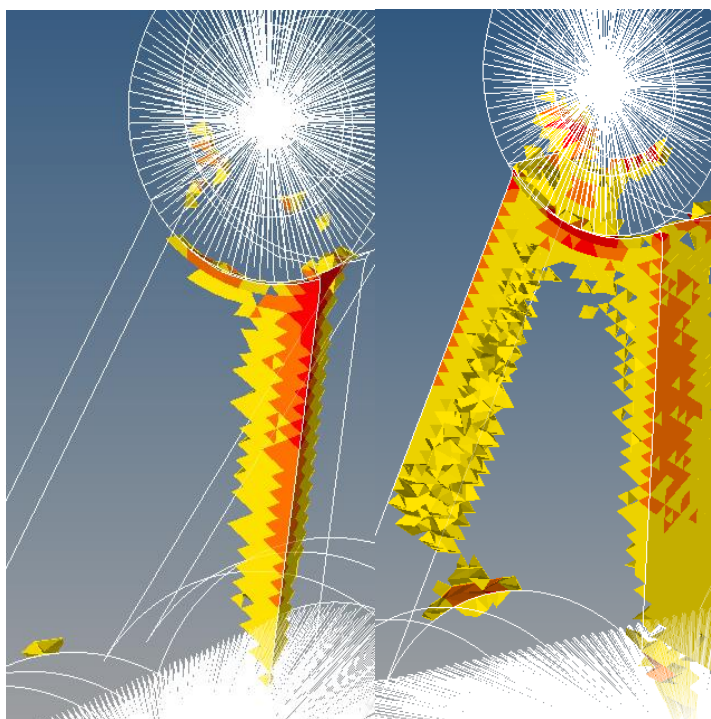
Obr. 23 Deformace na kratším rameni v poloze 1 a v poloze 2

Z výsledků je patrné, že v obou případech roste deformace ramene se vzdáleností od základny, maximální hodnoty pak dosahuje vždy na konci ramene. V poloze **1** dosahuje hodnoty $0,1856$ mm a v poloze **2** $0,2027$ mm. Vyšší hodnotu deformace v poloze **2** přisuzujeme změně úhlu, pod kterým síla působí. V této poloze síla působí více kolmo na osu ramene, což způsobuje větší namáhání ohybu, zatímco v poloze **1** větší část síly působí ramenem směrem do základny.

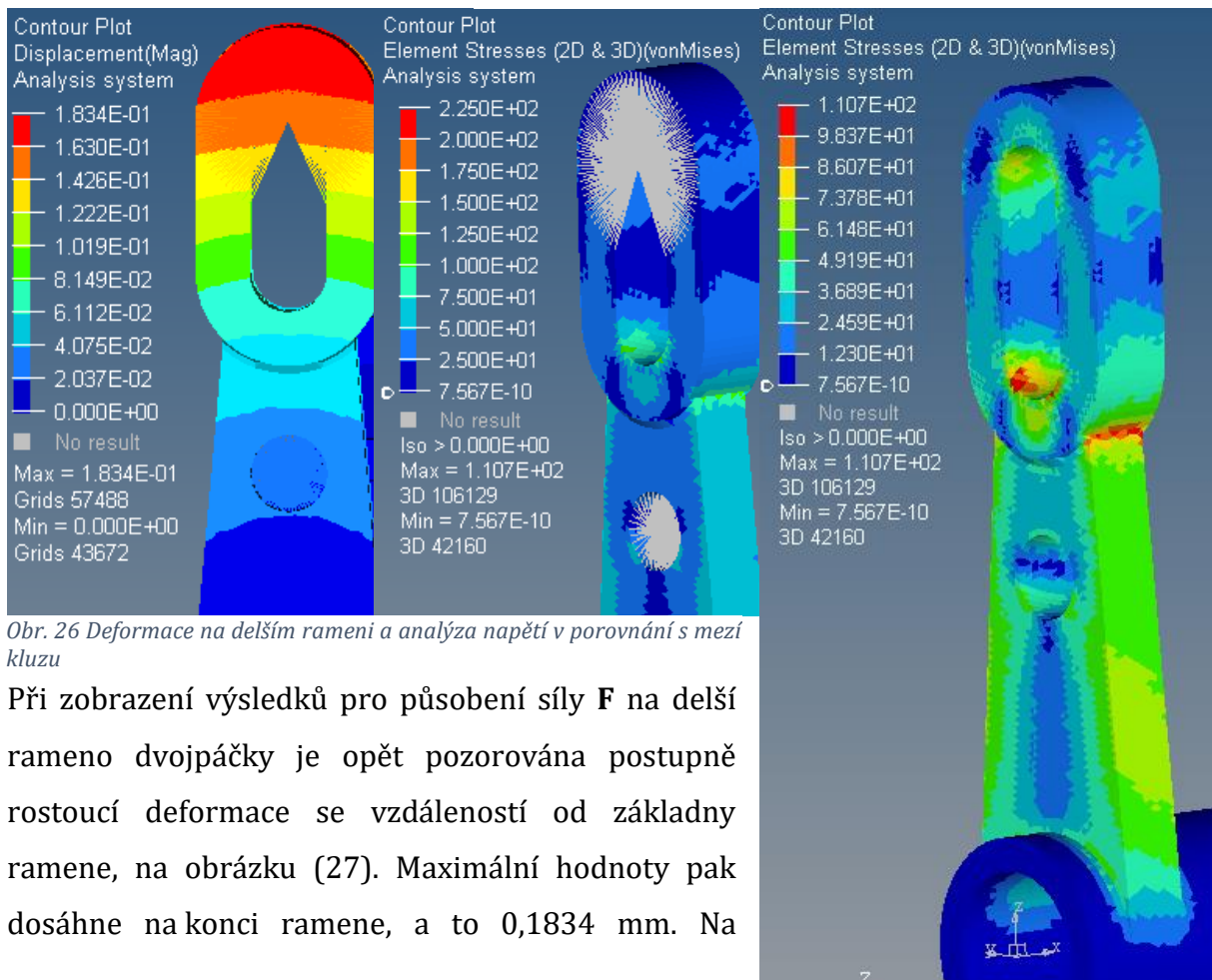


Obr. 24 Napětí na kratším rameni v poloze 1 a poloze 2

Při analýze napětí na kratším rameni páčky, kde působí síla S , můžeme vidět místa, kde napětí dosahuje nejvyšších hodnot. Napětí v jasně červených elementech přesahuje mez kluzu použitého materiálu. V obou případech se jedná o několik elementů na hranách geometrie. Vzhledem k nízkému počtu těchto elementů jsou tato data na hraně chyby výpočtu. Překvapivé je, že deformace byla v prvním případě nižší, ale napětí dosahuje vyšší maximální hodnoty.



Obr. 25 Elementy s napětím přesahujícím 2/3 meze kluzu, poloha 1 a poloha 2

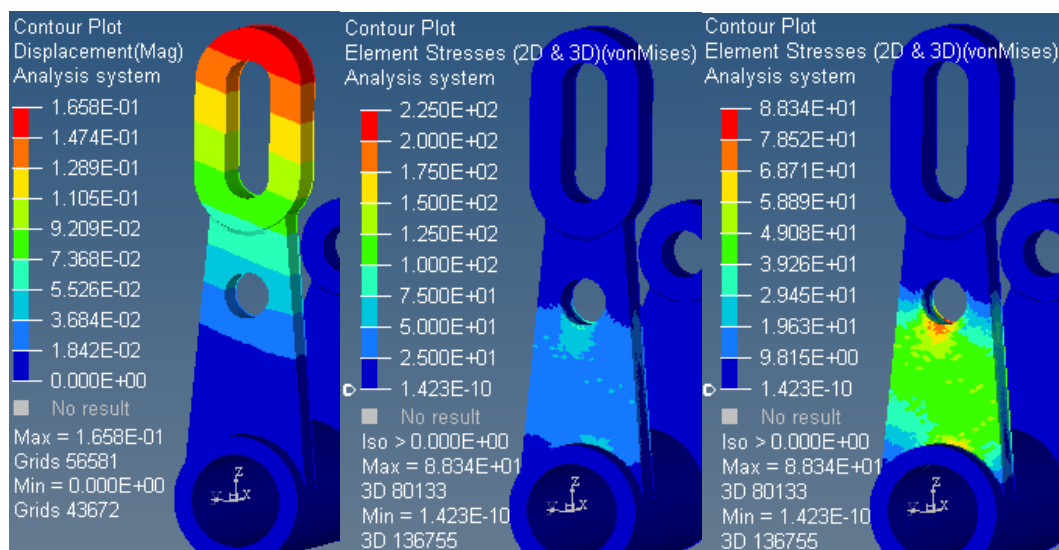


Obr. 26 Deformace na delším rameni a analýza napětí v porovnání s mezí kluzu

Při zobrazení výsledků pro působení síly F na delší rameno dvojpáčky je opět pozorována postupně rostoucí deformace se vzdáleností od základny ramene, na obrázku (27). Maximální hodnoty pak dosáhne na konci ramene, a to 0,1834 mm. Na

Obr. 28 Maximální hodnota napětí

obrázku (28) je patrné, že napětí dosahuje maximální hodnoty 110,7 MPa, což je podstatně méně než hodnota meze kluzu. Nejvyšší napětí je pak na hraně mezi ramenem a koncovou částí (obrázek (28)). Dále můžeme pozorovat zvýšené napětí na obou



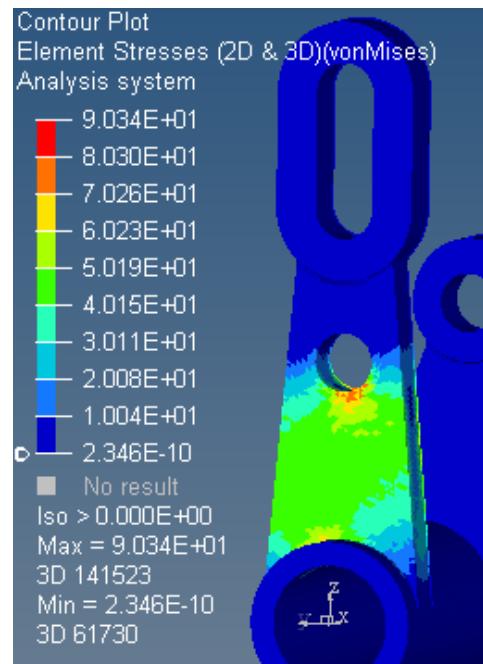
Obr. 27 Deformace působením pružiny, napětí v porovnání s mezí kluzu a maximální hodnota napětí

stranách ramene. Vzhledem k předpokladu působení síly F stále v kolmém směru k ose ramene není třeba toto rameno analyzovat pro dvě krajní polohy.

