



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH PEDÁLOVÉ SOUSTAVY PRO ZÁVODNÍ PNEUMOBIL S VYUŽITÍM TOPOLOGICKÉ OPTIMALIZACE

DESIGN OF PEDAL SYSTEM FOR PNEUMOBIL RACE CAR USING TOPOLOGY OPTIMISATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Václav Pchálek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Vaverka

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Václav Pchálek
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Vaverka
Akademický rok:	2020/21

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

Návrh pedálové soustavy pro závodní Pneumobil s využitím topologické optimalizace

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pneumobil je studentské závodní vozidlo využívající ke svému pohonu stlačený vzduch. V současné době se usilovně pracuje na vývoji nového monopostu a je potřeba dolaďovat jednotlivé podsestavy. Jednou z nich je i pedálová soustava, u které tým vyžaduje větší tuhost. Pro nový návrh se jako ideální jeví využití topologické optimalizace.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je využít topologickou optimalizaci k návrhu pedálové soustavy se zvýšenou tuhostí pro závodní vozidlo na stlačený vzduch.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- revize současného stavu soustavy,
- koncepční návrhy zlepšení tuhosti s využitím topologické optimalizace,
- návrh a kontrola finálního konstrukčního řešení.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukoncení/>

Seznam doporučené literatury:

BRACKETT, D., ASHCROFT, I. a R. HAGUE. Topology optimization for additive manufacturing. In Solid Freeform Fabrication Symposium Proceedings, Solid Freeform Fabrication Symposium edition: 22, Austin, Texas, USA, 8-10 August 2011. s. 348-362.

MENDE, M. Návrh topologicky optimalizované těhlice pro závodní pneumobil. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 67 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Vaverka.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce řeší návrh pedálové soustavy závodního pneumobilu s cílem zvýšení její tuhosti a snížení její hmotnosti. Na základě rešerše byla upravena kinematika pedálu pro přesnější určení pedálového poměru. K dosažení cílů byla použita topologická optimalizace a lattice struktura. Výsledky byly kontrolovány pevnostní analýzou pomocí metody konečných prvků. Pro výrobu topologicky optimalizovaných dílů se předpokládá využití kovové aditivní technologie, pro kterou byly díly dále upraveny. Deformace byla snížena u brzdového pedálu o 13,4 % a u plynového pedálu o 96,8 %. Hmotnost pedálové soustavy se snížila o 31 %. Tento návrh pedálové soustavy by mohl být alternativou pro současnou pedálovou soustavu závodního pneumobilu, protože je lehčí a splňuje požadavky na vyšší tuhost.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pedálová soustava, topologická optimalizace, MKP, aditivní výroba, pneumobil

ABSTRACT

This thesis deals with design of pedal assembly of pneumobile racing car to increase its rigidity and reduce its weight. Based on the search, the kinematics of pedal was changed due to more precise determination of pedal ratio. Topology optimization and lattice structure were used to achieve the goals. The results were checked by strength analysis using finite element method. To produce topologically optimized parts use of metal additive technology is assumed, for which the parts have been further modified. Deformation was reduced by 13,4 % for the brake pedal and by 96,8 % for the accelerator pedal. The weight of the pedal system has been reduced by 31 %. This pedal assembly design could be an alternative to the current pedal assembly, as it is lighter and meets the requirements for higher rigidity.

KEYWORDS

Pedal assembly, topology optimization, FEM, additive technology, pneumobile

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PCHÁLEK, Václav. *Návrh pedálové soustavy pro závodní Pneumobil s využitím topologické optimalizace [online]*. Brno, 2021 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132572>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Ondřej Vaverka.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Ondřeji Vaverkovi za odborné vedení, přínosné rady, ochotu a věnovaný čas. Dále bych rád poděkoval členům penumobil týmu za poskytnutá data a konzultace při řešení problému.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Ondřeje Vaverky. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	10
2.1	Pneumobil	10
2.1.1	Závod pneumobilů	10
2.1.2	Soutěžní disciplíny	10
2.1.3	Pneumobil racing team Brno	11
2.1.4	Současné monoposty	11
2.2	Pedálové systémy	12
2.2.1	Závěsná pedálová soustava	15
2.2.2	Pedálová soustava připevněná k podlaze	16
2.2.3	Brzdový pedál a jeho příslušenství	18
2.2.4	Plynový pedál	19
2.2.5	Současné řešení pedálové sestavy v pneumobilu	20
2.3	Topologická optimalizace	23
2.4	Aditivní technologie	25
2.4.1	Aditivní výroba z kovů	26
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	29
3.1	Analýza problému	29
3.2	Cíl práce	30
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	31
4.1	Návrh sestavy brzdového pedálu	31
4.1.1	Uložení brzdových válců	31
4.1.2	Základní model	32
4.1.3	Výpočet zátěžných sil	34
4.1.4	Topologická optimalizace	37
4.1.5	Tvorba CAD dat	40
4.1.6	MKP analýza	41
4.1.7	Lattice struktura	45
4.2	Návrh sestavy plynového pedálu	47
4.2.1	Základní model	47
4.2.2	Výpočet zátěžných sil	48
4.2.3	Topologická optimalizace	50
4.2.4	Tvorba CAD dat	52

4.2.5	MKP analýza	53
4.2.6	Lattice struktura	56
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	58
5.1	Finální návrh sestavy brzdového pedálu	58
5.1.1	Aplikace <i>design rules</i>	58
5.1.2	Úprava dílů na základě napěťové analýzy	59
5.1.3	Lattice struktura	61
5.1.4	Kontrola finálního řešení	63
5.2	Finální návrh sestavy plynového pedálu	67
5.2.1	Kontrola finálního řešení	69
6	DISKUZE	72
7	ZÁVĚR	75
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	77
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	80
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	82
11	SEZNAM TABULEK	86
12	SEZNAM PŘÍLOH	87

1 ÚVOD

V současnosti působí na VUT v Brně studentský tým, zabývající se návrhem a stavbou závodního vozidla poháněného stlačeným vzduchem (pneumobil). S tímto vozidlem každoročně závodí s dalšími týmy z evropských univerzit na soutěži v Maďarsku. V motosportu téměř vždy vyhrává ten nejrychlejší. Závodní vozidla se vyznačují nejen velkou akcelerací, ale také dostatečně velkým brzdovým potenciálem.

Velkého zrychlení se dosahuje vysokým výkonem pohonné jednotky, velmi nízkým odporem proti vzduchu a v neposlední řadě také nízkou hmotností vozidla. Velkého zpomalení se dosahuje rovněž snižováním hmotnosti, ale také správným navržením brzdového okruhu vozidla. Na ten jsou kladeny velké nároky, protože zajišťuje nejen bezpečnost řidiče, ale i okolí.

Ke snížení hmotnosti se čím dál tím více využívá tzv. topologická optimalizace. Tato výpočetní metoda dokáže na základě vypočítaného napětí součásti navrhnout rozložení materiálu tak, aby došlo k odlehčení, ale nedošlo ke změně pevnosti součásti. Takto vzniklé tvary často připomínají organické struktury, které jsou jen stěží vyrobitelné klasickými technologiemi. Proto se využívá tzv. aditivní výroba známá pod pojmem 3D tisk. Často používanou metodou kovového 3D tisku je metoda SLM (selective laser melting), při níž je kovový prášek vrstvu po vrstvě spékán pomocí laseru.

V rámci bakalářských prací na VUT byla již pomocí topologické optimalizace a aditivní výroby odlehčena těhlice závodního pneumobilu. Při návrhu nového monopostu byl vznesen požadavek na vyšší tuhost pedálové soustavy, což by vedlo na zvýšení bezpečnosti brzdového okruhu a tím také větší ochrany řidiče. Jelikož je současná pedálová soustava relativně těžký konstrukční celek nabízí se jako vhodný kandidát k odlehčení. Jeho odlehčením se pneumobil stane rychlejším a posune se tak zase o krok blíže k první příčce závodu.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Pneumobil

Pneumobil je vozidlo poháněné stlačeným vzduchem, který je uložen v tlakové nádobě. Lineární pohyb pístu (jednoho, nebo více) je následně převeden na rotační pohyb kol.

2.1.1 Závod pneumobilů

Závod pneumobilů (*Emerson's International AVENTICS Pneumobil Competition*) se každoročně koná v Maďarském městě Eger [1]. Je to třídenní závod monopostů, za jejichž návrhem a stavbou stojí týmy studentů z technických univerzit Evropy.

Historie závodu sahá do roku 2008, kdy se ho zúčastnilo 18 týmu z maďarských univerzit [1]. Dnes se soutěže účastní okolo 37 týmů ze 7 různých zemí Evropy.

Pneumobily jsou založeny na pneumatických součástech firmy *Emerson AVENTICSTM* a soutěží v různých disciplínách.

2.1.2 Soutěžní disciplíny

Závodní disciplíny jsou rozděleny do pěti kategorií, do nichž spadají sprint, slalom, vytrvalostní závod, technické a projektové hodnocení. Jejich podrobný popis lze najít v pravidlech [1].

Vytrvalostní závod

Cílem je ujet co největší vzdálenost na jednu nádrž (tlakovou láhev).

Slalom

Slalom testuje schopnosti vozidla i řidiče co nejrychleji projet vytýčenou dráhu.

Sprint

Touto disciplínou se na určené dráze testuje akcelerace vozidla. Délka trasy je zvolena tak, aby byl výsledný čas co nejvíce závislý na zrychlení vozidla.

Technické zhodnocení

V této kategorii se hodnotí technické řešení vozidla, výkresová dokumentace, nápaditost a originalita řešení, splnění všech technických požadavků, funkčnost jednotlivých systémů vozidla a další.

Projektové zhodnocení

Zde jsou zahrnuty manažerské dovednosti, prezentace projektu, dodržení jednotlivých termínů, projektová dokumentace a další.

2.1.3 Pneumobil racing team Brno

Současný tým se skládá převážně ze studentů Fakulty strojního inženýrství a má základnu na Ústavu konstruování. Společně vytváří vozidla, které se pravidelně od roku 2012 účastní již zmíněných závodů pneumobilů.

Mezi jejich největší úspěchy patří [2]:

- prvenství v kategorii Nejlepší nováček v roce 2012
- první místo v závodě na akceleraci z roku 2018
- prvenství v kategorii Project management v soutěžním ročníku 2018

Všechny monoposty až do současnosti byly koncipovány jako tříkolové. Od příštího roku to pravidla nebudou dovolovat, proto se vyvíjí nový čtyřkolový monopost.

2.1.4 Současné monoposty

Javelin

Pneumobil Javelin (obr. 2-1) je tříkolový monopost s dvěma koly vpředu. Má nezávisle odpružené zavěšení přední nápravy, což zajišťuje dokonalý kontakt i s nerovnou vozovkou [2]. Je poháněn jedním pneumatickým válcem a disponuje lehkou, ale velmi pevnou kapotou vyrobenou z kompozitu na bázi karbonových vláken. Hlavní částí elektroniky je mikrokontroler Arduion Due, který na základě dat z čidel vozidla počítá optimální dobu otevírání a zavírání pneumatických ventilů. Na volantu se nachází dotykový displej, jímž lze měnit různé parametry pneumatického obvodu.



Obr. 2-1 Monopost Javelin [2].

Falcon

Monopost Falcon (obr. 2-2) je rovněž tříkolový monopost s dvěma předními koly a je poháněn jedním pneumatickým válcem [2]. Kapota je z karbonu, vyrobena laminováním tenké skořepiny do negativní formy. Elektronika tvoří více dílčích okruhů, které jsou ovládány řídicí jednotkou pomocí dat získaných ze senzorů na vozidle. Odpružení vozidla Falcon je v podstatě stejné, jako u vozidla Javelin, jen bylo odlehčeno. V roce 2018 vyhrál Falcon akcelerační závod.



Obr. 2-2 Monopost Falcon [2].