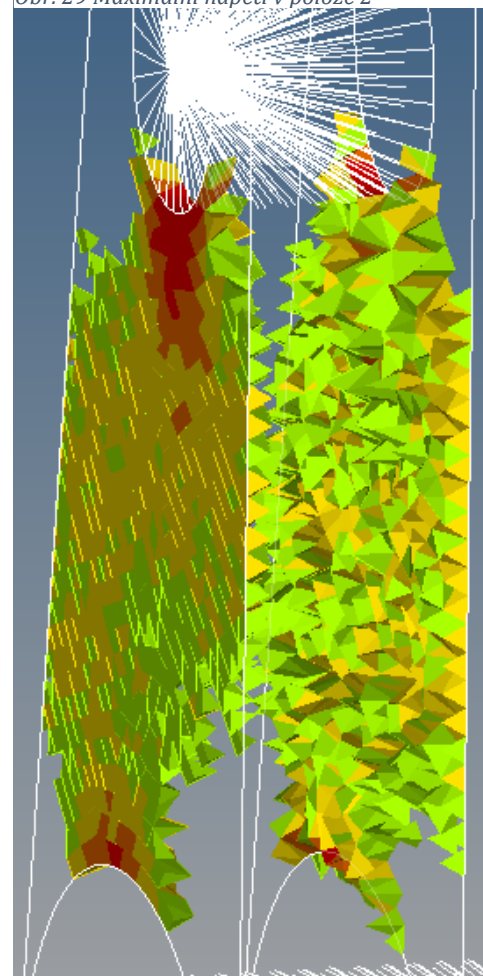
Obrázky (26) ukazují deformaci a napětí způsobené vratnou pružinou v poloze **1**. Deformace dosahuje maximální hodnoty 0,1658 mm a napětí 88,34 MPa. Pro polohu **2** dosahuje maximální deformace stejné hodnoty pouze v opačném směru. Napětí pak dosahuje neznatelně vyšší hodnoty 90,34 MPa (obrázek (29)).

Zajímavé výsledky vzniknou zobrazením pouze více zatížených elementů. Na obrázku (30) pozorujeme zatížení zejména elementů na přední a zadní straně ramene. Tento jev je způsoben působením ohybového momentu.

Maximální deformace na obou ramenech dvojpáčky dosahují hodnoty přibližně 0,2 mm v obou směrech. Výsledky maximálního napětí pak ukazují na možnost nedostatečné pevnosti zejména u kratšího ramene. Z těchto důvodů se budeme při topologické optimalizaci soustředit na zlepšení těchto hodnot.



Obr. 29 Maximální napětí v poloze 2



Obr. 30 Významněji zatížené elementy

4.2 Topologická optimalizace

4.2.1 Úvod

Základem topologické optimalizace za využití metody konečných prvků je postup, kdy program nejdříve provede analýzu zatížení, odstraní nejméně zatížené prvky a opět provede analýzu. Každé opakování tohoto procesu se nazývá iterace. Program pak celý proces opakuje, dokud výsledky nezačnou vykazovat hodnoty, které se od sebe neliší více, než je zadáno. [1] Program při topologické optimalizaci automaticky počítá se všemi stavy mezi zadanými silami. Odpadá tím potřeba vytvářet různé verze pro různé polohy dvojzápěčky.

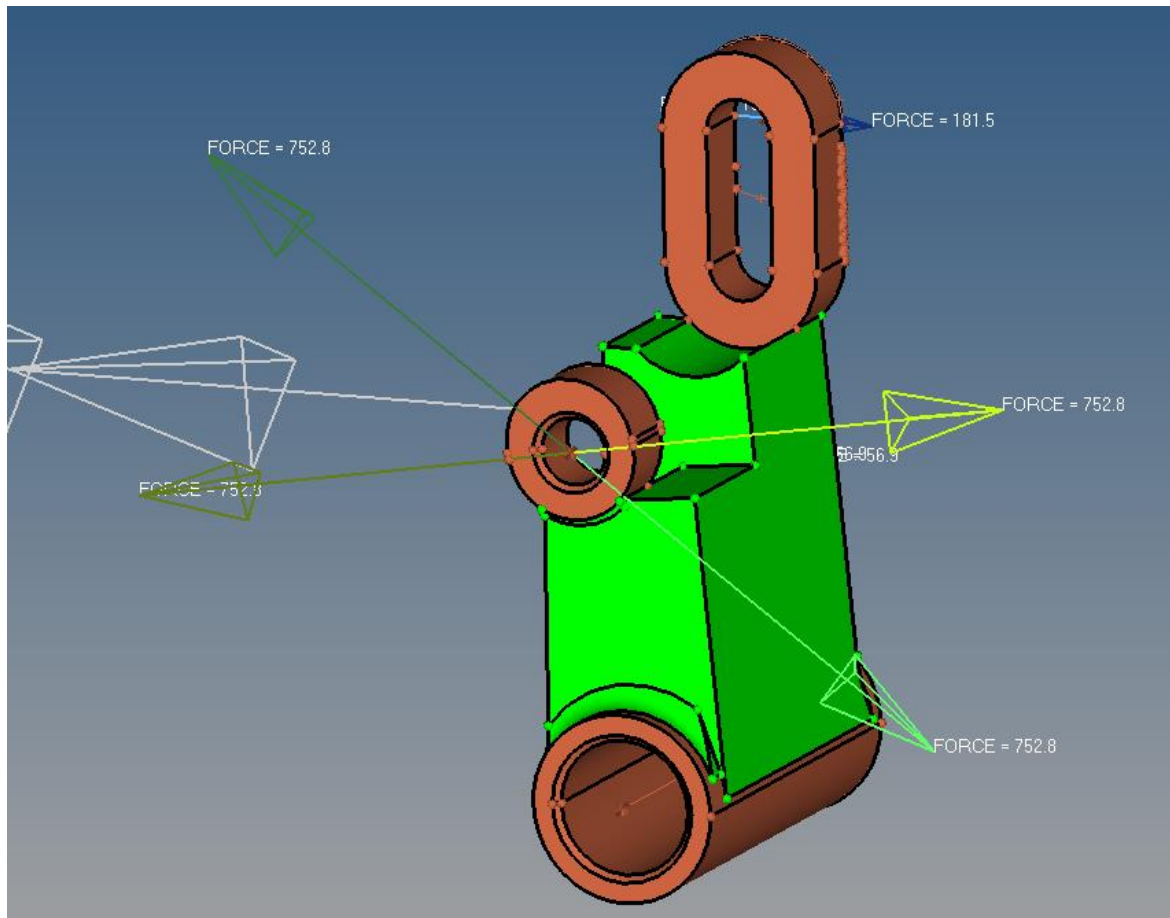
4.2.2 Vstupy

Hlavní vstupy jsou velice podobné jako v případě analýzy pomocí MKP. Liší se hlavně 3D model, který je nutno rozšířit o takzvaný zástavbový prostor. Jedná se o prostor vymezující, kde všude je možné tvořit výslednou geometrii. [8] Tento prostor musí respektovat prostor, který dílu poskytují ostatní díly sestavy. Všechny modely se zástavbovým prostorem vycházejí ze zjednodušeného modelu pro MKP analýzu. Model je dále nutno rozdělit na samotný zástavbový prostor a geometrii, která nebude procesem analýzy ovlivněna. Jedná se zejména o části dílu, které slouží k uchycení a spojení se zbylými prvky sestavy. Další vstupy jsou pak shodné s MKP analýzou z minulé kapitoly.

Topologická optimalizace je pak prováděna pro různá kritéria. V tomto případě optimalizujeme s ohledem na co nejmenší objem výsledné geometrie. Tento postup ve výsledku vede i k designu s nejnižší hmotností. Dalším kritériem, podle kterého vzniká výsledná geometrie, je maximální dovolená deformace. V našem případě budeme tuto podmínku aplikovat na stejné body, kde leží působíště sil. Nazýváme je podle zjednodušeného modelu **B**, **C** a **D**.

4.2.3 Optimalizace v rámci zástavbového prostoru daného původní geometrií

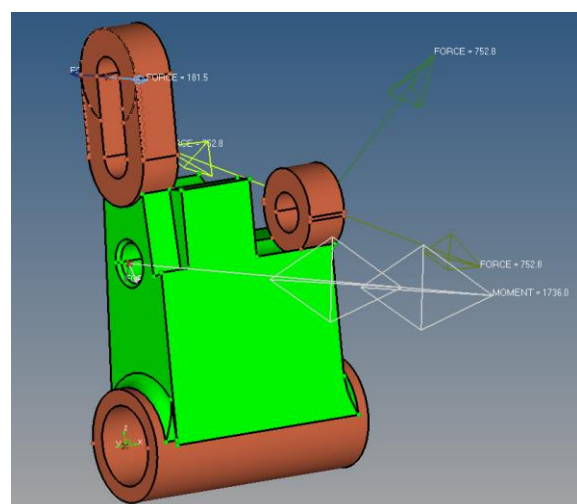
Jako první byla provedena topologická optimalizace v rámci zástavbového prostoru, který maximálně respektuje původní geometrii.



Obr. 31 Zástavbový prostor respektující původní geometrii

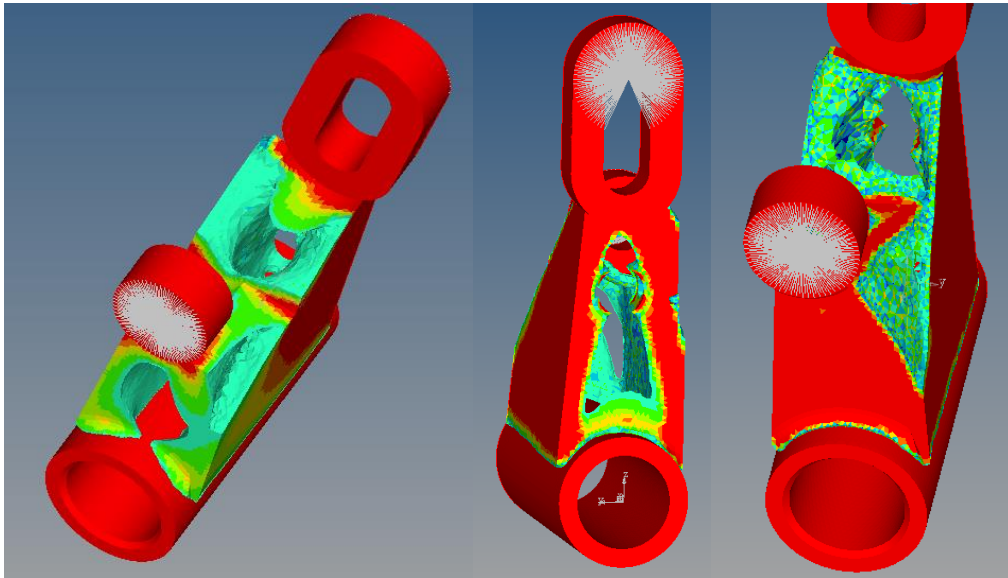
Tento zástavbový prostor (zeleně na obrázku (31)) vznikl prodloužením vnějších bočních stěn obou ramen k druhému rameni. Zároveň bylo nutné nechat za kratším ramenem prostor pro prvky systému uchycení.

Pro optimalizaci tohoto modelu je použit ohybový moment od pružiny směřující kolmo na osu delšího ramene. Pro body **B**, **C**, **D** je nastavena hodnota maximální deformace $\pm 0,1$ mm. Do „nezástavbového“ prostoru není zařazena díra pro rameno pružiny. Je to způsobené nedostatečnou znalostí programu, která vyústila v neschopnost oddělit tento prostor od zástavbového prostoru.



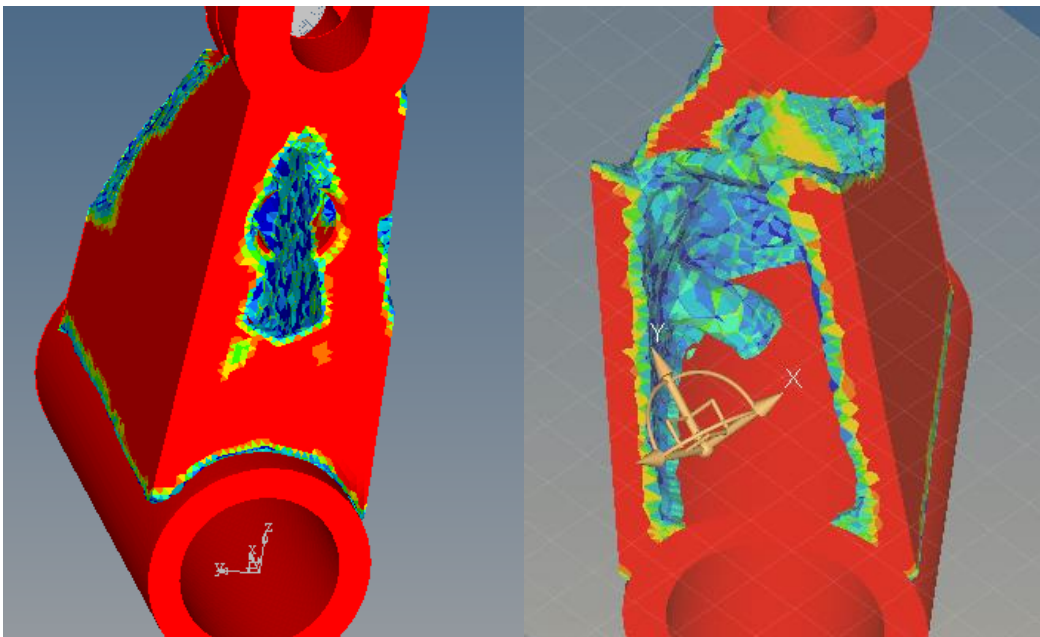
Obr. 32 Nedostatek v podobě montážní díry pro rameno pružiny jako součást zástavbového prostoru

Po vysítování tetra prvky o velikosti 0,8 a spuštění optimalizace vznikly následující výsledky (viz obrázek 33).



Obr. 33 Druhá, šestá a třináctá iterace

Na výsledcích jsou zobrazeny elementy s větší hustotou zatížení než 40 %. Z výsledků je zřejmé, že již od druhé iterace je znatelný úbytek hmoty, který postupně pokračuje.



Obr. 34 Osmnáctá iterace

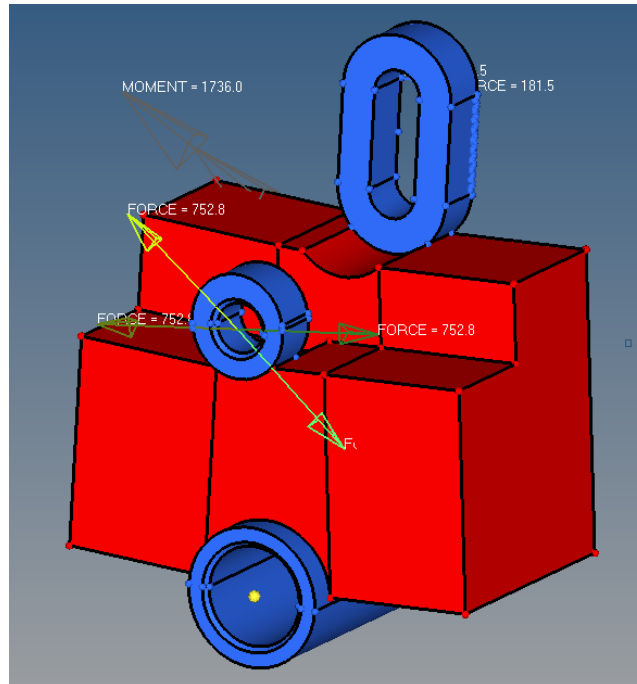
Celkově bylo provedeno osmnáct iterací.

Na obrázku (34) vidíme pohledy na poslední iteraci. Zobrazeny jsou prvky s hustotou zatížení nad 30 %. Můžeme pozorovat plně zatížené prvky na celém povrchu zástavbového prostoru. Vzhledem k zatížení ramen převážně na ohyb se dal tento

výsledek předpokládat. Dále tento výsledek poukazuje v zájmu relevantnějších výsledků na potřebu zvětšit zástavbový prostor.

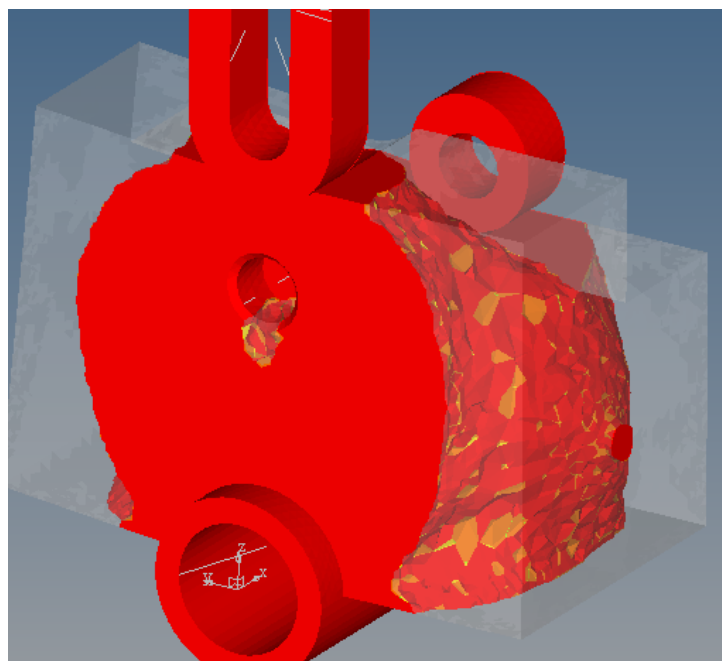
4.2.4 Použití rozšířeného zástavbového prostoru

Na základě výsledků předchozí optimalizace byl zvolen nový zvětšený zástavbový prostor za účelem získání dalších výsledků.



Obr. 35 Rozšířený zástavbový prostor (červeně)

Na základě tohoto modelu pak byla provedena optimalizace opět pro maximální hodnotu posuvu bodů **B**, **C** a **D** $\pm 0,1$ mm.



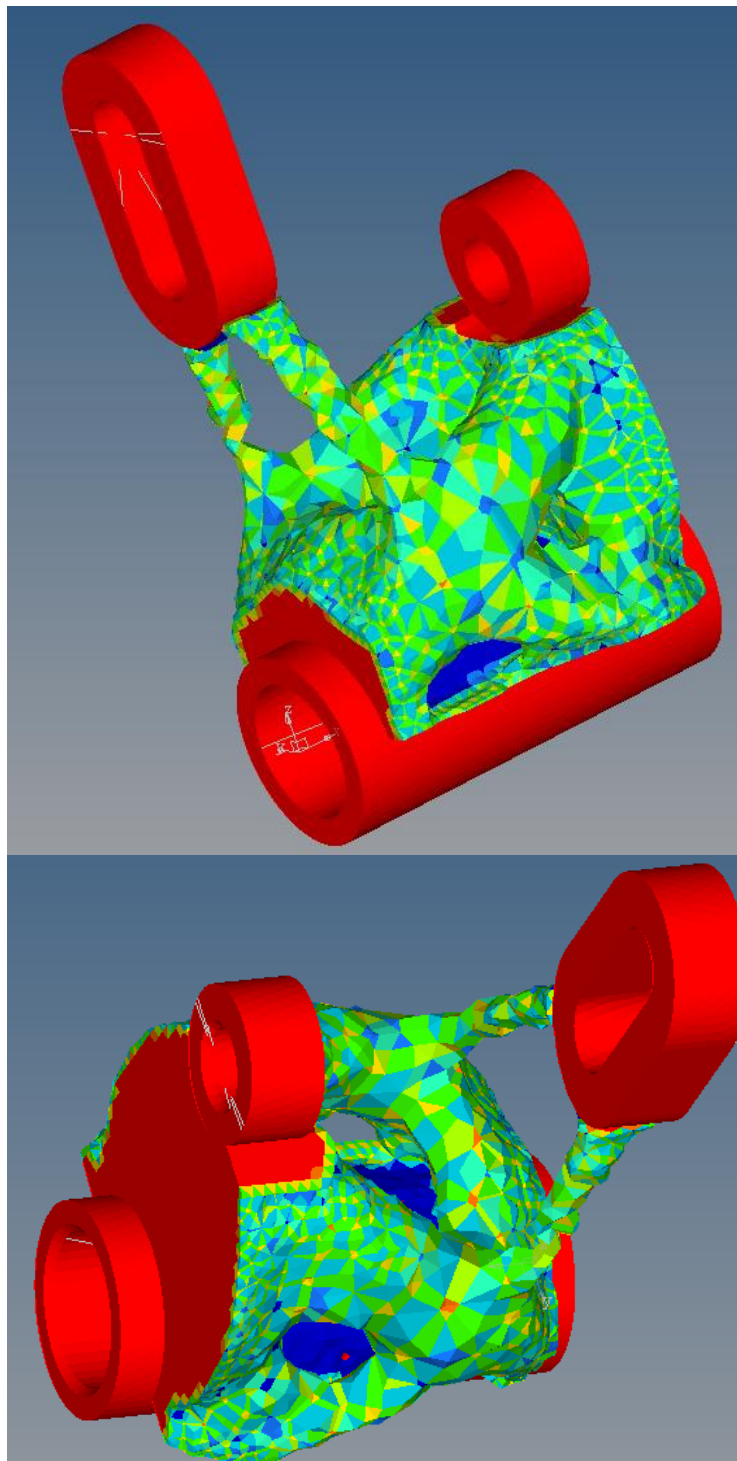
Obr. 36 Výsledek optimalizace pro posuv bodů **B**, **C**, **D** $\pm 0,1$ mm

Z výsledku optimalizace je patrný značný nárůst objemu výsledné geometrie. A to i přes fakt, že na obrázku (36) jsou zobrazeny pouze elementy zatížené na více než 90 %.

Na základě tohoto výsledku byla provedena analýza stejného modelu pro posuv bodů **B**, **C** a **D** o velikosti $\pm 0,25$ mm a $\pm 0,5$ mm.

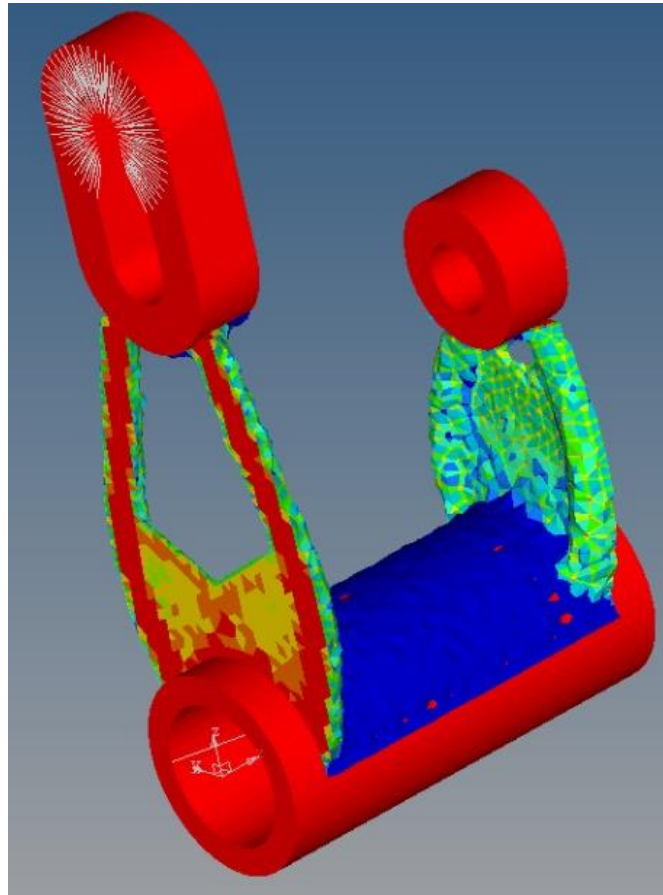
Toto nastavení optimalizace překvapivě vedlo k zajímavé bionické struktuře.