2.2 Pedálové systémy

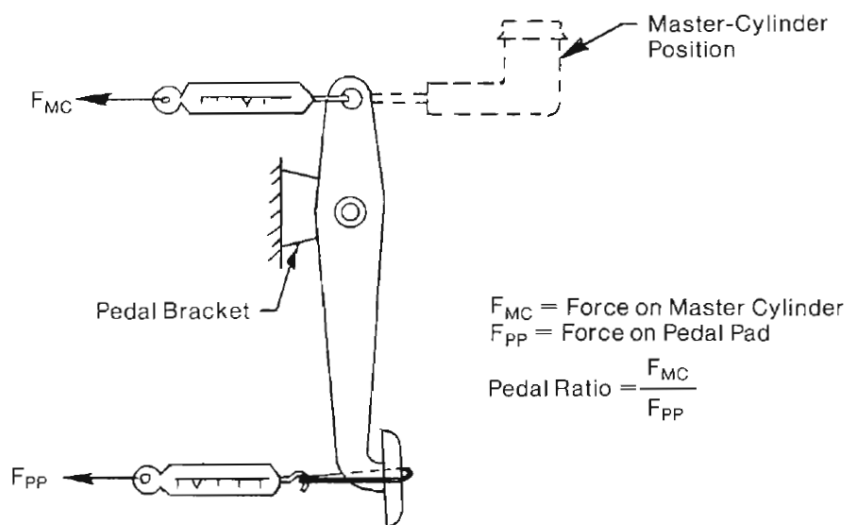
Pedálový systém je sestava, která se běžně skládá z podstavce (základní konstrukce), ke kterému jsou připevněny pedály, brzdové válce a další součásti v závislosti na typu pedálové sestavy. Tyto sestavy se mohou lišit použitím brzdového systému (mechanické, hydraulické, pneumatické), spojkového pedálu a také systémem plynového pedálu. Dle počtu pedálů v pedálové soustavě je možno současná vozidla rozdělit na vozidla s dvěma (plyn a brzda), nebo třemi (plyn, brzda a spojka) pedály.

Celá tato sestava je připevněna do vozidla a následně je k ní připojen brzdový okruh, ovládací systém spojky a systém ovládající akceleraci vozidla (např. mechanický, nebo elektrický). Podle umístění sestavy ve vozidle se pedálové systémy dělí na připevněné k podlaze a závěsné.

Síla vyvolaná působením nohy řidiče na pedál je většinou několikanásobně menší než síla potřebná k vyvození optimálního tlaku brzdové kapaliny ve válcích [3]. Proto musí pedál fungovat jako páka, která zvětšuje sílu vyvozenou nohou řidiče. Silový poměr na páce (pedálu) je nazýván pedálový poměr. Pedálový poměr je číslo měnící se v určitém intervalu, který je dán kinematikou a geometrií pedálu. Pedálový poměr může být také vyjádřen jako průměrná hodnota.

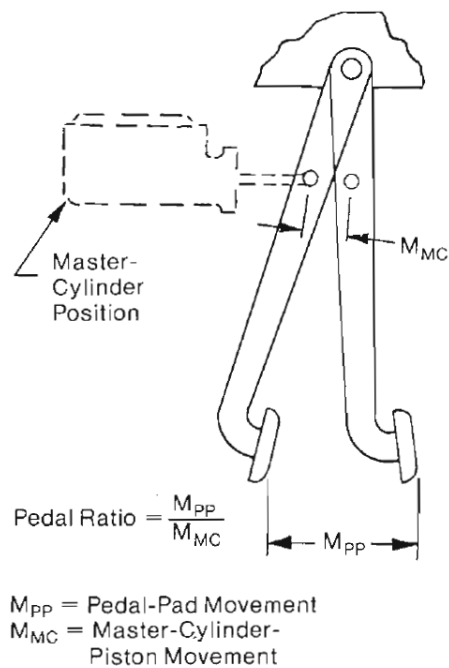
Pro určení pedálového poměru se využívají tři metody [3]:

- **Měření sil** – převodový poměr určíme změřením sil a použitím vzorce z obr. 2-3. Tato metoda vyžaduje speciální měřicí zařízení, a proto se běžně nepoužívá.



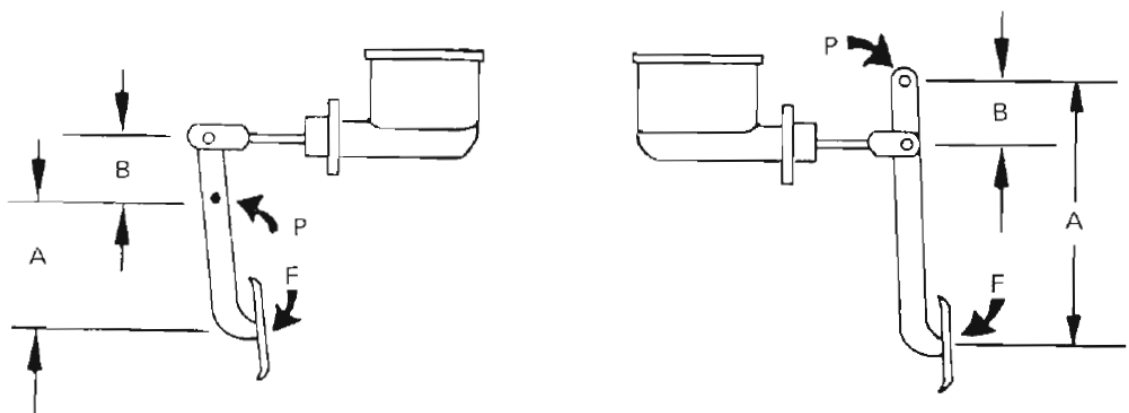
Obr. 2-3 Určení pedálového poměru měřením sil [3].

- **Měření pohybu** – pedálový převod se určuje z pohybu pedálu vůči brzdnému válci. Vzorec pro výpočet pedálového poměru je patrný z obr. 2-4. Tato metoda je velice náročná na přesné určení směru měřeného pohybu. Pedálový poměr se mění s pohybem pedálu, takže naměřená hodnota není přesné číslo, ale jen jeho průměrná hodnota.



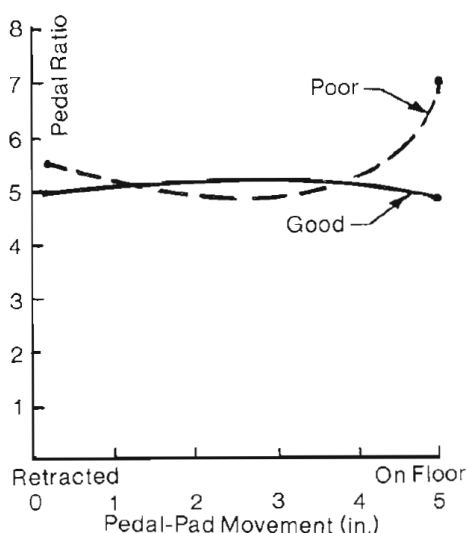
Obr. 2-4 Určení pedálového poměru měřením pohybu pedálu [3].

- **Měření geometrie** – rozměry pedálu určují pedálový převod. Jedná se o poměr určitých rozměrů pedálu, viz obr. 2-5.



Obr. 2-5 Určení pedálového poměru pomocí geometrie pedálu [3].

Touto metodou je možné zjistit přesný pedálový poměr v každém místě pohybu pedálu [3]. Pedál se navrhuje tak, aby se výrazně neměnil jeho pedálový poměr. Závislost pohybu a pedálového poměru je znázorněna na obr. 2-6. Čárkovaná křivka znázorňuje špatně navržený pedál, zatímco plná křivka ukazuje správný návrh pedálu. Nízká hodnota pedálového poměru zvyšuje tuhost sestavy a snižuje silové působení na čep. Zatímco velký převodový poměr snižuje ovládací sílu.



Obr. 2-6 Závislost pedálového poměru na pohybu pedálu [3].

Metodou výpočtu pedálového poměru z kinematiky a geometrie pedálu se podrobně ve své práci zabýval Aulich [18] a Oravec [12]. Oba vycházejí ze známého optimálního tlaku v brzdových válcích. Aulich ve své práci ukazuje odvození vzorců použitých pro výpočet pedálového poměru.

2.2.1 Závěsná pedálová soustava

Závěsná pedálová soustava je zavěšena (přichycena) do prostoru pod palubní deskou. Tento typ uložení se vyskytuje u většiny osobních automobilů [12]. Umístěním pod palubní deskou vozidla je zamezeno vniknutí nečistot do mechanismu a zároveň není pedálová soustava vystavena teplotním vlivům motoru. Její hlavní výhodou je jednoduché odvzdušnění, protože nádobky s kapalinou, které slouží jako zásobníky kapaliny pro brzdový válec, jsou nejvýše položenou součástí brzdového systému. Případné bublinky tudíž vystoupají do těchto nádobek, kde jsou neškodné. Nevýhodou této soustavy je poměrně velký zástavbový prostor.

Podle polohy brzdových válců dělíme pedálové soustavy do dvou skupin:

Brzdové válce uložené pod osou otáčení

Jak je vidět z obrázku 2-7, brzdové válce jsou uloženy pod osou otáčení pedálu. Nevýhodou je náročnost na prostor v podélném směru (ve směru jízdy), výhodou je malá výška sestavy [11].



Obr. 2-7 Závěsná pedálová sestava, brzdové válce uložené pod osou otáčení [4].

Brzdové válce uložené nad osou otáčení

Tato varianta je opačné řešení předchozího konceptu, brzdové válce jsou zde uloženy nad osou otáčení (obr. 2-8). Tímto uložením se zmenší požadavek na podélný prostor, ovšem celou sestavu je nutné uložit výše, aby zde vznikl větší prostor pro chodidla řidiče [11].



Obr. 2-8 Závěsná pedálová soustava, brzdové válce uložené nad osou otáčení [13].

2.2.2 Pedálová soustava připevněná k podlaze

Tato soustava se připevňuje k podlaze vozidla. Jejich hlavní výhodou je nízké těžiště. Toho je dosaženo orientací brzdových válců horizontálně a umístěním co nejnižší. Právě z důvodu nízkého těžiště se tato soustava využívá při konstrukci závodních vozidel. Nevýhodou je náročnost na zástavbový prostor, možnost zanesení nečistot do systému a obtížné odvětrání (celá brzdová soustava leží v podstatě v jedné rovině) [11].

Podle polohy brzdových válců lze pedálové soustavy rozdělit do třech skupin:

Brzdové válce uložené horizontálně nad osou otáčení

Brzdové válce jsou uloženy nad osou otáčení pedálu, jak ukazuje obr. 2-9. Tenhle koncept se vyznačuje jednoduchostí, je však náročný na prostor v podélném směru [11].



Obr. 2-9 Pedálová sestava připevněná k podlaze – brzdové válce nad osou otáčení pedálu [4].

Brzdové válce uložené horizontálně pod osou otáčení

Tady (obr. 2-10) jsou brzdové válce uloženy pod osou otáčení pedálu. Toto řešení není náročné na prostor v podélném směru. Je však náročné na prostor v podlaze pod řídičovými nohama [11].



Obr. 2-10 Pedálová sestava připevněná k podlaze – brzdové válce pod osou otáčení pedálu [4].

Brzdové válce uložené šikmo

Všechna předchozí řešení jsou vždy nějakým způsobem náročná na zástavbový prostor. Tento problém se řeší uložením válců šikmo, viz obr. 2-11. Tento typ pedálové sestavy spojuje výhody a nevýhody předešlých řešení [18]. Jeho velkou výhodou je malý zástavbový prostor, naopak nevýhodou je větší změna převodového poměru než u ostatních řešení.



Obr. 2-11 Pedálová soustava připevňená k podlaze – šikmo uložené válce [10].

2.2.3 Brzdový pedál a jeho příslušenství

Brzdový pedál a jeho příslušenství přenáší pohyb a sílu řidičovy nohy na brzdový válec. Konstrukce tohoto přenosu síly výrazně ovlivňuje funkci celého brzdového systému a zároveň ovládací sílu pedálu [3].

Na brzdový pedál, jakožto součást brzdového systému vozidla, jsou z důvodu bezpečnosti kladené požadavky, jimiž jsou [3]:

- Nesmí dojít k plastické deformaci, nebo porušení pedálu. A to při největším možném zatížení, které je schopen řidič vyvolat působením své nohy na pedál.
- Musí být tuhý a nesmí dojít k jeho ohnutí při prudkém sešlápnutí.
- Musí se otáčet jen s minimálním třením.
- Jeho geometrií musí být dosaženo vhodného pedálového poměru a tím pádem i vhodného silového působení na brzdový válec.

Stavy namáhání brzdového pedálu

Při návrhu brzdového pedálu se obvykle pracuje se dvěma různými silami (stavy namáhání).

Největší možná síla působící na pedál – tato síla nastává v případě krize, nouzového (panického) sešlápnutí pedálu ve snaze co nejrychleji zastavit [3]. Tento děj většinou provází zablokování kol a následný smyk. Tímto způsobem brzdění vzniká maximální možná síla působící na pedál. Vliv dynamických účinků na pedál bývá zohledněn zvětšením maximální síly na její dvojnásobek (případně trojnásobek). Velikost této síly se liší dle použití vozidla (závodní, nebo osobní) a její velikost pro závod Formule student je 1000 N [26]. Pravidla závodu penumobilů velikost této síly nedefinují.