Na obrázku (37) jsou zobrazeny elementy se zatížením větším než 40 %.



Obr. 37 Výsledek optimalizace pro maximální posun bodů B, C, D $\pm 0,25$

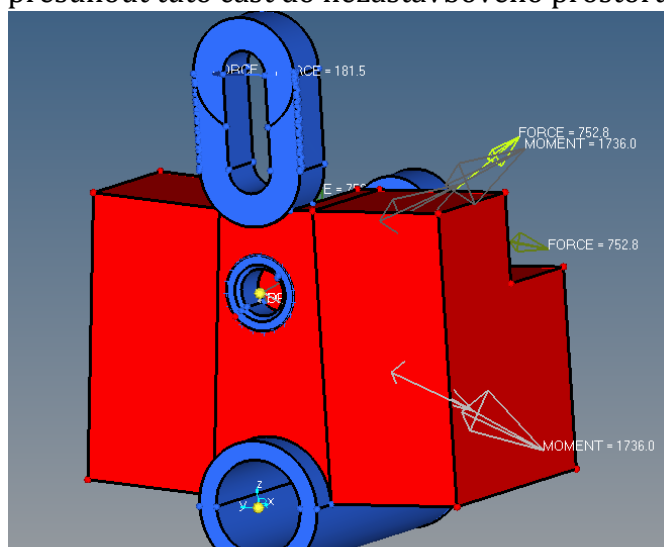
Výsledky pro optimalizaci s maximálním posuvem $\pm 0,5$ mm pak vytváří naprosto odlišnou geometrii.



Obr. 38 Elementy s hustotou větší než 40%

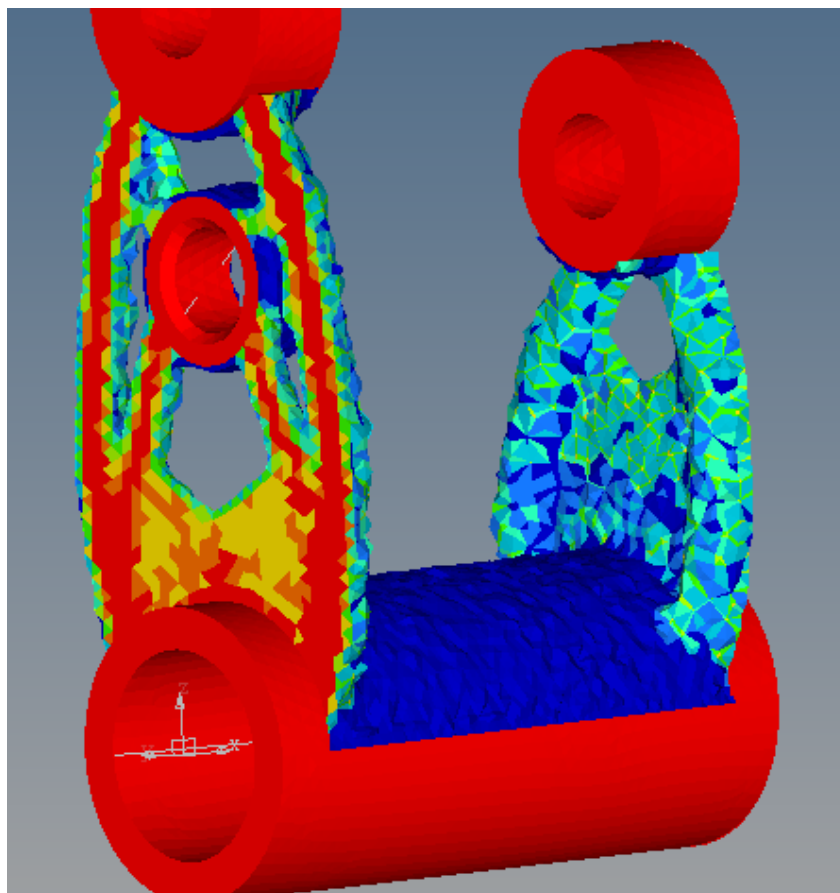
Výsledná geometrie připomíná design původního dílu, rozložení elementů odpovídá i rozložení více zatížených elementů z analýzy originálního dílu.

Pro získání lepších výsledků v oblasti uchycení ramene pružiny se nakonec podařilo upravit geometrii a přesunout tuto část do nezástavbového prostoru.

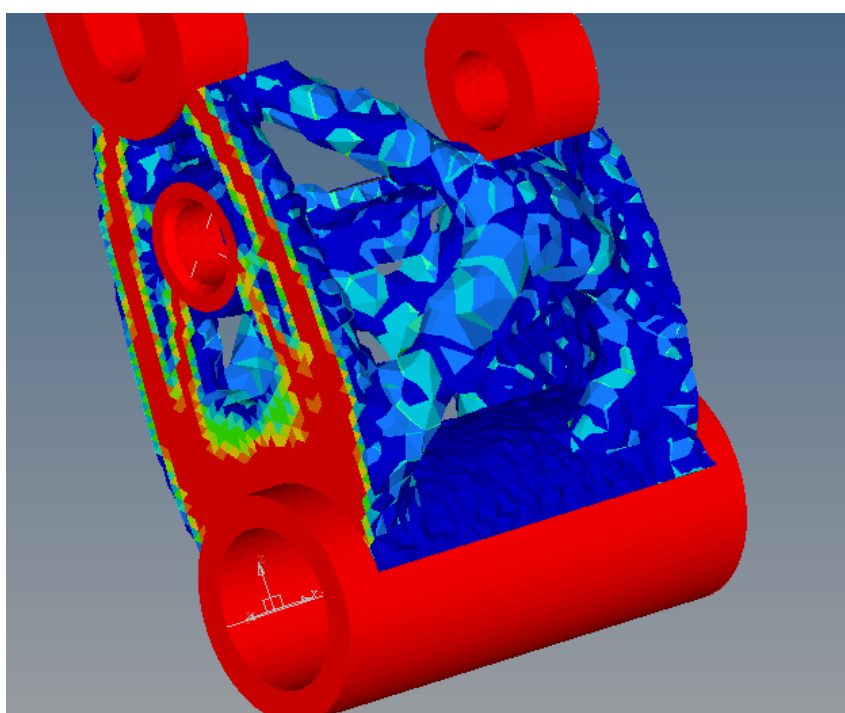


Obr. 39 Model s oblastí uchycení ramene pružiny v nezástavbovém prostoru

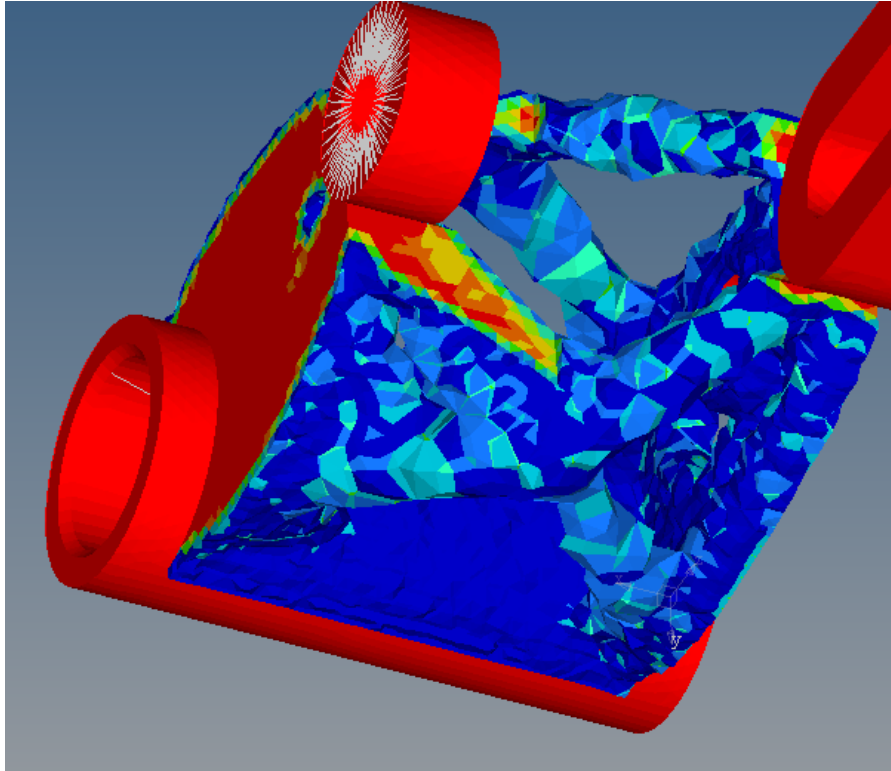
Na základě tohoto modelu byly provedeny optimalizace pro hodnoty posuvu bodů B, C a D $\pm 0,5$; 0,4 a 0,2 mm.



Obr. 40 Posuv $+0,5$ mm; elementy zatížení ze 30 % a více



Obr. 41 Posuv $+0,4$ mm; elementy zatížené z 15 % a více



Obr. 42 Posuv $\pm 0,2$ mm; elementy zatížené z 15 % a více

Opakující se tvary napříč optimalizacemi s různými podmínkami dávají dostatek dat pro tvorbu vlastní geometrie použitelné pro výrobu pomocí 3D tisku.

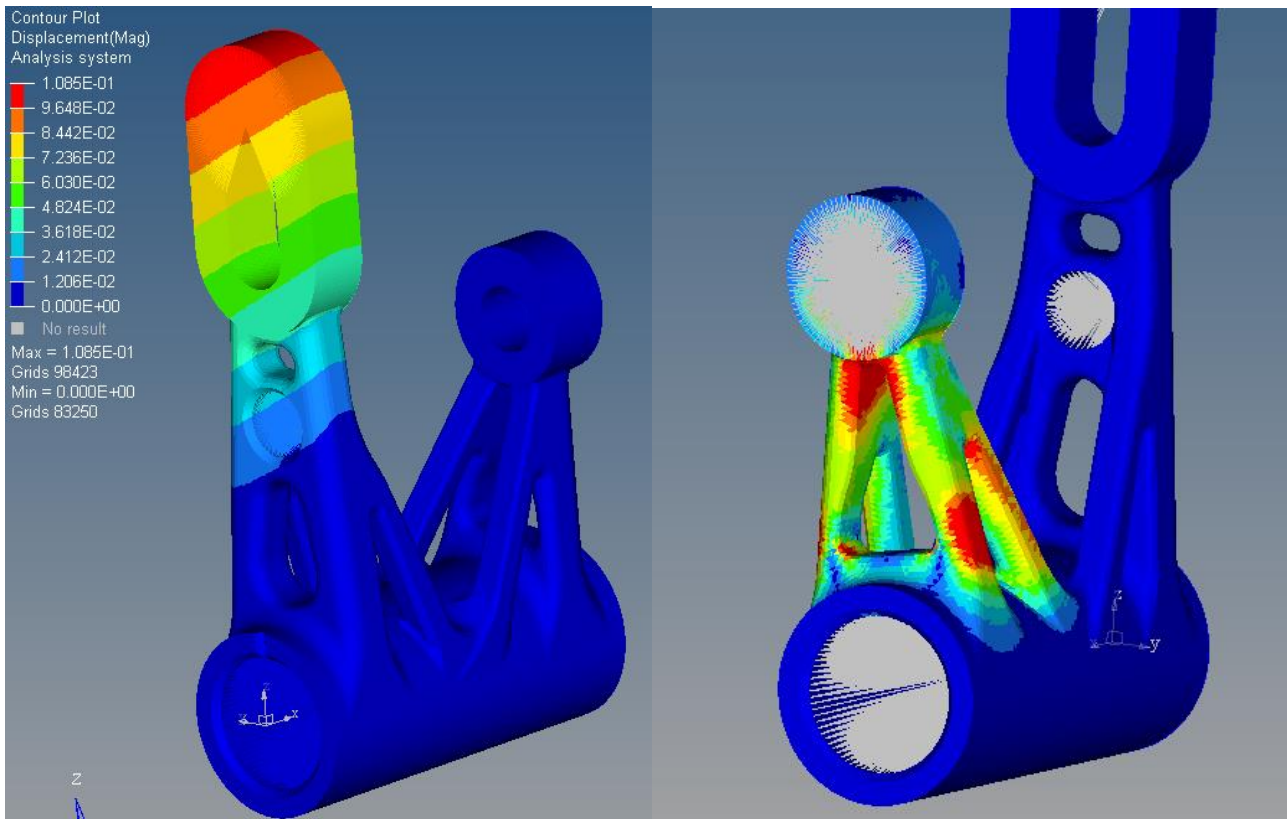
4.3 Tvorba konečné geometrie pro výrobu

4.3.1 Úvod

Tvorba geometrie na základě výsledků topologické optimalizace s řídí pravidly respektujícími možnosti výrobní technologie, v našem případě tedy kovového 3D tisku. S touto technologií se pojí dvě základní omezení. Kvůli postupnému nanášení vrstev prášku a jejich následnému spékání pomocí laseru není možné tvořit duté uzavřené struktury. A kvůli určité porositě povrchu hotového materiálu je nutné zachovat určitou minimální tloušťku nosných částí dílu. [9] Tento rozměr byl stanoven na 1,5 mm. Při tvorbě výsledného tvaru je dobré používat výsledné geometrie z optimalizací s prvky zatíženými na 30 % a méně. Při tvorbě výsledné geometrie je potřeba zohlednit chybu, které jsme se mohli dopustit při analýze silového zatížení dílu. Program oproti zkušenému konstruktérovi díl optimalizuje pouze na zadané zatížení a nepočítá s dalšími možnostmi.

4.3.2 Geometrie na základě optimalizace s přirozeným zástavbovým prostorem

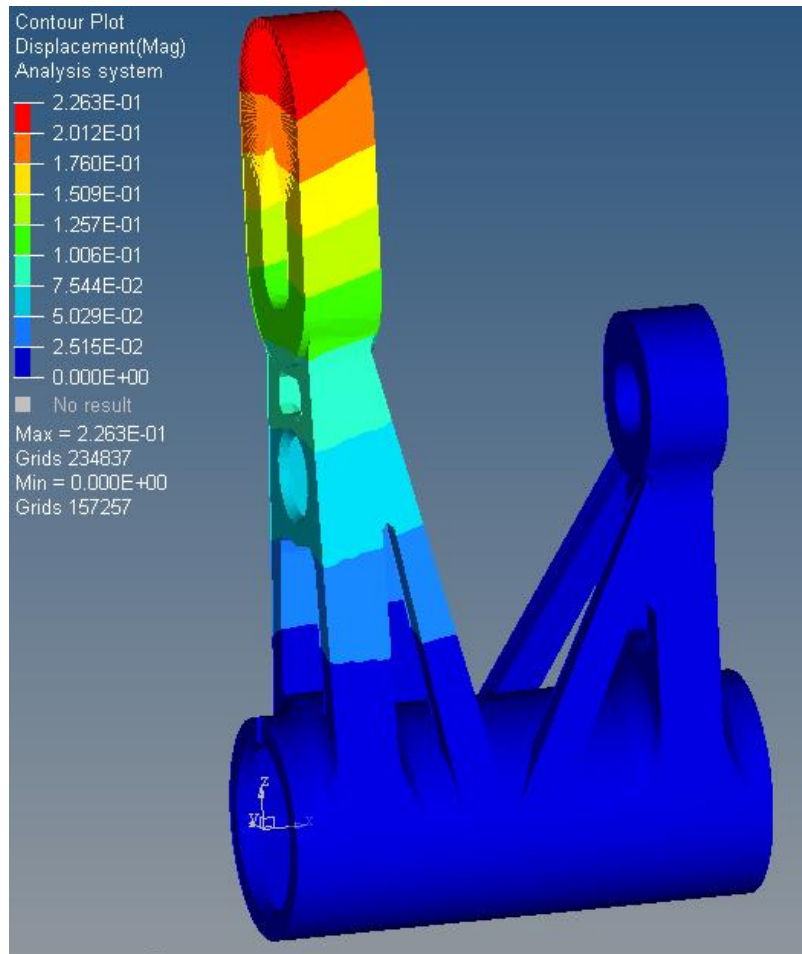
Jako první byla k tvorbě geometrie použita data z optimalizace modelu se zástavbovým prostorem tvořeným přirozenými hranicemi dílu. Postupně byly vytvořeny a zanalyzovány dva modely.



Obr. 43 Deformace delšího ramene při zatížení pružinou a oblasti s napětím přesahujícím mez kluzu na kratším rameni

První model maximálně vychází z původní geometrie. Je rozšířen o šikmé podpěry a odlehčení. Na modelu bylo dosaženo lehkého zlepšení u deformace způsobené silami na konci ramen. Zejména na kratším rameni jsou však rozsáhlé oblasti, kde napětí přesahuje mez kluzu. Tento model váží 13,328 g oproti 13,534 g původní geometrie při použití stejného materiálu. Výrazného zlepšení pak bylo dosaženo u deformace delšího ramene od zatížení pružinou. Zde dosáhla hodnota deformace pouhých 0,108 mm.

U druhého modelu byla upravena geometrie šikmých podpěr a odlehčení. Bylo dosaženo úspory hmotnosti na hodnotu 13,178 g. Bohužel také došlo ke zhoršení všech vlastností proti prvnímu modelu.



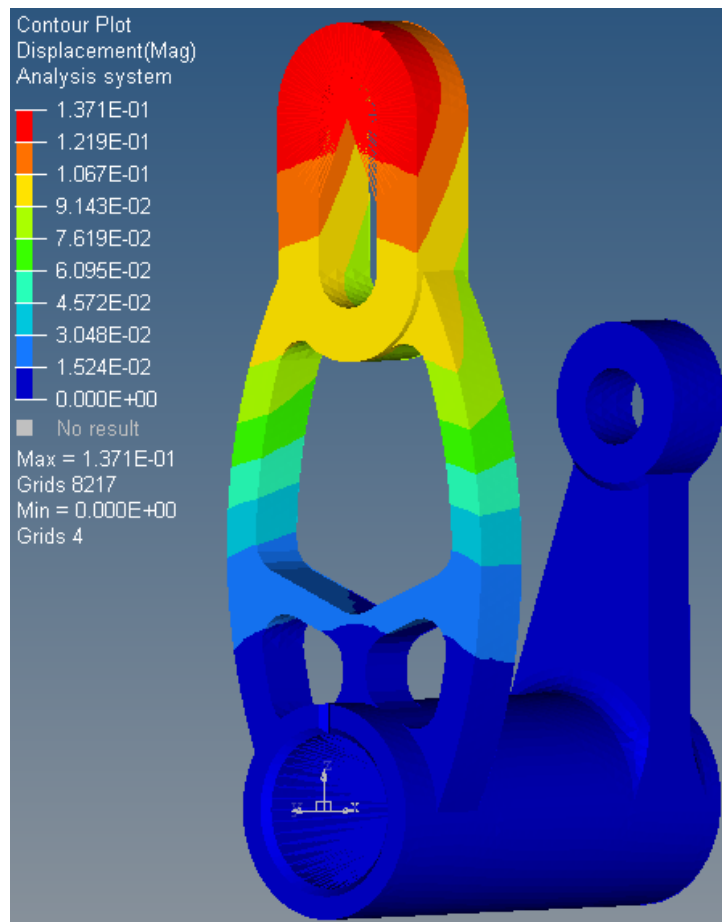
Obr. 44 Deformace od síly F na delším rameni

Na základě neúspěchu těchto dvou pokusů byla provedena optimalizace s rozšířeným zástavbovým prostorem.

4.3.3 Modely na základě výsledků optimalizace s rozšířeným zástavbovým prostorem

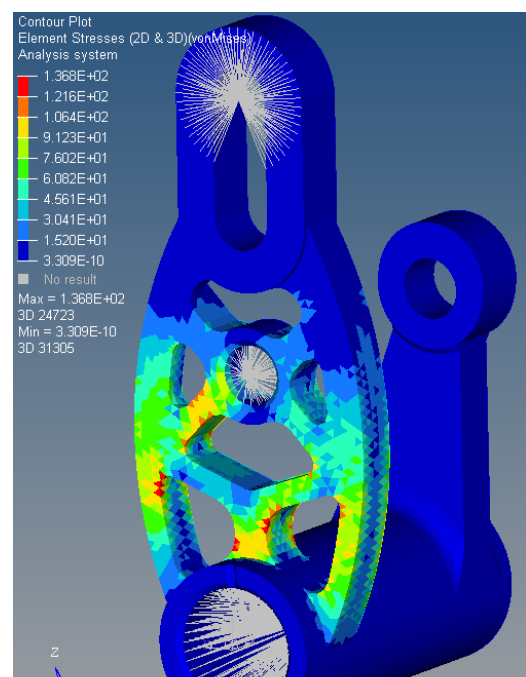
Z předchozích modelů vyplývá značné zvýšení hmotnosti dílu při použití šikmých ramen, která by kopírovala bionické tvary, které vyšly v několika optimalizacích (obrázek 37 a 41, 42). Z tohoto důvodu jsou následující modely tvořeny na základě dat z optimalizací s největší dovolenou deformací – obrázek (38 a 40).

První model řešil pouze sílu F na konci delšího ramene. Dle výsledku z obrázku (40) vznikla geometrie vykazující dobré výsledky. Došlo ke zmenšení hodnoty deformace i napětí.