Běžná ovládací síla – tato síla vzniká při snaze řidiče zmenšit rychlost vozidla (příbrzdit) [3]. U závodních vozidel je brzdění agresivnější než v běžné silniční dopravě. Ale ani v jednom případě nedochází k panickému sešlápnutí pedálu, jak je popsáno výše.

Vysoko výkonnostní brzdové pedály jsou většinou navrhovány na sílu vyvolanou 34 kg [3], což je síla lehce dosažitelná pro jakoukoliv osobu. V případě použití silového posilovače je síla potřebná k ovládnutí pedálu menší, než zatížení již zmíněnými 34 kg.

2.2.4 Plynový pedál

Funkcí plynového pedálu je ovládat škrtkovací klapku. Na jeho návrh nejsou kladeny tak velké nároky na bezpečnost, jako na brzdový pedál. Pro návrh plynového pedálu platí stejná kritéria jako na brzdový pedál. Tato kritéria jsou rozšířena o požadavek na okamžité vrácení se pedálu do původní polohy.

V moderních automobilech se běžně používá elektronické ovládnutí škrtkovací klapky [18]. Hlavní elektronickou komponentou jsou potenciometry, nebo Hallovy senzory [19]. Tento typ řešení není náročný na prostor a pomocí řídicí jednotky automobilu, lze velmi přesně regulovat směs vzduchu a paliva. Elektronicky ovládaná škrtkovací klapka snižuje spotřebu a emise výfukových plynů. Obr. 2-12 zobrazuje příklad elektronického plynového pedálu.



Obr. 2-12 Elektronický plynový pedál [20].

Další způsob ovládání škrťací klapky je mechanický, nejčastěji pomocí ocelového lanka [18]. Toto řešení vyžaduje správný návrh geometrie a kinematiky chodu pedálu, aby bylo docíleno správného otvírání (zavírání) škrťací klapky. Obr. 2-13 vyobrazuje příklad mechanického plynového pedálu.



Obr. 2-13 Mechanický plynový pedál [4].

2.2.5 Současné řešení pedálové sestavy v pneumobilu

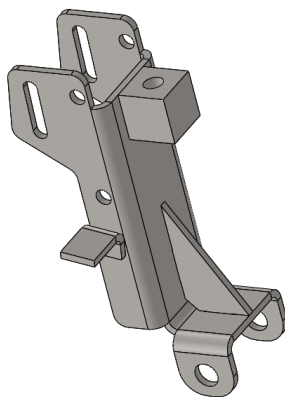
Současná pedálová sestava je navržena pro vozidlo Typhoon, což je nová koncepce čtyřkolového monopostu.

Z důvodu malého zástavbového prostoru v přední části vozu, je zvolený koncept se šikmo uloženými válci. Z pravidel vychází nutnost použití dvou brzdových válců z důvodu zajištění dvou samostatných brzdových okruhů. Použity byly válce zadní brzdy motocyklu (obr. 2-14), a to kvůli jejich kompatibilitě s brzdovou kapalinou Shimano a jejich velmi nízké ceně 350 Kč za kus.



Obr. 2-14 Zadní brzdový válec motocyklu [14].

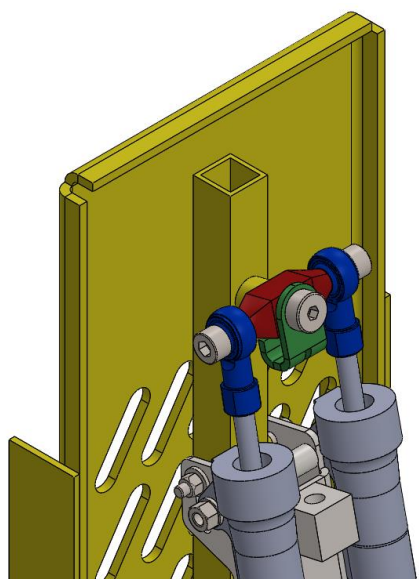
Kvůli válci bez čepu v těle byla navržena konzole (obr. 2-15), která zajišťuje usazení čepu do osy válce, spojuje oba válce v jeden celek a čep ve vodící drážce konzole zajišťuje správný pohyb pedálu. Konzole je navržena jako plechový ocelový díl vyztužený žebrem. Ke konzoli je přivařen doraz indukčního spínače. V momentě sešlápnutí pedálu se doraz oddálí od spínače a rozsvítí se brzdová světla. Na konzoli se rovněž nachází kostka, kterou prochází lanko ruční brzdy.



Obr. 2-15 Konzole.

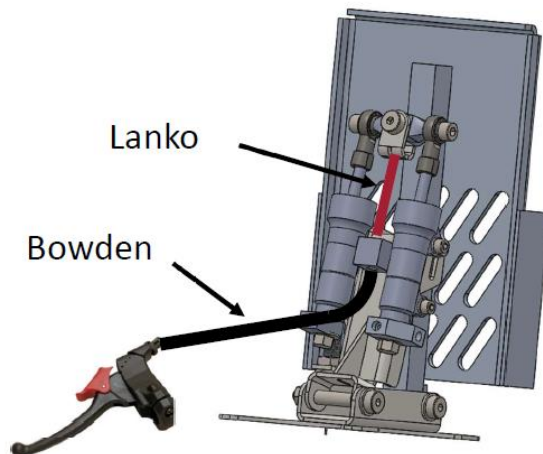
Pedál je řešen jako svařenec z hliníkového jeklu a ohýbaného plechu.

U předchozího tříkolového monopostu byla všechna kola brzděna stejně, proto vahadlo (obr. 2-16) neumožňuje změnit brzdový převod, který je pro oba brzdové okruhy stejný. Pro jeho změnu je potřeba jiná geometrie vahadla. Vahadlo se může otáčet kolem lícovaného šroubu, kterým je přišroubováno k samotnému pedálu. Jeho geometrie se bude měnit na základě požadavků řidiče na změnu brzdového převodu. K oběma stranám vahadla jsou přišroubované kloubové oka s pístnicemi válců. Kloubová oka umožňují natažení pístnice, což zajišťuje její kolmost na píst.



Obr. 2-16 Vahadlo červeně, kloubová oka modře, držák lanka ruční brzdy zeleně, samotný pedál žlutě.

Lícovaným šroubem je k vahadlu připevněn také držák lanka ruční brzdy. V momentě jejího zatažení je bez přepákování vyvozená síla přímo na vahadlo. K potřebné změně síly přepákováním dochází už v ruční páce brzdy. Chod páky je 15 mm, což vyvozuje sílu potřebnou k udržení vozidla v klidu. Uložení a uchycení lanka je schematicky naznačeno na obr. 2-17.



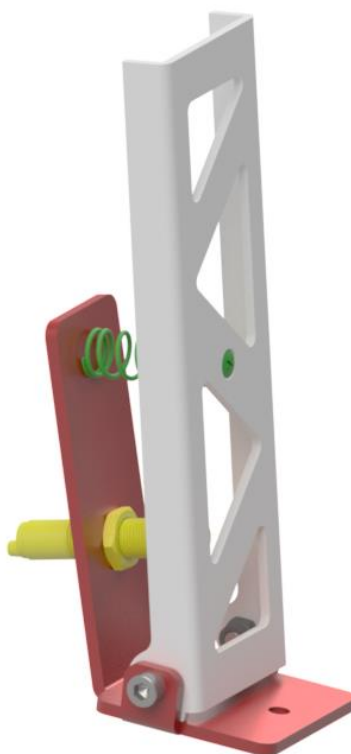
Obr. 2-17 Ruční brzda s aretací [25].

K rozvodu brzdové kapaliny jsou použité fitinky vlastní výroby. Z válce pro přední nápravu vycházejí dvě hadičky, každá k jednomu třmenu. K zadní nápravě vede jen jedna hadička z druhého válce, která je následně rozdělena pomocí T fitinky na dvě hadičky, jdoucí k oběma zadním třmenům.

Podrobnější popis řešení současného brzdového pedálu je popsán v Technické zprávě [25].

Plynový pedál monopostu Typhoon elektronicky ovládá přívod vzduchu do hnacího pístu. Při sešlápnutí pedálu dojde k dotyku pedálu s indukčním spínačem. Ten pomocí řídicí jednotky vozidla otevře ventil, ovládající přístup stlačeného vzduchu do pístu.

Hlavními částmi soustavy plynového pedálu jsou základna, samotný pedál a indukční snímač (obr. 2-18). Samotný plynový pedál je ohýbaný hliníkový (AW 5083) díl, který se otáčí kolem dvou šroubů, jimiž je připevněn k základně. Základna je ohýbaný plech z konstrukční oceli S235JR, ke kterému je pomocí matic přišroubován indukční snímač.



Obr. 2-18 Sestava plynového pedálu – základna červeně, plynový pedál šedě, indukční snímač žlutě, zápusťný šroub a pružina zeleně.

Vůle mezi pedálem a indukčním snímačem je vymezena šroubem, který zabraňuje silovému namáhání indukčního snímače. Tento šroub je zapuštěn v těle pedálu.

Návrat pedálu do původní polohy zajišťuje tlačná pružina, která je umístěna v ose zápusťného šroubu mezi pedálem a základnou. Poloha pružiny je zajištěna dvěma maticemi, jedna našroubována na zápusťném šroubu a druhá přišroubována k základně.

Celá sestava je poté spojena šrouby s rámem pneumobilu.

Několika jinými konstrukčními řešeními se ve své práci věnuje Skula [11], ve kterých popisuje různé konstrukční uzly, jejich výhody a nevýhody, které se týkají nejen konstrukce, ale také vyrobiteľnosti a smontovatelnosti.

2.3 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace je numerická metoda, pomocí níž se hledá optimální rozložení materiálu na základě určitých počátečních a okrajových podmínek [6].

První publikaci [5] o topologické optimalizaci vydal v roce 1904 australský vynálezce Michell. V ní odvodil optimální kritéria pro rozložení nosníků v konstrukci s cílem dosáhnout co nejmenší váhy celé konstrukce.

Cílem optimalizace může být tuhost konstrukce, optimální rozložení proudění ve výměnících, změna rezonanční frekvence, a další [6] [24]. Nejčastěji však optimalizace cílí na snížení hmotnosti.

Mezi nejznámější metody, které nezůstaly jen v teoretické rovině a jejichž přístup k řešení je odlišný, jsou SIMP a ESO. Jejich přístup je stručně shrnut níže. Podrobněji jsou tyto metody porovnány například v článku [5].

- SIMP (*Solid Isotropic Material with Penalization*) – což je gradientní metoda, přiřazující jednotlivým elementům sítě hodnoty z intervalu 0-1, které mají význam podílu hustoty, nebo tloušťky materiálu.
- ESO (*Evolutionary Structural Optimization*) – dle daného parametru se při každé iteraci spočítá hodnota napětí jednotlivých elementů sítě a elementy s nejnižší hodnotou jsou odstraněny. Parametrem může být například napětí, deformace a další.

Jelikož je metoda SIMP přesná a rychlá, používá se ve většině výpočetních optimalizačních softwarech. Jsou to například Altair Inspire, Creo, Ansys, Optistruct, Siemens NX.

Postup tvorby topologicky optimalizovaného dílu lze rozdělit takto:

- Tvorba 3D modelu – návrh základní geometrie dílu.
- Definice takzvaného *design space* – prostor, ve kterém bude topologická optimalizace pracovat. Z toho prostoru se obvykle vynechávají tvarově důležité prvky, u kterých nechceme připustit jejich změnu. Těmito prvky bývají díry, různé drážky a jiné.
- Určení počátečních podmínek – silové zatížení a namáhání, vazby, materiál, vlivy teploty, osy symetrie, způsob výroby a další.
- Nastavení samotné optimalizace – cíl optimalizace (zvýšení tuhosti, snížení hmotnosti atd.), velikost elementů sítě, minimální tloušťku stěny, a jiné.
- Úprava, programem navrženého, optimalizovaného tvaru – úprava geometrie za účelem vyrobitelnosti součásti (dbáme například na pravidla popsané v kapitole 2.4.1).

Změna geometrie dílu pomocí topologické optimalizace může například vypadat jako na obrázku 2-19.



Obr. 2-19 Změna dílu pomocí topologické optimalizace [21].

Ověřením metodiky návrhu topologicky optimalizovaných dílů se ve své práci zabývá Mende [22]. Vaverka se ve své práci [6] podrobněji věnuje nejen již zmíněné topologické optimalizace, ale také i aditivní výrobě a samotné hliníkové slitině AlSi10Mg.

2.4 Aditivní technologie

Aditivní výroba je proces vytváření součástí kladením materiálu ve vrstvách jedna na druhou. Oproti třískovému obrábění se materiál neubírá, ale přidává, což souvisí s menším odpadem a větší ekologičností [7]. Tato technologie umožňuje vyrábět složité tvary, které nelze vyrobit tradičními způsoby, jako jsou například odlévání, tváření nebo obrábění.