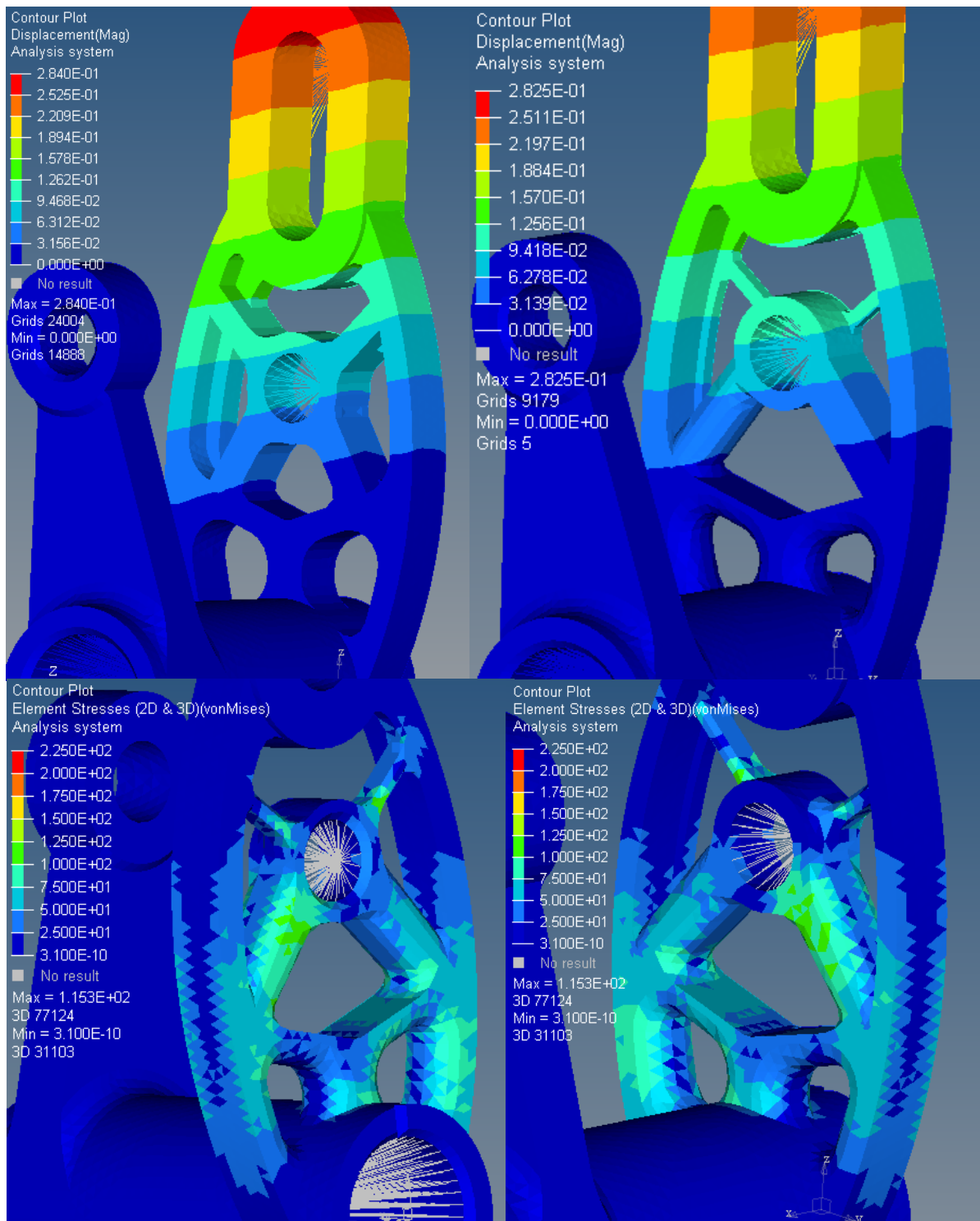
Obr. 45 První návrh geometrie vykazuje dobré výsledky deformace

Po přidání díry pro uchycení ramene pružiny vznikl následující model. Tento model vykazoval dobré hodnoty maximálního napětí v obou případech zatížení. Bohužel se zde projevila výrazná deformace od zatížení pružinou dosahující hodnoty přes 0,34 mm, což je výrazné zhoršení i oproti originální geometrii. Stejně tak nebylo dosaženo úspory hmotnosti.



Obr. 46 Maximální napětí dosahovalo 2/3 meze kluzu

Při pokusech o odstranění zmíněných nedostatků vzniklo množství modelů pracujících s různými úhly a rádií v rámci vnitřní geometrie ramene.

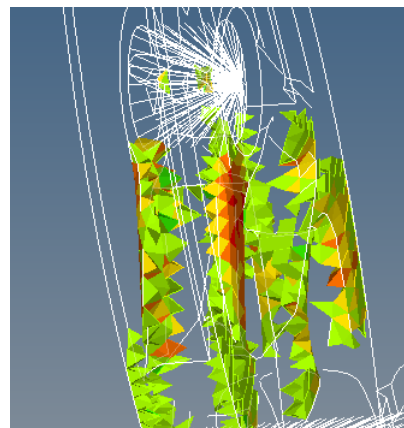


Obr. 47 Postupný vývoj dalších 3 verzí geometrie delšího ramene

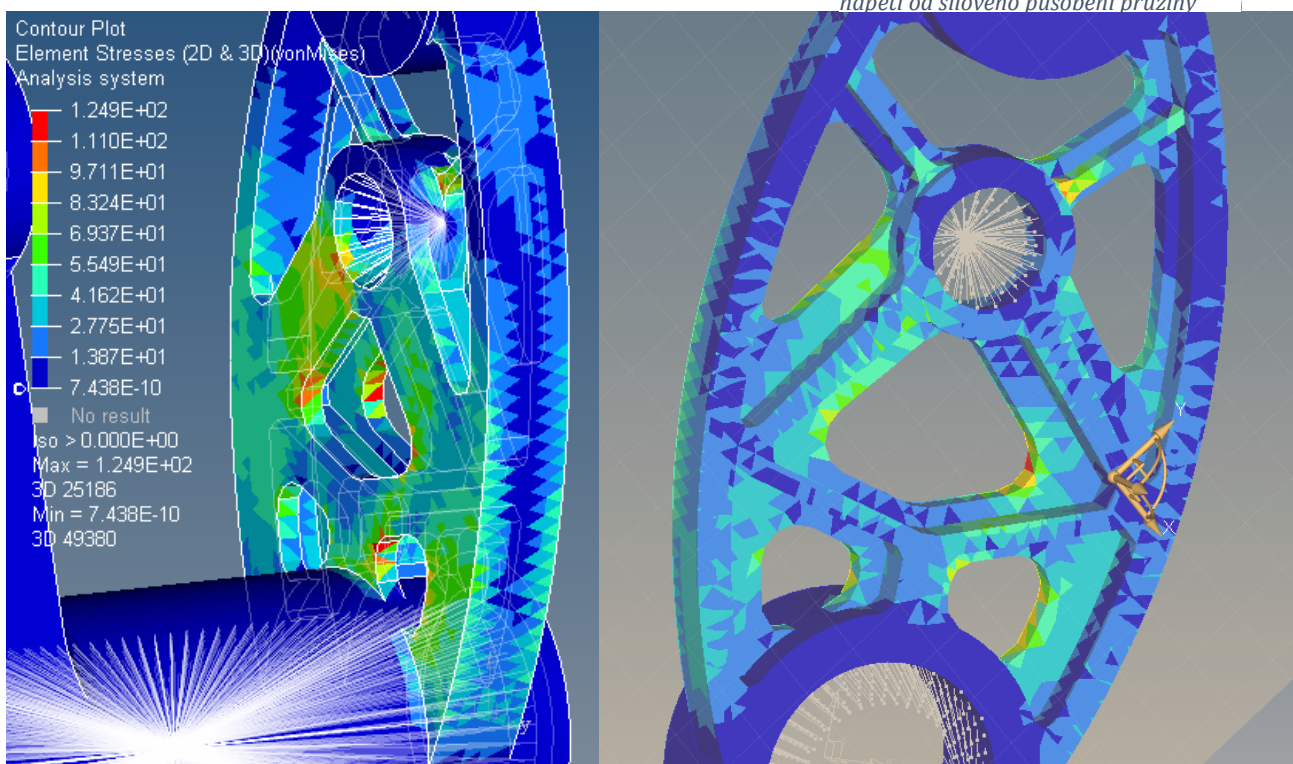
V horní části ramene došlo k odlehčení změnou průřezu ze čtvercového na L profil. Tento materiál byl pak využit k posílení dolní části, kde působí ohybový moment pružiny. Přes dobré rozložení zatížení a nízké maximální hodnoty napětí zůstávala deformace

od silového působení pružiny stále okolo hodnoty 0,28 mm. Důsledná analýza problému poukázala na šíření napětí od momentu po vnějším povrchu zatížených částí geometrie. Na základě tohoto zjištění pak vznikla další verze geometrie delšího ramene dvojpáčky.

Její základ tvoří dvě tenké stěny spojené odlehčenou vnitřní strukturou. (Obrázek 49)