Pojem aditivní výroba zahrnuje širokou škálu technologií, mezi ty nejznámější patří *Digital Manufacturing* (DDM), *Fused Filament Fabrication* (FFF), *Stereolithography* (SLA), *Selective laser sintering* (SLS), *Selective laser melting* (SLM), *Laser beam melting* (LBM) a *Fused Deposit Modeling* (FDM).

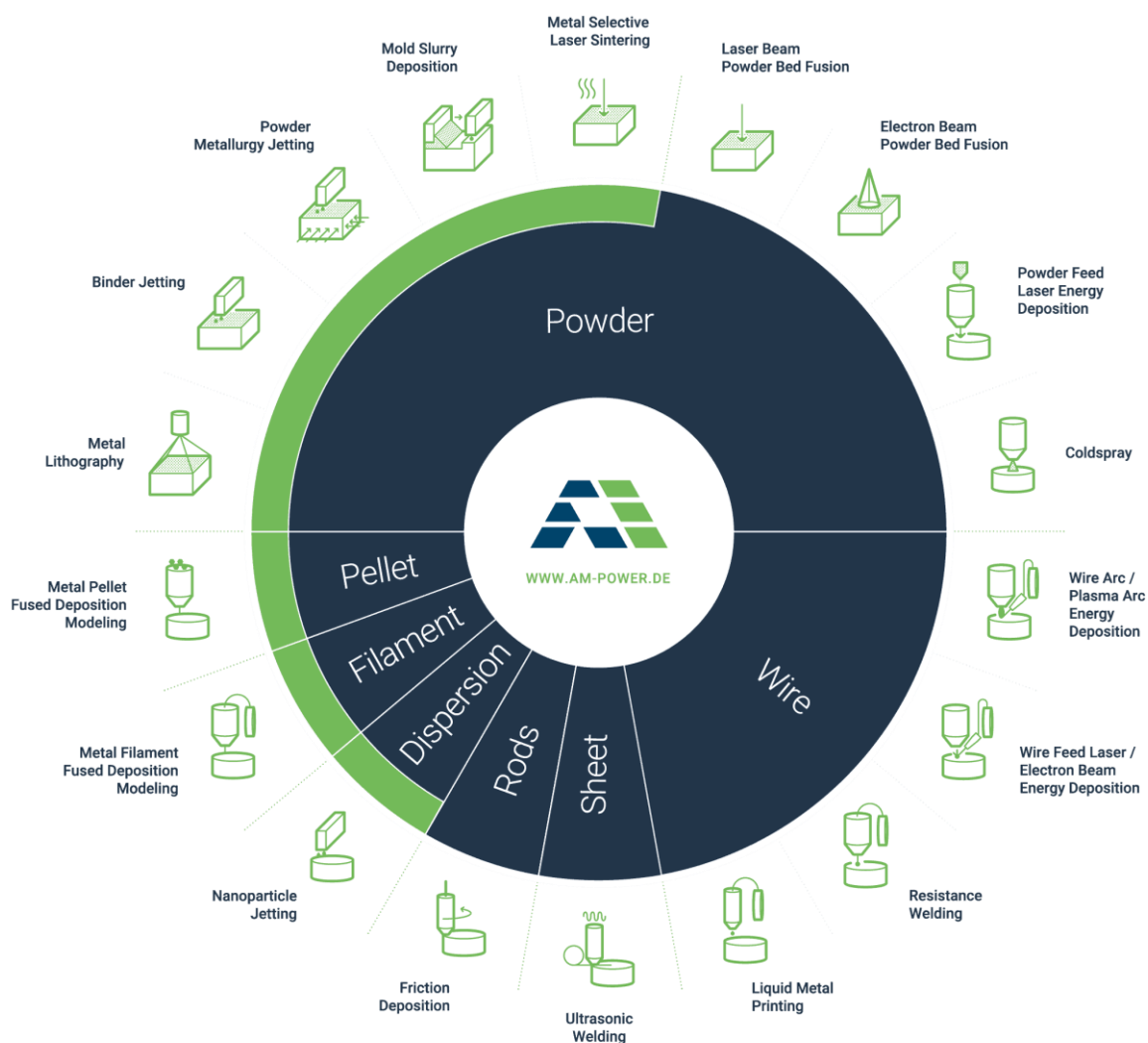
Obecně se celý proces výroby skládá z těchto fází:

- vytvoření 3D modelu a potřebných digitálních dat (rozdělení modelu do jednotlivých vrstev)
- výroba součástí (nanášení materiálu po předem definovaných vrstvách)
- dokončovací operace (odstraňování podpor, otryskání)

Aditivní výroba se uplatňuje především v automobilovém a leteckém průmyslu, rychlé výrobě prototypů, nebo také při výrobě spotřebního zboží [7].

2.4.1 Aditivní výroba z kovů

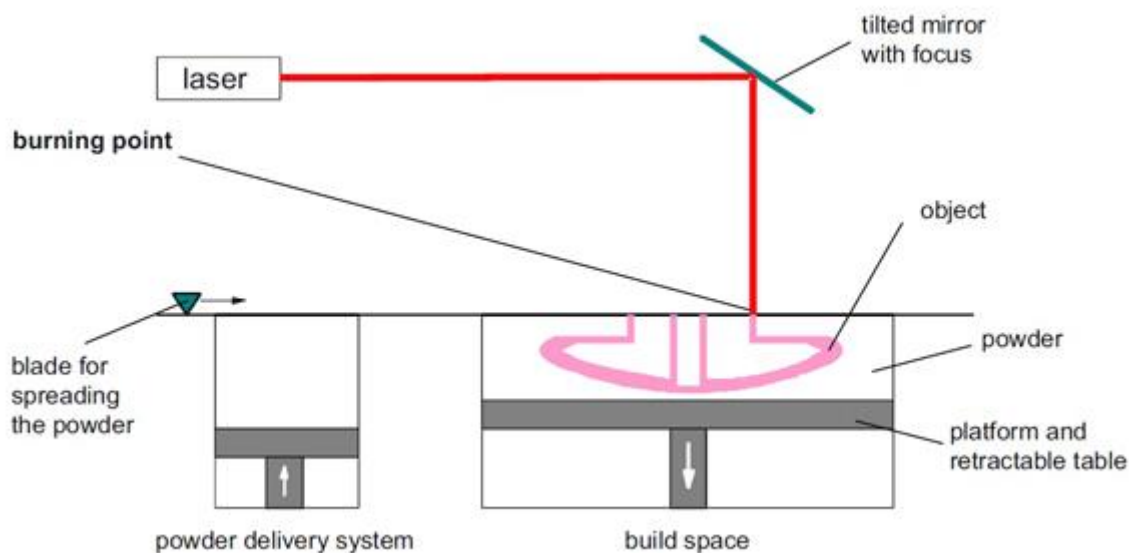
Existují různé způsoby aditivní výroby kovů, které se dělí například podle druhu nanášeného materiálu (obr. 2-20). Další rozdělení může být podle zdroje energie, nebo způsobu zpracování [8] [15]. Jedním z často využívaných výrobních systémů je *Powder-bed* systém. Jelikož se předpokládá použití tohoto systému k výrobě pedálové sestavy, je dále více rozveden.



Obr. 2-20 Rozdělení aditivní kovové výroby podle typu nanášeného materiálu [9].

Powder-bed systém:

Tyto systémy na bázi práškového lože nanášejí vrstvu prášku, který je po nanesení nataven (nebo zcela roztaven, v závislosti na druhu technologie), a tím spojen s dříve vytvořenou vrstvou (schéma systému viz obr. 2-21) [8]. K tavení materiálu se nejčastěji používá laser nebo paprsek elektronů. Základní vrstva leží na platformě, která klesá s každou novou vrstvou. Tloušťky vrstev se pohybují mezi 20 a 100 μm . Proces nanášení a tavení vrstev se opakuje do té doby, než je výsledný díl hotov. Součást se poté vyjme a přesune k dokončovací procesům.



Obr. 2-21 Schéma *Powder-bed* systému [8].

Dokončovací procesy – Po dokončení procesu nanášení a výroby součásti dochází k odstranění podpor (podpírají vyráběný díl a jsou jeho součástí). Drsnosti povrchů se po odstranění podpor pohybují mezi 15 až 40 Rz [8]. Ke zlepšení jejich kvality se používá technologie otryskání, omílání nebo elektro-leštění.

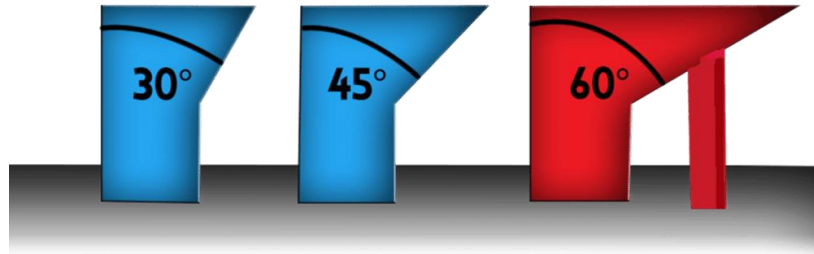
Výhody kovové aditivní technologie [7]

- značně rychlejší při výrobě tvarově náročných součástí oproti běžným technologiím
- snížení nákladů na nástroje (není třeba používat formy nebo lisy)
- nezávislost na tradičních postupech výroby, možnost nového konstrukčního uvažování, použití optimalizace a výroby velmi složitých konstrukcí
- šetrnější využívání materiálu a malý odpad

Základní pravidla pro navrhování dílů vyráběných technologií *Laser beam melting* (LBM) [16].

Technologií 3D tisku lze vyrobit v podstatě jakýkoliv díl. Chceme-li však tyto díly vyrábět rychle, přesně, efektivně a ekologicky (s minimálním odpadem), je třeba dodržovat určitá pravidla, která se převážně zabývají tvorbou podpor. Mezi tyto pravidla patří následující:

- Převisy – nutné do určitého úhlu podpírat podporami (obr. 2-22). Tento kritický úhel závisí na materiálu a stroji, na němž je součást vyráběna. Pokud je překročen kritický úhel převisu součásti, dochází zpravidla ke zborcení. Pakliže se materiál nezbortí, výsledná drsnost způsobená překročením kritického úhlu a nepoužitím podpor se stává nepřijatelnou.



Obr. 2-22 Schéma nutnosti použití podpor u převisů s kritickým úhlem [17].

- Dutiny a díly orientované vodorovně se základovou deskou – minimální doporučený rozměr děr je 0,4 mm. U otvorů o průměru větších než 10 mm je potřeba použít podpory. Vyhnout se podporám lze například změnou geometrie. Součást by neměla obsahovat žádné uzavřené dutiny, protože po jejím dokončení, není možno odstranit podpory nebo přebytečný materiál uvnitř dutiny.
- Minimální tloušťka stěn – doporučená tloušťka stěny je 0,2 mm. Ovšem velmi záleží na materiálu a stroji, který je používán. Při nedodržení minimální tloušťky stěny může dojít k jejímu zborcení.
- Poměr šířky a délky – poměr by neměl být větší než 1:8. Pro velmi dlouhé a tenké součásti, bez použití podpor, hrozí zborcení. Toto pravidlo se vztahuje na součásti stavěné šikmo do prostoru, ne na součásti stavěné vodorovně, nebo kolmo na základovou desku.
- Orientace dílu – volí se tak aby, byl použit minimální počet podpor, bylo možné podpory snadno odstranit a aby se předešlo převisům.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Problematikou návrhu pedálové soustavy se každoročně zabývají týmy soutěžící s vozidly poháněnými stlačeným vzduchem, spalovacím motorem, aj. Podrobně se pedálovou soustavou a jejími návrhy zabývá ve své práci např. Skula [11]. Kromě technické zprávy [25], zabývající se konstrukcí podvozku závodního pneumobilu Typhoon, nebyla vypracovaná žádná práce týkající se pedálové soustavy závodního pneumobilu. Z tohoto důvodu byla inspirace brána z řešení pedálových soustav závodních vozidel soutěže Formule student. To proto, že se tato soutěž formátem a konstrukcí vozidla nejvíce podobá soutěži pneumobilů (*Emerson's International AVENTICS Pneumobil Competition*).

Jak bylo zmíněno v rešerši, pedálové soustavy závodních monopostů se skládají převážně ze dvou pedálů. To platí i pro navrhovanou pedálovou soustavu, která obsahuje plynový a brzdový pedál.