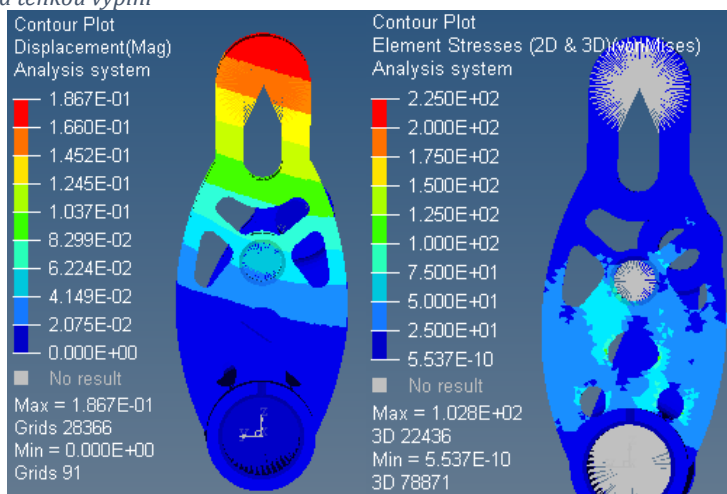


Obr. 48 Elementy s nejvyšší hodnotou napětí od silového působení pružiny



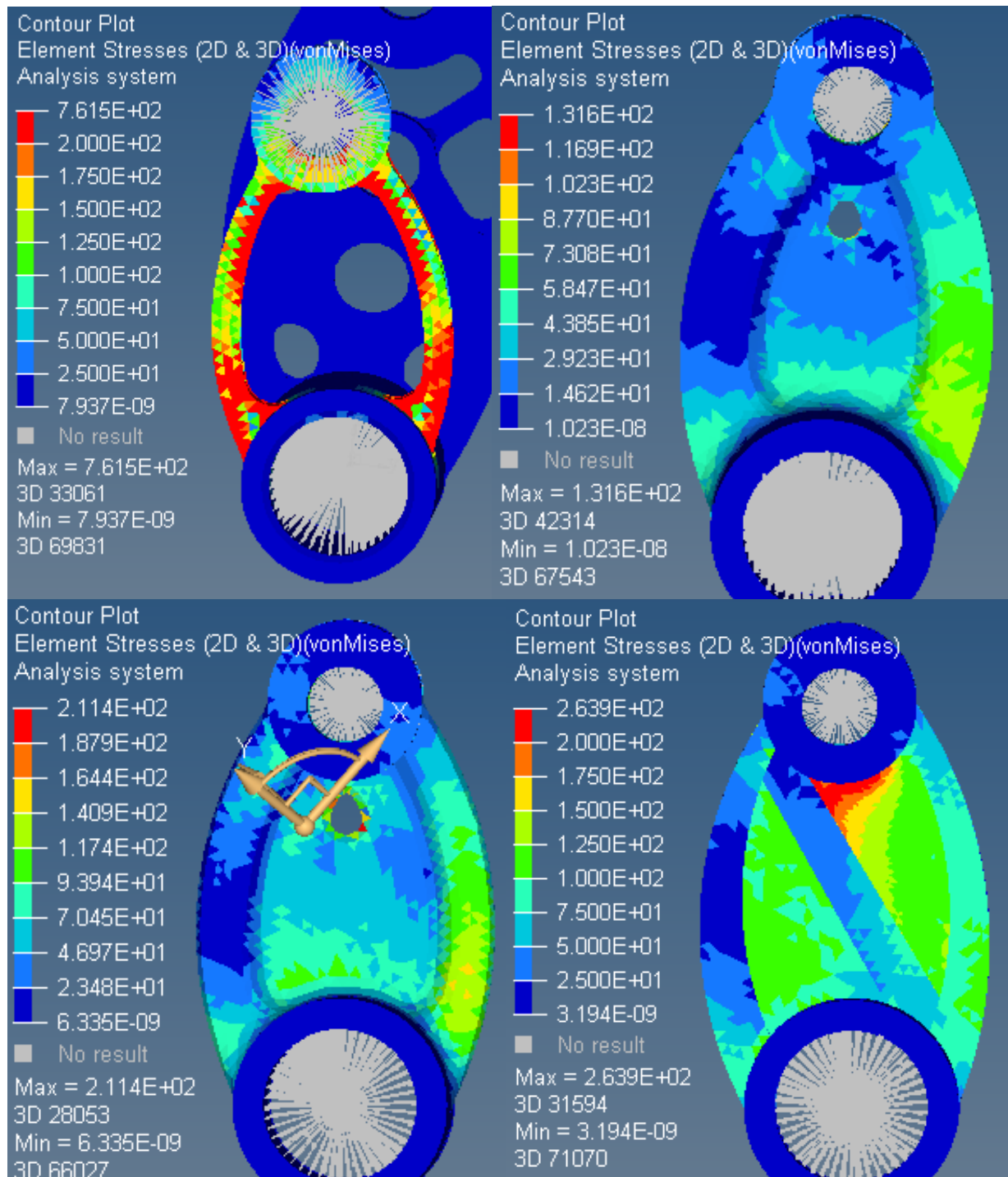
Obr. 49 Struktura ramene tvořená dvěma stěnami a tenkou výplní

Tento přístup pomohl ihned ke zlepšení hodnoty deformace od silového působení pružiny na 0,24 mm. Při dalším postupu pak vznikly další 3 verze s různými změnami odlehčení, které vedly ke zlepšení hodnoty posuvu na hodnotu srovnatelnou s originální geometrií.



Obr. 50 Hodnota maximální deformace vykazuje znatelný pokles a hodnota maximálního napětí i jeho rozložení vykazuje značné zlepšení

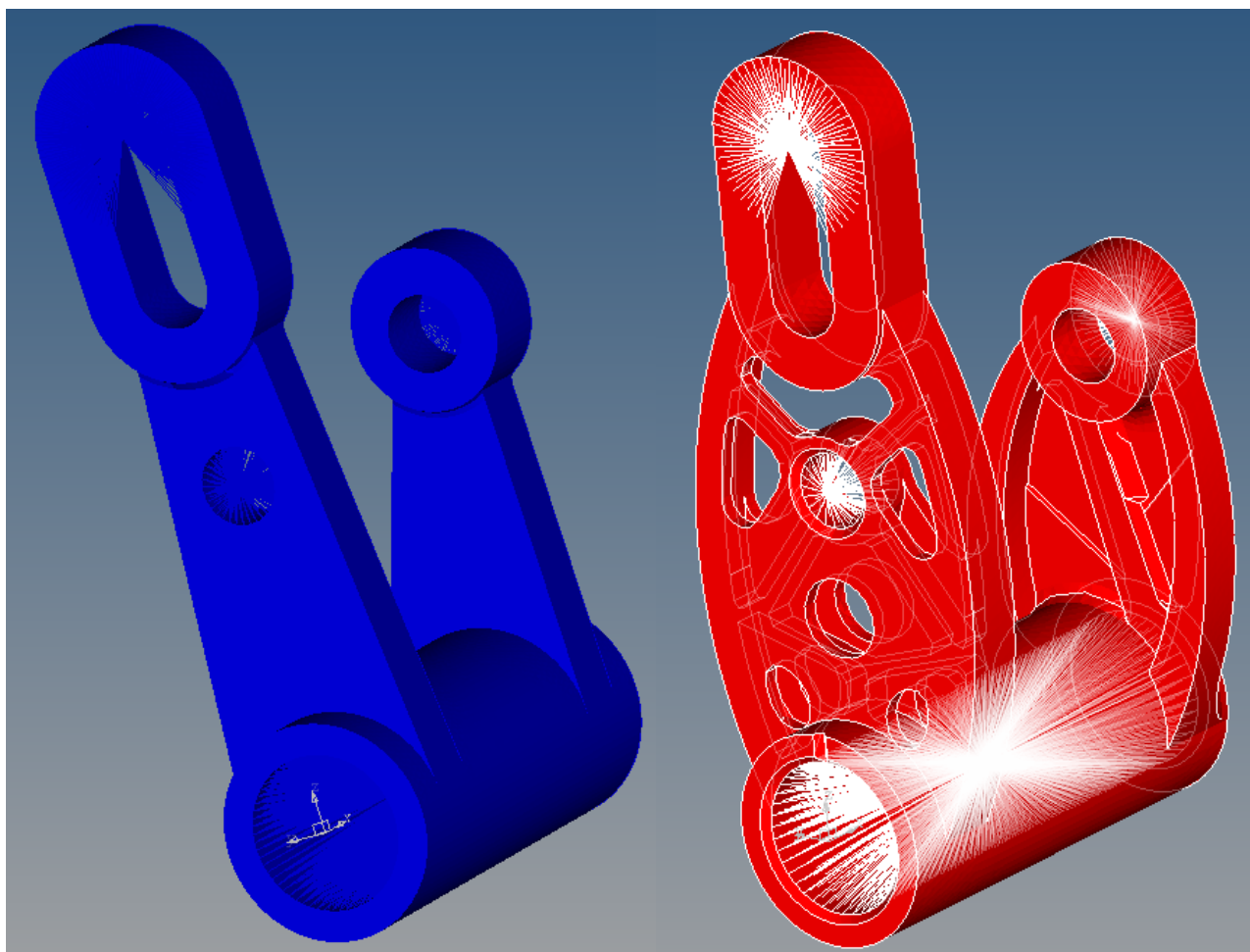
Pro vytvoření geometrie kratšího ramene dvojpáčky byl použit stejný postup jako při řešení delšího ramene zatíženého silou F . Vzhledem k vyšší hodnotě síly S působící na kratší rameno a změnu úhlu, pod kterým působí, se postupně objevila nutnost příčného vyztužení a zesílení základny ramene. Postupný vývoj je dobře vidět na obrázku (51).



5 Shrnutí dosažených výsledků

Za pomoci topologické optimalizace vznikla nová geometrie dvojpáčky, která dosahuje zlepšení mechanických vlastností. K největšímu zlepšení došlo v rozložení napětí a ve velikosti hodnot maximálního napětí.

5.1 Srovnání původní a nové geometrie dvojpáčky



Obr. 52 Porovnání originálního dílu (modrý) s nově navrženým (červený)

Porovnání mechanických vlastností je v následujících tabulkách.

Tabulka 3 Srovnání deformací +/-[mm]

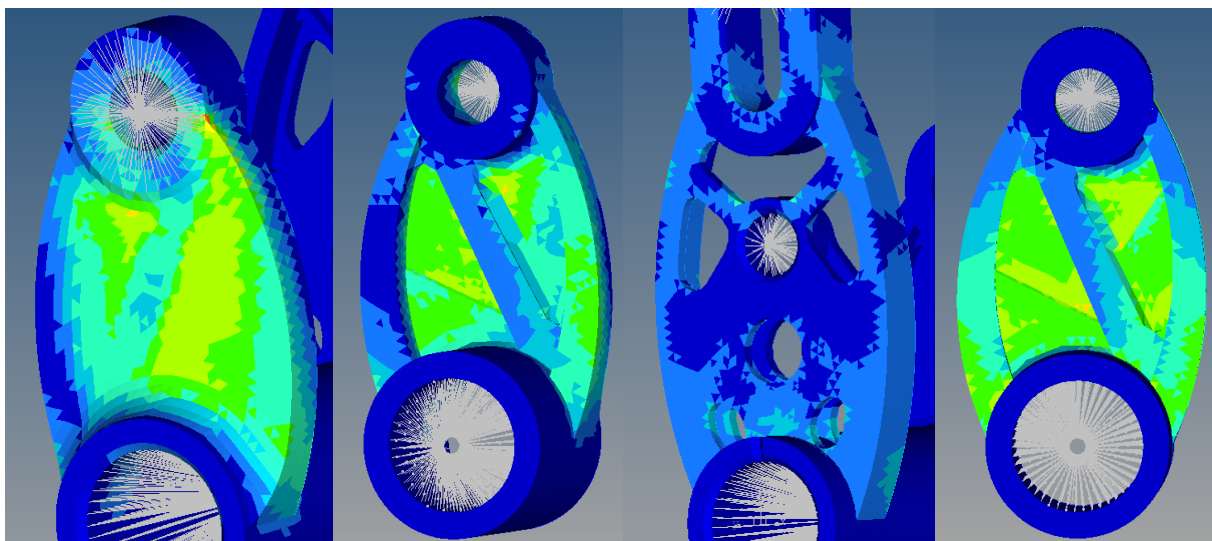
| Typ zatížení | Originální geometrie | Nová geometrie |
|---------------------------------------|----------------------|----------------|
| F1 = působení táhla do reversu | 0,1834 | 0,09986 |
| F2 = působení táhla z reversu | 0,1834 | 0,09986 |
| S1 = vstupní síla poloha 1 do reversu | 0,1856 | 0,1702 |
| S2 = vstupní síla poloha 2 do reversu | 0,2027 | 0,1019 |
| S1T = vstupní síla poloha 1 z reversu | 0,1856 | 0,1702 |
| S2T = vstupní síla poloha 2 z reversu | 0,2027 | 0,1019 |

| | | |
|---------------------------------|--------|--------|
| SP1 = působení pružiny poloha 1 | 0,1658 | 0,1867 |
| SP2 = působení pružiny poloha 2 | 0,1658 | 0,1863 |

Tabulka 4 Hodnota maximálního napětí v [MPa]

| Typ zatížení | Originální geometrie | Nová geometrie |
|---------------------------------------|----------------------|----------------|
| F1 = působení táhla do reversu | 97,18 | 74.177 |
| F2 = působení táhla z reverzu | 97,18 | 74.177 |
| S1 = vstupní síla poloha 1 do reversu | 321,4 | 184,6 |
| S2 = vstupní síla poloha 2 do reversu | 259,3 | 186,8 |
| S1T = vstupní síla poloha 1 z reversu | 321,4 | 184,6 |
| S2T = vstupní síla poloha 2 z reversu | 259,3 | 186,8 |
| SP1 = působení pružiny poloha 1 | 88,34 | 111 |
| SP2 = působení pružiny poloha 2 | 90,34 | 108 |
| Hmotnost v [g] | 13,534 g | 13,732 g |

Z tabulek vyplývá, že při zachování přibližně stejné hmotnosti se podařilo dosáhnout zlepšení mechanických vlastností u většiny případů zatížení. V případě deformace způsobené silou **S** v poloze 2 a silou **F** klesla hodnota maximální deformace o 100 %. Pouze u zatížení způsobeného vratnou pružinou vykazuje nová geometrie lehce horší vlastnosti. Dále došlo k výraznému zlepšení rozložení napětí v ramenech dvojpáčky.