Geometrie, tuhost, hmotnost a pevnost pedálů se odvíjí od působícího zatížení. Tímto kritickým zatížením byl určen stav, ve kterém je pedál při brzdění sešlápnut největší možnou silou, která je vyvinuta nohou řidiče. Tento stav byl určen na základě knihy *Brake Handbook* [3]. Tato kniha je základem pro většinu prací týkající se pedálové soustavy a využili ji práce Skuly [11] a Aulichy [18]. Maximální hodnota působící síly byla převzata z pravidel soutěže Formule student, jelikož pravidla závodu pneumobilů tuto sílu nedefinují a je využita v technické zprávě [25]. Stejná síla je také použita ve zprávách, týkajících se soutěže Formule student, např. v práci již zmíněného Aulichy [18].

Vysunutím vahadla mimo osu pedálu došlo ke změně geometrie. Touto úpravou se výpočet pedálového poměru stává složitějším a v technické zprávě [25] není podrobněji popsán. Pedálový poměr významně souvisí s chodem pedálu a také silovým působením na brzdové válce. Proto je třeba se jím dále více zabývat. Tento výpočet je rovněž popsán v knize *Brake Handbook* [3] a podrobně jej také uvádí práce Aulichy [18], nebo Oravce [12].

Požadavkem týmu je zvýšení tuhosti a snížení hmotnosti celé soustavy. Při návrhu je třeba dodržet zástavbový prostor, který je určen CAD modelem současného brzdového a plynového pedálu.

K dosažení požadavků týmu bude použita topologická optimalizace, protože se velmi často využívá ke snížení hmotnosti dílů, aniž by docházelo ke snížení pevnosti. Toho se využívá právě u závodních vozidel, nebo letadel. Tento nástroj nebyl použit u konstrukce v žádných již zmíněných pracích, ani v současném řešení pedálové soustavy. Proto byl postup inspirován pracemi Mendeho [22] a Vaverky [6], kteří se zabývali topologickou optimalizací těhlice závodního vozidla. Topologická optimalizace bude realizována softwarem Altaire Inspire. Předchozí verze tohoto programu úspěšně využili i Mende [2] s Vaverkou [6] a jeho plná verze je dostupná pro studenty. Topologicky optimalizované tvary mívají organickou strukturu. Takto optimalizované součásti je nejprve potřeba přizpůsobit technologii, kterou budou následně vyráběny.

Jako vhodný způsob výroby optimalizovaných dílů se jeví SLM technologie, protože je to dostupná kovová aditivní technologie. Lehkým a pevným materiálem vhodným pro závodní vozidla a také aditivní kovovou výrobu, je hliníková slitina AlSi10Mg.

3.2 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout alternativní pedálovou soustavu s využitím topologické optimalizace pro závodní vozidlo poháněné stlačeným vzduchem. A to tak, aby došlo ke zvýšení tuhosti a snížení hmotnosti navrhované pedálové soustavy oproti současnému řešení pedálové soustavy pneumobilu Typhoon.

Dílními cíli práce jsou:

- revize současného stavu soustavy
- koncepční návrhy zlepšení tuhosti s využitím topologické optimalizace
- návrh a kontrola finálního konstrukčního řešení

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá koncepčními návrhy pedálové sestavy.

Ze začátku byla pedálová soustava zamýšlena jako jeden kompaktní celek, který bude jednoduše vložen do vozidla. Po konzultaci s členy pneumobilního týmu bylo rozhodnuto rozdělit pedálovou sestavu na dvě podsestavy, a to na sestavu brzdového a sestavu plynového pedálu. Dvě samostatné sestavy pedálu se jeví jako lepší varianta s ohledem na případnou změnu konstrukce pneumobilu. Oddělením pedálů je tedy dosaženo větší variability v uspořádání komponent ve vozidle. Například v minulosti byl mezi nohama řidiče umístěn vzdušník, čímž došlo k rozdělení současného zástavbového prostoru na dvě části. Pro případné další úpravy je tedy jednodušší umístit do vozidla dvě menší sestavy než jeden velký kompaktní celek.

Proto jsou dále jednotlivě rozvedené sestavy brzdového a plynového pedálu.

4.1 Návrh sestavy brzdového pedálu

Brzdový pedál je mechanického typu. Při jeho sešlápnutí dojde k přenosu síly z nohy řidiče na píst brzdových válců, což vyvolává tlak v brzdové kapalině, který poté stlačí brzdové třmeny a zabrzdí vozidlo.

Toto řešení je relativně jednoduché, běžně používané (prvky brzdového okruhu jsou běžně dostupné) a velmi spolehlivé. Vzhledem k jednoduchosti sestavy je zajištění funkce, a tedy i bezpečnosti řidiče jednodušší než u jiných typů pedálů. Na jiné, než mechanické brzdové pedály jsou pravidla mnohem náročnější, kvůli již zmíněné bezpečnosti řidiče.

Tato kapitola se podrobněji zabývá jednotlivými součástmi sestavy brzdového pedálu.

4.1.1 Uložení brzdových válců

Uložení brzdových válců zásadně ovlivňuje celou konstrukci pedálu. Proto je volba uložení válců prvním krokem návrhu.

Jako první byla navržena brzdová soustava připevněná k podlaze s válci uloženými vodorovně nad osou otáčení. Velkou výhodou tohoto konceptu je nízké těžiště sestavy a stálejší pedálový poměr oproti variantě se šikmo uloženými brzdovými válci. Tento koncept nebyl dále rozveden, protože v současném monopostu Typhoon není dostatek zástavbového prostoru pro takovéto uložení brzdových válců. Z důvodu již zmíněného malého zástavbového prostoru bylo zvoleno řešení se šikmo uloženými brzdovými válci.

Aby nebyla nutnost použití konzole (jako je tomu u původního řešení), bylo by třeba najít brzdový válec s kloubovým okem, které by bylo součástí těla válce. Takových brzdových válců s relativně nízkou pořizovací cenou je jen velmi málo a není u nich možné dohledat typ brzdové kapaliny. V případě zvolení takového brzdového válce by bylo nutné otestovat jeho kompatibilitu s používanou brzdovou kapalinou (Shimano). Kapalina je kompatibilní s brzdovými válci, pokud nedojde k narušení těsnění, což se projevuje zadřením pístu. Používá se brzdová kapalina Shimano, protože součásti brzdového okruhu jsou převážně cyklistické komponenty (např. brzdové třmeny).

Po průzkumu trhu a zvážení všech parametrů zmíněných výše, bylo nutné použít stejné brzdové válce jako v současném řešení, a to brzdové válce zadní brzdy motocyklu.

4.1.2 Základní model

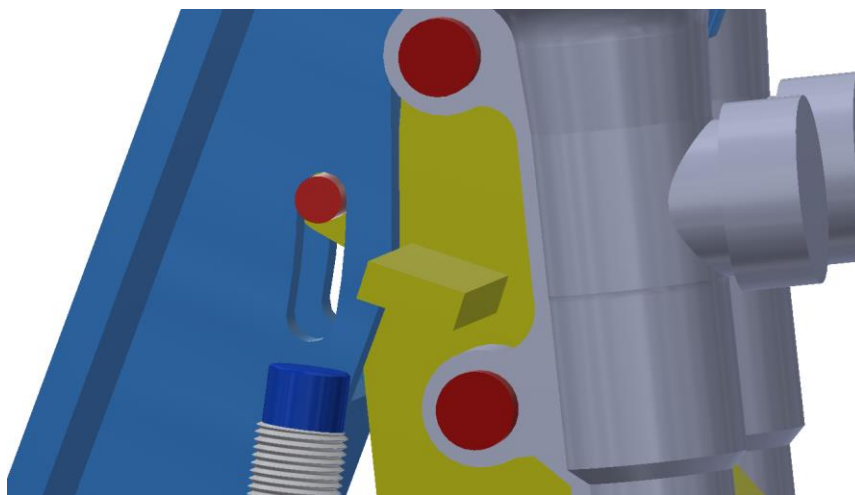
Základní rozměry sestavy vychází z CAD modelu současného brzdového pedálu, který definuje zástavbový prostor. Sestava brzdového pedálu (obr. 4-1) se skládá ze tří hlavních dílů, jimiž jsou podstavec (oranžově), držák brzdových válců (žlutě) a samotný pedál (modře).



Obr. 4-1 Základní sestava brzdového pedálu.

Podstavec je pomocí čtyř drážek připevněn šrouby k rámu vozidla. Díky těmto drážkám je možné posunutím dopředu nebo dozadu upravit polohu sestavy. Poloha drážek je definována dírami v rámu vozidla. Indukční snímač je volně vložen do díry v podstavci, ve které je uchycen dvěma maticemi z obou stran. Oproti původnímu řešení došlo k uložení indukčního snímače výš, aby nedocházelo k ohybu kabelů (vystupujících ze snímače) o podlahu. Na dvou lícovaných šroubech podstavce se volně otáčí držák brzdových válců a samotný pedál. Podstavec bude topologicky optimalizován a vyráběn aditivní technologií, díky čemuž dojde k spojení podstavce a úchytu indukčního snímače v jeden díl. Tím dojde k zjednodušení sestavy oproti původnímu řešení, kde bylo potřeba úchyt indukčního snímače přivařit k podstavci.

Držák brzdových válců zajišťuje uložení válců do osy otáčení. Jeho součástí je díra pro čep, který se pohybuje ve vodící drážce, čímž zajišťuje správný chod pedálu (viz. obr. 4-2). Brzdové válce jsou k držáku válců uchyceny lícovanými šrouby. Důležitou součástí je výstupek z držáku brzdových válců, zajišťující dotyk s indukčním snímačem. Při sešlápnutí pedálu dojde k oddálení výstupku od indukčního snímače, což způsobí rozpojení kontaktu a rozsvícení brzdových světel. Držák válců spojuje brzdové válce do jednoho konstrukčního celku, což zajišťuje snadnější montáž. Na hřbetu držáku válců je otvor pro uložení bowdenu lanka ruční brzdy. Tento díl (držák válců) bude topologicky optimalizován a vyráběn aditivní technologií, díky čemuž bude možné vyrobit držák válců jako jeden celek. V původním řešení, bylo totiž nutné dotyk indukčního snímače a kostku pro uchycení bowdenu přivařit ke konzoli. Tímto spojením více dílů v jeden, dojde k zjednodušení sestavy.



Obr. 4-2 Detail vodící drážky a rozeptnutí indukčního snímače.

Nášlapná plocha pedálu, byla oproti původnímu řešení zmenšena, ovšem stále svojí plochou chrání součásti sestavy (např. nádoby na brzdovou kapalinu). Především však kryje indukční snímač, protože by mohlo dojít ke sklouznutí nohy řidiče a k jeho poškození. Součástí pedálu je již zmíněná vodící drážka. Skrze šroub a matici jsou k pedálu připojeny nádoby na brzdovou kapalinu. Ty jsou nejvyšším bodem sestavy, a to proto, aby došlo k co nejjednoduššímu odvodu vzduchu brzdového systému. Pedál bude topologicky optimalizován a vyráběn pomocí aditivní technologie, čímž dojde k dalšímu zjednodušení sestavy, protože držák lanka ruční brzdy je nyní součástí pedálu.

Vahadlo je uloženo v těle pedálu na lícovaném šroubu, okolo něhož se může volně natáčet. Oproti původnímu řešení došlo k zjednodušení a zpřesnění výpočtu pedálového poměru. K vahadlu jsou na lícovaných šroubech z obou stran připojeny kloubová oka, která tvoří zakončení pístnic. Kloubové oka zajišťují v průběhu chodu pedálu kolmost pístnice na píst. Vahadlo je použito stejné jako v původním řešení. Tudíž je to CNC vyráběný díl, jehož geometrie se bude upravovat až podle požadavků řidiče na změnu brzdového poměru přední a zadní nápravy.

Všechny optimalizované díly budou vyrobeny z hliníkové slitiny AlSi10Mg, jejíž vlastnosti udává tab. 4-1.

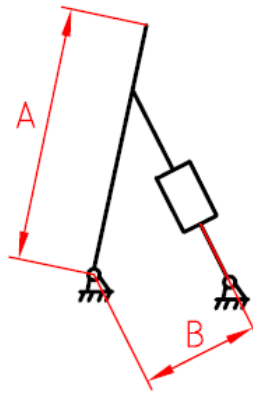
Tab. 4-1 Mechanické vlastnosti slitiny AlSi10Mg [23].

Charakteristika	Hodnota
E	68 GPa
μ	0,33
Re	250 MPa
ρ	2 680 k/m ³

4.1.3 Výpočet zátěžných sil

Kritický zátěžným stavem byla dle řešerše stanovena chvíle, kdy je pedál maximálně sešlápnut. Od tohoto stavu se dále odvíjejí všechny výpočty.

Brzdová pedálová sestava je zatížena silou kolmou k horní hraně pedálu. Tato síla, jak již bylo zmíněno v analýze práce, je převzata z pravidel soutěže Formule student a její velikost je 1000 N. Výpočet pedálového poměru, díky kterému lze zjistit sílu působící v ose brzdových válců, je zobrazen schématem na obr. 4-3.



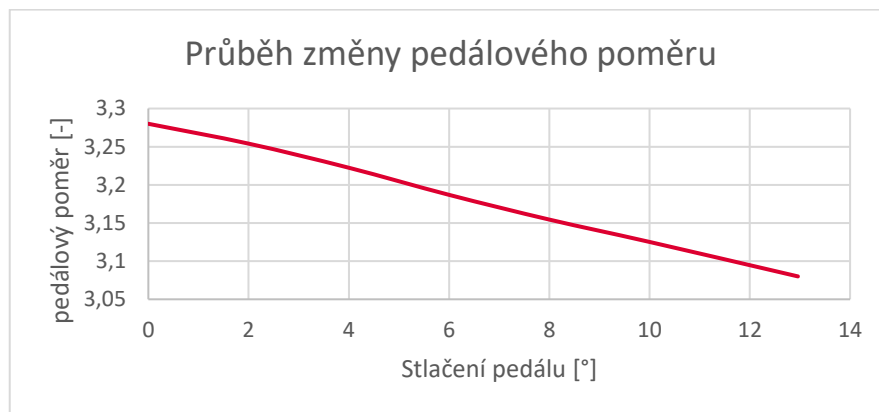
Obr. 4-3 Schéma rozměrů důležitých pro výpočet pedálového poměru.

Pedálový poměr (rovnice 4-1) je určen poměrem délek (A) ku (B). Kdy (A) představuje vzdálenost osy otáčení pedálu od působíště zátěžné síly a (B) je kolmá vzdálenost od osy otáčení pedálu k ose brzdového válce.

$$Pr = \frac{A}{B} \quad (4-1)$$

Detailnější výpočet pedálového poměru je zmíněna v práci Aulichy [18].

Stlačení pedálu se pohybuje v rozmezí 0° a $12,9^\circ$. Tento pohyb je vymezen vodící drážkou pedálu. Při takovéto kinematice pedálu se hodnota pedálového poměru pohybuje od 3,28 do 3,08. Na základě rešerše je známo, že průběh pedálového poměru by se neměl razantně měnit. Tento průběh (obr. 4-4) se výrazně nemění a je téměř lineární.



Obr. 4-4 Graf změny pedálového poměru.

Na plynový pedál působí síla F_1 , kolmo na horní hranu pedálu. V místě vahadla ve směru osy brzdového válce působí síla F_2 , která byla vypočtena pomocí pedálového poměru a rovnice 4-2. Schéma zatížení pedálu viz obr. 4-5.

$$F_2 = Pr \cdot F_1 = 3,28 \cdot 1000 = 3280 \text{ N} \quad (4-2)$$

F_2 je síla působící v ose brzdového válce, Pr je pedálový poměr a F_1 je síla působící na horní hranu pedálu.



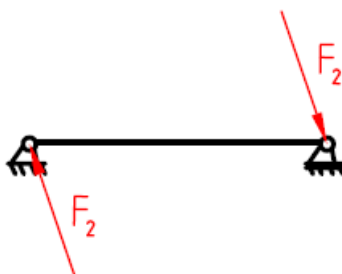
Obr. 4-5 Schéma zatížení pedálu.

Držák válců je zatížen ve směru osy brzdového válce silou F_2 . Schéma tohoto zatížení viz obr. 4-6.



Obr. 4-6 Schéma zatížení držáku brzdových válců.

Podstavec je zatížen dvěma silami F_2 , které působí ve směru osy brzdových válců, ale jsou opačně orientované. Jejich působíště a směry působení jsou schématicky zobrazeny na obr. 4-7.



Obr. 4-7 Schéma zatížení podstavce.

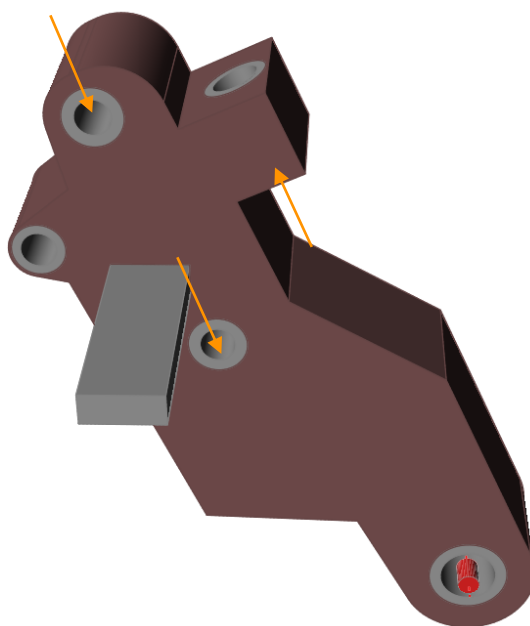
4.1.4 Topologická optimalizace

Ze základní sestavy byl vyjmut a dále optimalizován pedál, podstavec a držák válců. Každý díl byl optimalizován samostatně a k řešení topologické optimalizace byl využit *software* Altair Inspire 2020.

Návrhový prostor a zatížení

Základní prostor, ve kterém topologická optimalizace pracuje, se nazývá *design space*. Tento *design space* (hnědě) je u každého dílu omezen zástavbovým prostorem a dalšími díly sestavy (žádný díl v sestavě nesmí s ničím kolidovat). Z *design space* jsou vyjmuty tvarově důležité prvky (šedě), které nebudou topologicky optimalizovány. Dále je třeba každému dílu definovat vazby a zatížení.

Držák válců byl zatížen dvěma silami ve směru osy brzdových válců, jejich velikost je 1640 N, což je polovina velikosti síly F_2 . Tyto síly směřují dolů a působí v dírách pro šrouby. Opačným směrem, v díře pro uchycení bowdenu lanka ruční brzdy, působí síla o velikosti 3280 N. Síla vyvolaná zatažením ruční brzdy bude ve skutečnosti několika násobně menší. Její velikost není známa, proto byla uvažována teoreticky největší možná síla, která vznikne při sešlápnutí pedálu. V díře pro čep je vložena pevná podpora (červeně). Návrhový prostor a zatížení je patrné z obr. 4-8.



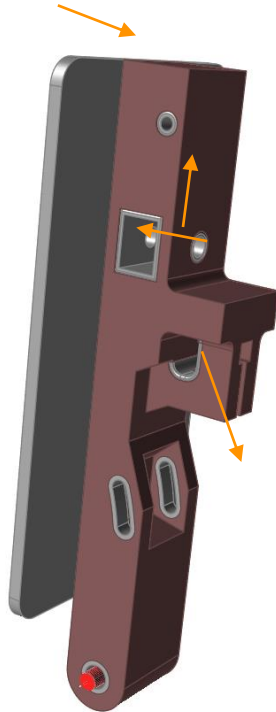
Obr. 4-8 Návrhový prostor a zatížení držáku brzdových válců.

Pedál byl zatížen silou F_1 , která působí kolmo na horní hranu pedálu. V místě vahadla byla síla F_2 rozdělena do dvou směrů x a y . Jejich výpočet viz rovnice 4-3 a 4-4.

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin 26,54^\circ = 1465,6 \text{ N} \quad (4-3)$$

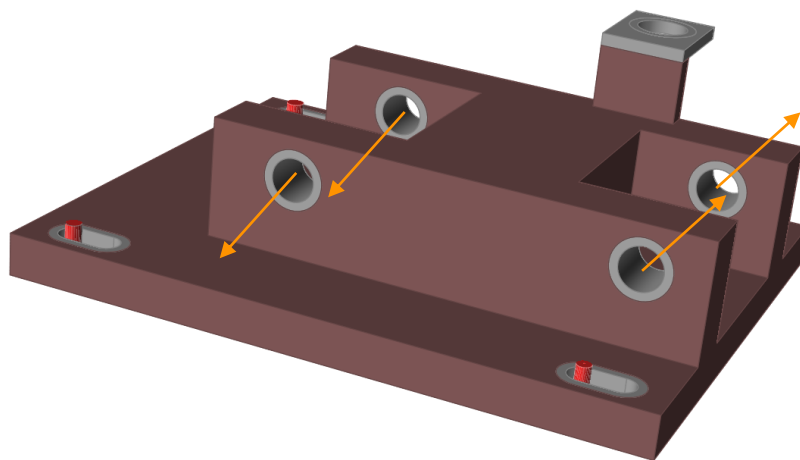
$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos 26,54^\circ = 2934,4 \text{ N} \quad (4-4)$$

Úhel $26,54^\circ$ byl odměřen z CAD modelu sestavy. Síla F_{2x} působí na stěnu otvoru pro vahadlo a síla F_{2y} působí v díře pro lícovaný šroub, jímž bude vahadlo uchyceno. Dále zde působí síla 3280 N, ve směru lanka ruční brzdy. V díře pro čep je vložena pevná podpora (červeně). Návrhový prostor a zatížení viz obr. 4-9.



Obr. 4-9 Návrhový prostor a zatížení brzdového pedálu.

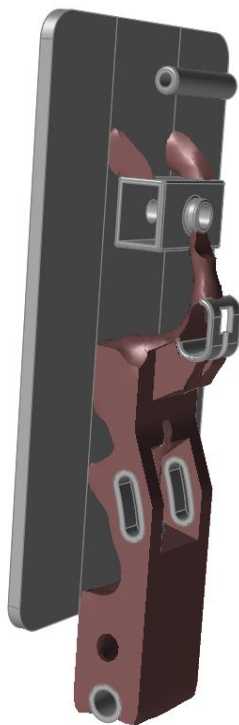
Podstavec byl zatížen čtyřmi silami o velikosti 1640 N, což je polovina velikosti síly F_2 . Tyto síly jsou rovnoběžné se směrem osy brzdových válců, opačně orientované a působí v dírách pro lícované šrouby. Pevné podpory (červeně) se nacházejí v drážkách pro šrouby. Návrhový prostor a zatížení viz obr. 4-10.



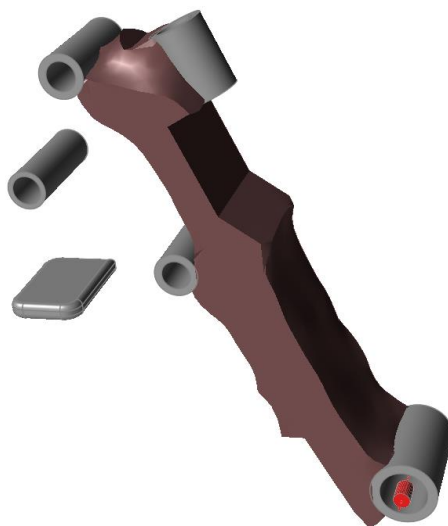
Obr. 4-10 Návrhový prostor a zatížení podstavce brzdového pedálu.

Topologická optimalizace byla zaměřena na maximální tuhost s podmínkou zachování objemu návrhového prostoru na 30 %. Minimální tloušťka stěny byla nastavena na 8 mm a materiálu byly přiřazeny vlastnosti z tabulky 4-1.

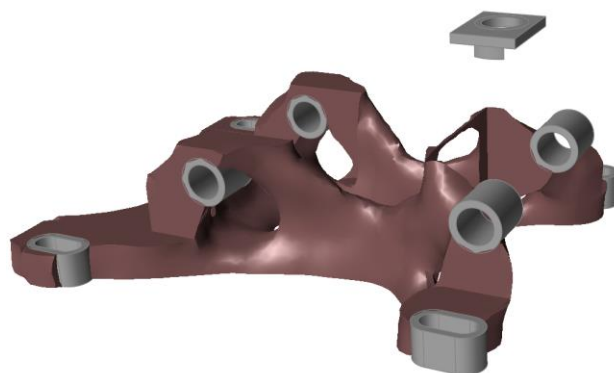
Tímto způsobem byla nastavena topologická optimalizace pro všechny tři díly. Výsledky topologické optimalizace ukazují obrázky níže (obr. 4-11, 4-12, 4-13).



Obr. 4-11 Výsledek topologické optimalizace brzdového pedálu.



Obr. 4-12 Výsledek topologické optimalizace držáku brzdových válců.