Obr. 53 Rozložení napětí na ramenech dvojpáčky (červené elementy přesahují mez kluzu)

Pokud porovnáme obrázek (53) s výsledky počáteční pevnostní MKP analýzy, zjistíme, že došlo k odstranění míst s koncentrací napětí a k jeho rovnoměrnému rozložení do celého dílu. Dobře rozložené napětí má pozitivní vliv na životnost dílu a snížení možnosti vzniku trhlin v důsledku únavy materiálu.

5.2 Výrobní a ekonomické hledisko

Vzhledem k absenci dat v zadání ohledně bezpečnostního koeficientu není možné říci, zda by nově navržená geometrie umožnila použití duralu namísto původní nerezové oceli. Požití 3D tisku místo přesného odlévání u původního dílu nemusí nutně přinést snížení výrobní ceny. V obou případech je nutné díl dále opracovat.

K významné úspoře by mohlo dojít při prozkoumání možnosti tisku tohoto dílu v jednom kuse i s ramenem vratné pružiny. Odpadla by tím operace lisování a snížil by se počet částí nutných při výrobě motoru. Dle zadání se ovšem tato práce zabývá pouze topologickou optimalizací dílu dvojpáčka.

6 Závěr

Topologická optimalizace dílu dvojpáčka přinesla zajímavé výsledky. V průběhu procesu se podařilo dosáhnout zlepšení mechanických vlastností, ale nikoli úspory hmotnosti. Je otázkou, zda dosažené výsledky přinášejí takové zlepšení, aby ospravedlnily tento časově náročný proces. Celkově v průběhu procesu vzniklo přibližně 20 výsledků topologické optimalizace a 15 modelů nové geometrie, které prošly back to back analýzou. Původní geometrie byla navržena s ohledem na výrobní technologii přesného odlévání, která sama o sobě dovoluje značnou tvarovou složitost. Z tohoto důvodu zde již není výrazný prostor pro optimalizaci.

Pokud by stávající součástka pevnostně nevyhovovala, stačilo by ji posílit přidáním rádií v místech, kde se koncentrovalo napětí. Tato místa odhalila počáteční pevnostní analýza za pomoci metody konečných prvků. V případě potřeby zaměnit dosud používanou nerezovou ocel za dural bude topologická optimalizace nabízející možnost stavby bionické struktury velmi užitečná. Je otázkou, zda by se při využití bionické struktury a duralu podařilo docílit podobných nebo lepších vlastností než u původního ocelového dílu. Tato možnost se zdá jako zajímavá pro budoucí zkoumání, případně další závěrečnou práci.

Z ekonomického hlediska nemá smysl nahrazovat zavedenou výrobu vyhovujícího dílu. Pouze v případě nutnosti změny výrobní technologie na 3D tisk například v rámci zavádění Průmyslu 4.0 by mělo smysl zabývat se možností optimalizace geometrie dílu. Zajímavou variantou je pak díl tisknout dohromady i s dílem, který se nyní do zkoumaného dílu lisuje. Takovýto postup by díky snížení počtu dílů při výrobě, snížení počtu operací a zjednodušení logistiky mohl vést k celkové úspoře nákladů.

Jako důležité je pak vhodně vybírat díly, kde může topologická optimalizace za použití metody konečných prvků přinést výrazné zlepšení. Typicky se jedná o díly optimalizované pro výrobu pomocí konvenčního obrábění s velkým množstvím pravých úhlů. Celý proces topologické optimalizace je stále časově velice náročný, a proto je třeba tento silný nástroj v rukách konstruktérů využívat s maximální efektivností.

7 Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| Obr. 1 Motor H80-200 | 8 |
| Obr. 2 sestava dílu dvojpáčka | 9 |
| Obr. 3 Místo měření síly na páce S | 10 |
| Obr. 4 Pohled na systém ovládání, mezi místem měření síly a dvojpáčkou | 10 |
| Obr. 5 Naměřená síla F a síla F^* na druhém rameni pákyS [7] | 11 |
| Obr. 6 Výkres a funkce dílu K..... | 12 |
| Obr. 7 Zjednodušený model páky K..... | 13 |
| Obr. 8 Dvojpáčka..... | 14 |
| Obr. 9 Pohled na sestavu dvojpáčky..... | 15 |
| Obr. 10 Vratná pružina..... | 15 |
| Obr. 11 Táhlo na výkresu sestavy | 16 |
| Obr. 12 Zjednodušený model dvojpáčky | 16 |
| Obr. 13 Model uložení pružiny..... | 17 |
| Obr. 14 Graf závislosti velikosti síly F na natočení dvojpáčky | 18 |
| Obr. 15 Vlastnosti duralu CL31A..... | 19 |
| Obr. 16 3D model dvojpáčky ve formátu STEP | 20 |
| Obr. 17 Zjednodušená geometrie v prostředí programu HyperMesh | 20 |
| Obr. 18 Detail vysít'ovaného modelu | 21 |
| Obr. 19 Detail RBE 3 a RBE 2 prvků | 22 |
| Obr. 20 Umístění sil působících na delším rameni | 22 |
| Obr. 21 Detaily nového souřadného systému, pevné vazby a sil působících na kratším rameni..... | 23 |
| Obr. 22 Barevné označení jednotlivých silových působení..... | 23 |
| Obr. 23 Deformace na kratším rameni v poloze 1 a v poloze 2 | 24 |
| Obr. 24 Napětí na kratším rameni v poloze 1 a poloze 2 | 25 |
| Obr. 25 Elementy s napětím přesahujícím 2/3 meze kluzu, poloha 1 a poloha2 | 25 |
| Obr. 26 Deformace na delším rameni a analýza napětí v porovnání s mezí kluzu | 26 |
| Obr. 27 Deformace působením pružiny, napětí v porovnání s mezí kluzu a maximální hodnota napětí..... | 26 |
| Obr. 28 Maximální hodnota napětí | 26 |
| Obr. 29 Maximální napětí v poloze 2 | 27 |

| | |
|---|----|
| Obr. 30 Významněji zatížené elementy | 27 |
| Obr. 31 Zástavbový prostor respektující původní geometrii | 29 |
| Obr. 32 Nedostatek v podobě montážní díry pro rameno pružiny jako součást zástavbového prostoru..... | 29 |
| Obr. 33 Druhá, šestá a třináctá iterace | 30 |
| Obr. 34 Osmnáctá iterace | 30 |
| Obr. 35 Rozšířený zástavbový prostor (červeně) | 31 |
| Obr. 36 Výsledek optimalizace pro posuv bodů B, C, D $\pm 0,1$ mm..... | 31 |
| Obr. 37 Výsledek optimalizace pro maximální posun bodů B, C, D $\pm 0,25$ | 32 |
| Obr. 38 Elementy s hustotou větší než 40% | 33 |
| Obr. 39 Model s oblastí uchycení ramene pružiny v nezástavbovém prostoru | 33 |
| Obr. 40 Posuv $\pm 0,5$ mm; elementy zatížení ze 30 % a více | 34 |
| Obr. 41 Posuv $\pm 0,4$ mm; elementy zatížené z 15 % a více | 34 |
| Obr. 42 Posuv $\pm 0,2$ mm; elementy zatížené z 15 % a více | 35 |
| Obr. 43 Deformace delšího ramene při zatížení pružinou a oblasti s napětím přesahujícím mez kluzu na kratším rameni | 36 |
| Obr. 44 Deformace od síly F na delším rameni | 37 |
| Obr. 45 První návrh geometrie vykazuje dobré výsledky deformace..... | 38 |
| Obr. 46 Maximální napětí dosahovalo 2/3 meze kluzu | 38 |
| Obr. 47 Postupný vývoj dalších 3 verzí geometrie delšího ramene..... | 39 |
| Obr. 48 Elementy s nejvyšší hodnotou napětí od silového působení pružiny..... | 40 |
| Obr. 49 Struktura ramene tvořená dvěma stěnami a tenkou výplní..... | 40 |
| Obr. 50 Hodnota maximální deformace vykazuje znatelný pokles a hodnota maximálního napětí i jeho rozložení vykazuje značné zlepšení | 40 |
| Obr. 51 Postupný vývoj geometrie kratšího ramene..... | 41 |
| Obr. 52 Porovnání originálního dílu (modrý) s nově navrženým (červený) | 42 |
| Obr. 53 Rozložení napětí na ramenech dvojpáčky (červené elementy přesahují mez kluzu) | 43 |

8 Seznam použité literatury

- [1] BATHE, Klaus-Jürgen. *Finite Element Procedures*. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1996. ISBN 0-13-301458-4.
- [2] APETAUR, Milan, Vladimír STEJSKAL a Jan BANĚČEK. *Výpočtové metody ve stavbě motorových vozidel*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1984.
- [3] BREPTA, Rudolf, Ladislav PŮST a František TUREK. *Mechanické kmitání*. Praha: Sobotáles, 1994. Technický průvodce. ISBN 80-901684-8-5.
- [4] MAREŠ, T.: *Základy Konstrukční Optimalizace*. Sv. 2. Praha: Vlastním nákladem, 2006. Dostupný z <http://users.fs.cvut.cz/tomas.mares/z/z/ZakladyKonstrukcniOptimalizace/zko.pdf>, ISBN 80-239-6508-5. s. 281.
- [5] VALÁŠEK, Michael, Václav BAUMA a Zbyněk ŠIKA. *Mechanika B*. Praha: ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02919-0.
- [6] KOPŘIVA, Lubomír. *Optimalizace žebra na křídle letounu*. Brno 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v brně. Fakulta strojního inženýrství.
- [7] SOUKUP, Filip. *Postup topologické optimalizace s využitím aditivních technologií*. Praha 2018. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní.
- [8] PAGÁČ, Marek. Začínáme s 3D tiskem kovů #3: Předvýrobní etapa (topologická optimalizace). In: *Konstrukter* [online]. Brno: Nová média, 2017 [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <https://www.konstrukter.cz/2017/01/26/zaciname-s-3d-tiskem-kovu-3-predvyrobni-etapa-topologicka-optimalizace/>
- [9] PAGÁČ, Marek. Začínáme s 3D tiskem kovů #2: Technologie 3D tisku kovů (SLM). In: *Konstrukter* [online]. Výstaviště 405/1, 603 00 Brno: Vydavatelství Nová média, 2016 [cit. 2018-02-05]. Dostupné z: <https://www.konstrukter.cz/2016/11/23/zaciname-s-3d-tiskem-kovu-2-technologie-3d-tisku-kovu-slm/>
- [10] HANUS, Daniel. *Pohon letadel a letadlové motory*. Praha 2015. Přednáška v rámci kurzu UAV. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta elektrotechnická. [Cit. 15.2.2019] Dostupné z: https://cw.fel.cvut.cz/old/_media/courses/a0m36bep/bep4_2015.pdf
- [11] Topology optimization with OptiStruct. In: Altair University: Learning and Certification Program [online]. © 2016 Altair University, b.r. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: https://certification.altairuniversity.com/pluginfile.php/5934/mod_resource/content/0/Topology_optimization_new.pdf