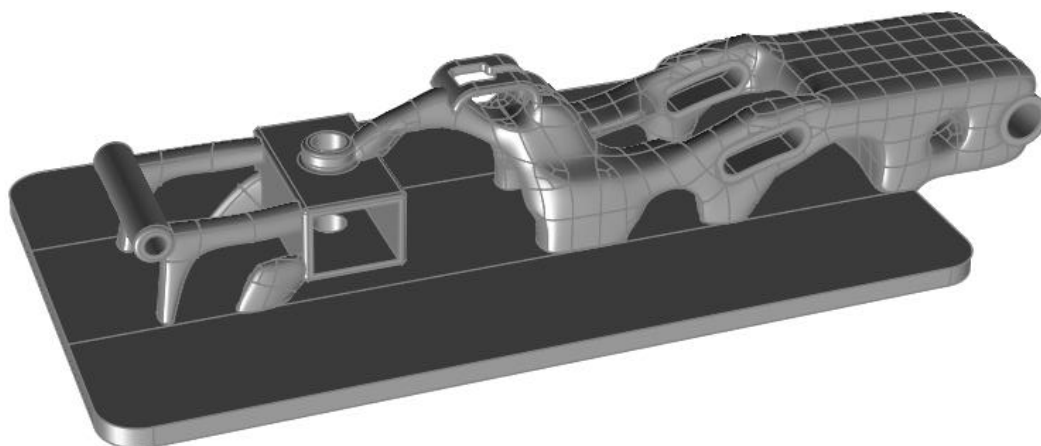
Obr. 4-13 Výsledek topologické optimalizace podstavce brzdového pedálu.

Takto optimalizované tvary je potřeba dále upravit. Jak je vidět z obrázků, je třeba lépe napojit a propojit topologicky optimalizované tvary s částmi, které nebyly optimalizovány.

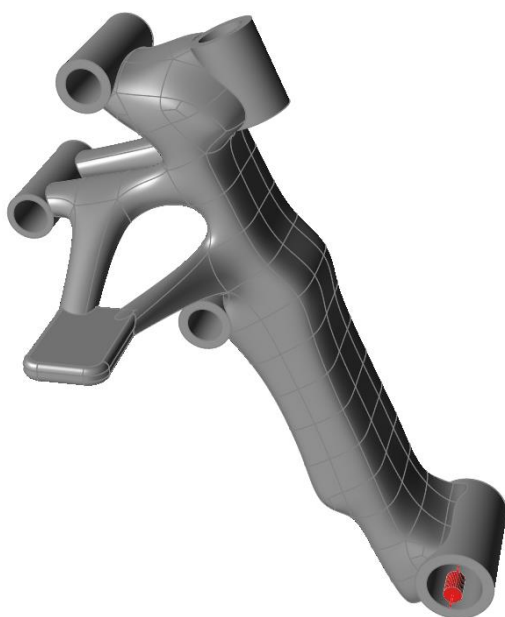
4.1.5 Tvorba CAD dat

Pro vytvoření objemového tělesa existuje více variant. Nejjednodušší z nich je využití vestavěné funkce programu Altair Inspire, která se jmenuje *PolyNURBS*. Tato funkce je schopná vytvořit uzavřené objemové těleso na základě výsledku topologické optimalizace. Její velkou nevýhodou je neexistující historie úprav, proto je potřeba si každý krok důkladně promyslet.

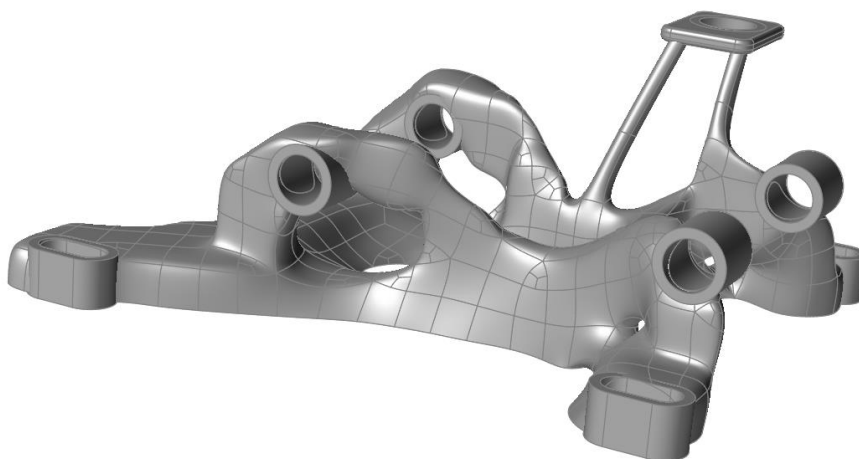
Nejprve došlo k vyplnění optimalizovaných tvarů funkcí *PolyNURBS fit*, u které bylo třeba nastavit velikost elementů tak, aby nebyl tvar příliš složitý, a tudíž náročný na hardware a další úpravy. Poté došlo k úpravě geometrie tvaru tak, aby vhodně navazoval na všechny další části modelu. Výsledky součástí vymodelovaných funkcí *PolyNURBS* jsou zobrazeny na obrázcích níže (obr. 4-14, 4-15, 4-16).



Obr. 4-14 Upravená geometrie brzdového pedálu funkcí *PolyNURBS*.



Obr. 4-15 Upravená geometrie držáku brzdových válců funkcí *PolyNURBS*.

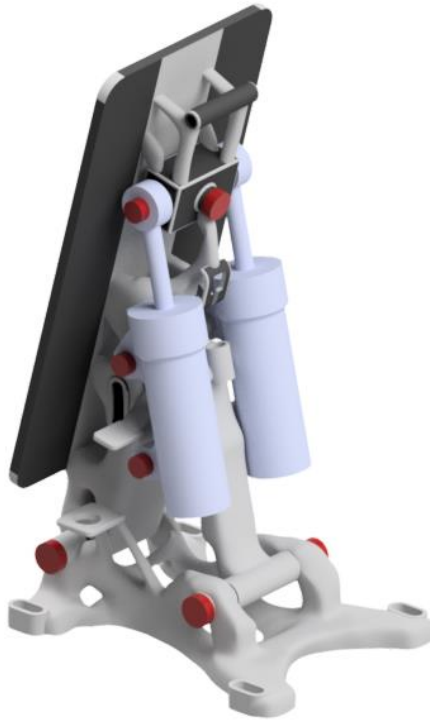


Obr. 4-16 Upravená geometrie podstavce brzdového pedálu funkcí *PolyNURBS*.

4.1.6 MKP analýza

Správnost dosavadního návrhu bylo potřeba zkontrolovat, k čemuž byla použita MKP analýza. K provedení MKP analýzy byl využit program Ansys Workbench 2019 R2.

Složité geometrické prvky zvyšují nároky na výpočtový hardware a tím prodlužují čas analýzy. Proto byly všechny neoptimalizované díly co nejvíce zjednodušeny a součásti, které nemají vliv na silové namáhání odstraněny ze sestavy (indukční snímač, nádobky brzdové kapaliny, aj.). Takto zjednodušená sestava je zobrazena na obrázku 4-17. Při tvorbě CAD dat funkcí *PolyNURBS* může jednoduše dojít k vytažení povrchu tělesa mimo definovaný *design space*, proto je třeba po složení sestavy opět zkontrolovat, že žádný z optimalizovaných dílů nekoliduje s dalšími součástmi.



Obr. 4-17 Zjednodušená sestava brzdového pedálu pro MKP analýzu.

Nastavení a výsledky MKP analýzy

Analýza byla definována jako statická. Na celé sestavě, kromě brzdových válců, byla vygenerována konečno prvková síť (*mesh*) s velikostí elementu 3 mm. Na brzdových válcích byla velikost sítě nastavena na 6 mm, protože nejsou předmětem analýzy.

Materiál topologicky optimalizovaných dílů byl definován dle tabulky 4-1. Zbylým součástem byl automaticky přidělen předdefinovaný materiál odpovídající konstrukční oceli. Tyto součásti jsou všechny z oceli a patří mezi ně šrouby, matice, pístnice, kloubové oka atd.

Kontakty byly nastaveny jako *frictional* a podle tabulky 4-2 jim byly přiděleny koeficienty statického tření. Kromě těchto kontaktů byl použit kontakt *bonded*, a to pro závity, u kterých se předpokládá, že je to pevné spojení.

Spodní plocha podstavce byla nastavena jako *fixed support*.

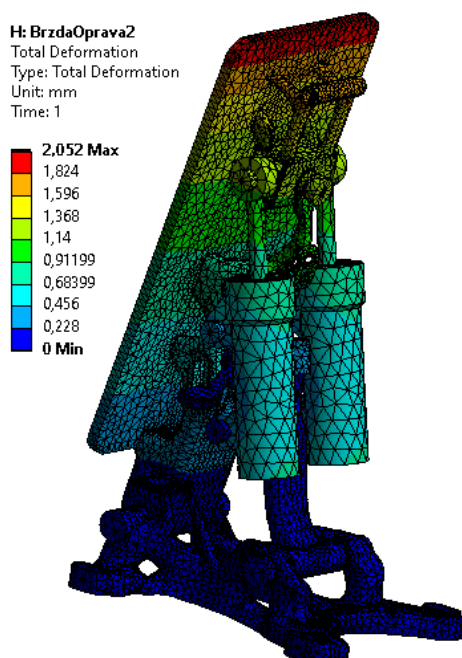
Tab. 4-2 Součinitele statického tření pro suchý kontakt [23].

Kontakt	Součinitel statického tření
hliník – hliník	0,42
ocel – hliník	0,35
ocel – ocel	0,31

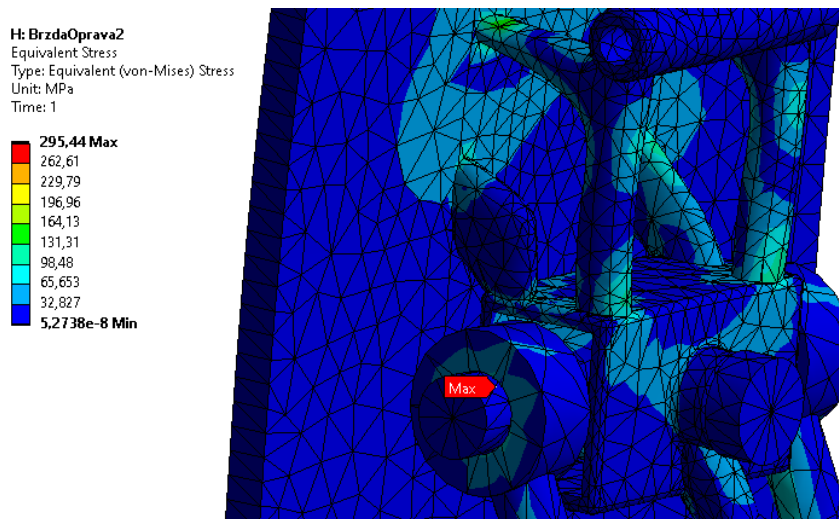
Pedál byl zatížen dvěma způsoby. Jeden stav simuloval sešlápnutí pedálu a druhý zatažení ruční brzdy.

U první analýzy byl pedál zatížen silou definovanou jako *remote force*, o velikosti 1000 N, kolmo na vrchní hranu pedálu (viz kapitola 4.1.3). Toto zatížení simuluje maximální sešlápnutí pedálu.

Výsledek první analýzy ukázal, že maximální deformace je 2,052 mm (obr. 4-18) a maximální napětí je 296 MPa (obr. 4-19). Toto napětí bylo v místě kloubového oka. Oproti původnímu řešení došlo ke snížení deformace, napětí a hmotnosti. Maximální napětí týkající se optimalizovaných dílů bylo 258 MPa na hraně podstavce. To bylo způsobeno nedokonalým napojením *PolyNURBSu* na neoptimalizovanou část sestavy. Mimo tuto hranu bylo napětí do 200 MPa. Místa nedokonalého napojení fungovaly jako koncentrátoři napětí. Na základě těchto poznatků bylo rozhodnuto, že z pevnostního hlediska není potřeba koncept zásadním způsobem měnit. Bylo však třeba se s ním nadále zabývat a odstranit napěťové špičky.



Obr. 4-18 Výsledná deformace sestavy první analýzy.

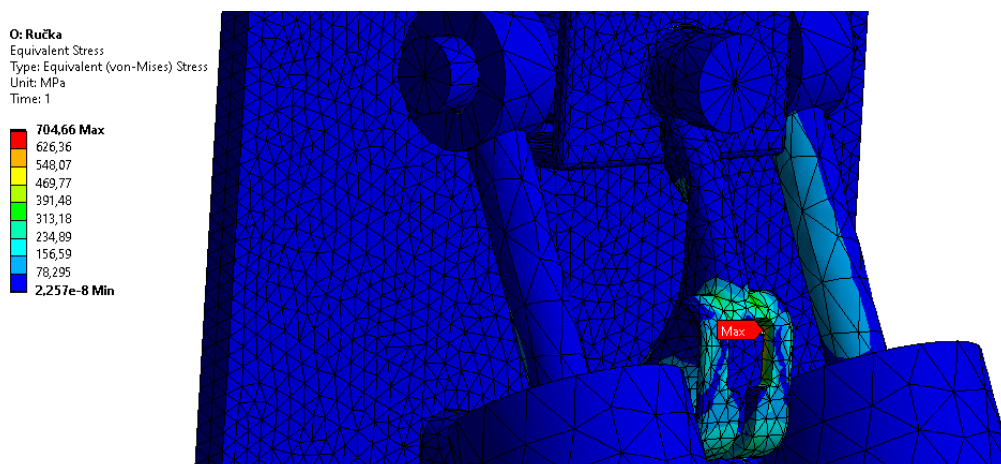


Obr. 4-19 Detail průběhu redukovaného napětí sestavy z první analýzy.

U druhé analýzy (simulující zatažení ruční brzdy) byla síť (*mesh*) nastavena stejným způsobem jako při první analýze, kromě dílu pedálu, u kterého byly nastaveny elementy sítě na velikost 2 mm. Materiál i kontakty byly nastaveny stejně jako u první analýzy a spodní plocha podstavce byl taktéž nastavena jako *fixed support*.

Druhá analýza byla zatížena dvěma silami, rovněž definovanými jako *remote force*. Jedna působící v místě uchycení lanka ruční brzdy a druhá v místě uchycení bowdenu. Tyto síly působící naproti sobě simulují zatažení ruční brzdy. Velikost těchto sil je stejná jako při výpočtu držáku válců (viz kapitola 4.1.3).

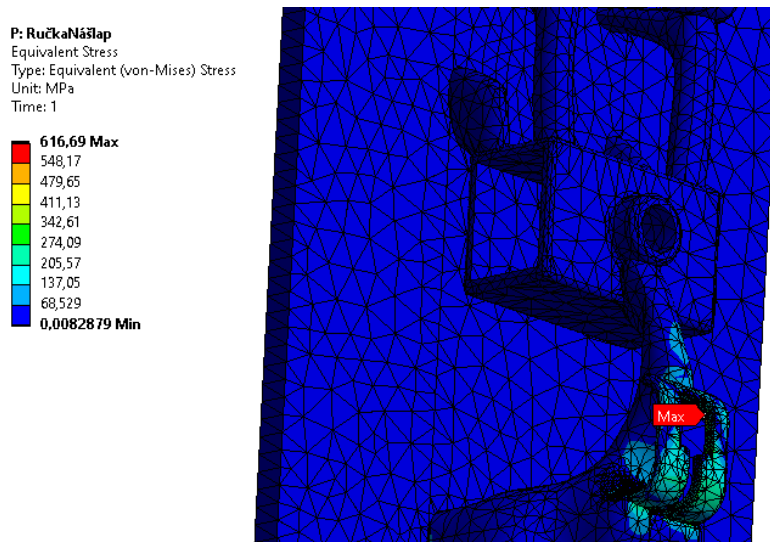
Výsledek druhé analýzy (obr. 4-20) ukázal, že deformace je ještě nižší než v prvním případě. Maximální napětí bylo 705 MPa a to na vnitřních hranách místa pro uchycení brzdového lanka. To bylo ovlivněno hrubou sítí, proto byla provedena další analýza, která se zabývala pouze samotným pedálem.



Obr. 4-20 Detail průběhu redukovaného napětí sestavy druhé analýzy.

Pro analýzu samotného pedálu byla vygenerována síť o velikosti 3 mm. Tato síť byla následně kolem kritických hran zmenšena na 0,8 mm. Materiál i zatížení bylo nastaveno stejné jako u předchozí analýzy. Díra pro čep byla nastavena jako *fixed support*.

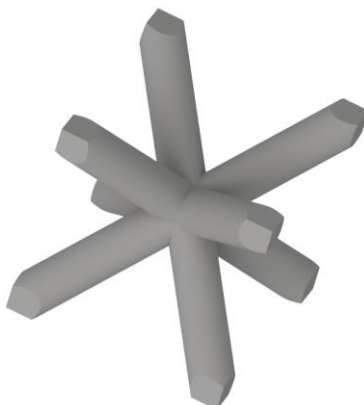
Výsledek (obr. 4-21) ukazuje maximální napětí na hraně dílu 617 MPa. Napětí mimo hranu bylo okolo 480 MPa, což nevyhovovalo a bylo nutné díl dále upravit.



Obr. 4-21 průběh redukovaného napětí samotného brzdového pedálu.

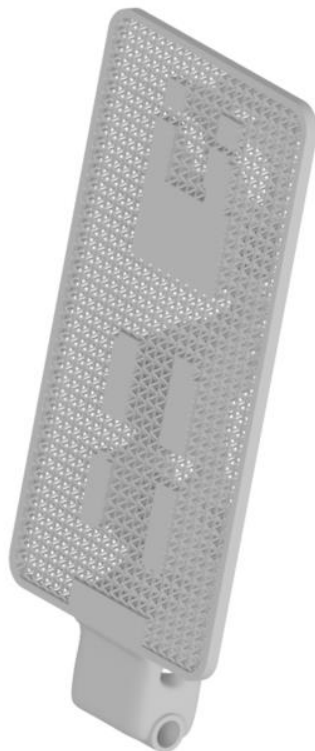
4.1.7 *Lattice* struktura

Za účelem dalšího snížení hmotnosti byla nášlapná plocha pedálu vyplněna tzv. *lattice* strukturou, její okraj tvořil rámeček tloušťce 3 mm. Tato struktura se dá vytvořit různými způsoby. Z důvodu velké náročnosti na hardware, byla zvolena nejméně náročná varianta, a to vytvoření struktury v 3D modeláři. *Lattice* struktura byla vytvořena pomocí funkce pole ze základní BCC (*body centered cubic*) buňky, o šířce strany 5 mm a průměr prutu 1 mm (obr. 4-22). Takto vyplněná nášlapná plocha pedálu by měla mít akceptovatelnou tuhost, ale nižší hmotnost oproti původní nášlapné ploše.



Obr. 4-22 Základní BCC buňka *lattice* struktury.

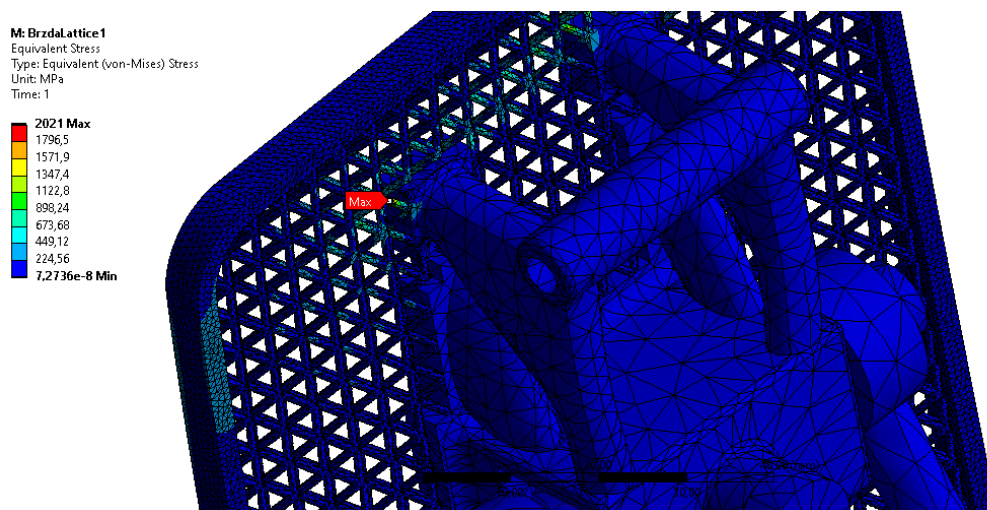
Pedál s *lattice* strukturou je zobrazen na obr. 4-23.



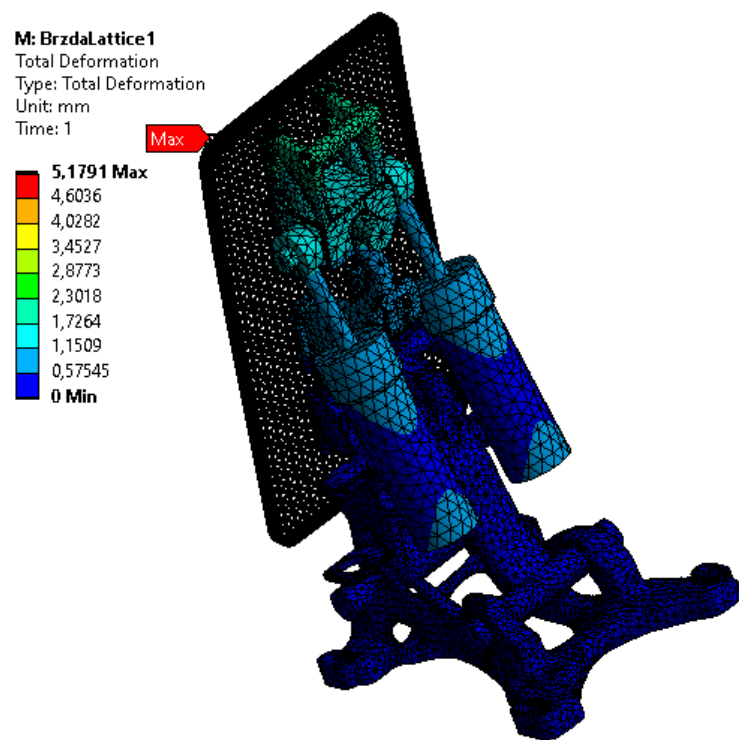
Obr. 4-23 Brzdový pedál s *lattice* strukturou.

Změnu tuhosti a napětí pedálu bylo třeba opět zkontrolovat pomocí MKP analýzy. Zjednodušená sestava byla stejná jako v kapitole 4.1.6, jen byla součást brzdového pedálu vyměněna za novou. Další změnou bylo zjemnění sítě na 0,7 mm v místech, kde se *lattice* struktura napojuje na plný materiál. Zatížení sestavy simulovalo sešlápnutí pedálu.

Výsledek analýzy ukázal, že deformace byla 5,2 mm (obr. 4-25) a maximální napětí 2021 MPa (obr. 4-24) bylo u horní hrany v místě napojení *lattice* struktury na plný materiál. Toto napětí a deformace nevyhovovali a pedál bylo nutné dále upravit.



Obr. 4-24 Průběh redukovaného napětí brzdového pedálu s *lattice* strukturou.



Obr. 4-25 Deformace brzdového pedálu s *lattice* strukturou.

4.2 Návrh sestavy plynového pedálu

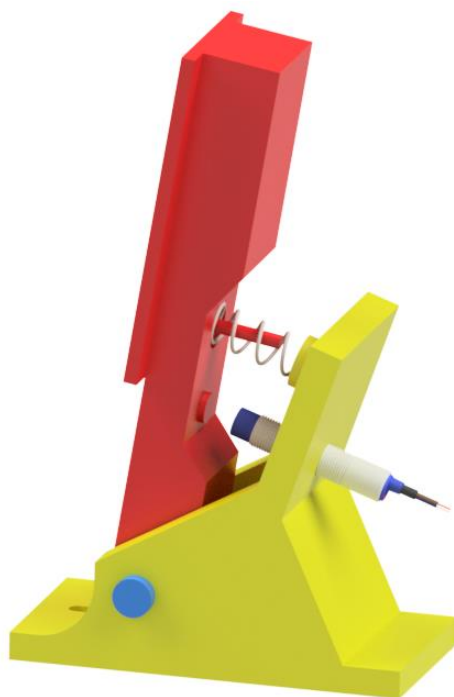
Plynový pedál je elektronického typu. Při sešlápnutí pedálu dojde k dotyku s indukčním snímačem, který pomocí řídicí jednotky otevře ventil s přívodem stlačeného vzduchu.

Elektronické řešení je jednoduché, oproti mechanickému řešení velmi lehké (váha jen indukčního snímače a kabelů) a pomocí řídicí jednotky se snadno řídí otevírání ventilu. Koncept elektronického pedálu byl úspěšně využit v předešlých vozidlech.

Tato kapitola se podrobně zabývá jednotlivými součástmi sestavy plynového pedálu.

4.2.1 Základní model

Základní rozměry sestavy vychází z CAD modelu současného plynového pedálu, který definuje zástavbový prostor. Sestava plynového pedálu (obr. 4-26) se skládá ze dvou hlavních dílů, jimiž jsou podstavec (žlutě) a samotný pedál (červeně).



Obr. 4-26 Základní model sestavy plynového pedálu.

Podstavec je skrze dvě drážky připevněn šrouby k rámu vozidla. Drážky umožňují nastavit polohu sestavy (posunout dopředu nebo dozadu). Poloha drážek je definována dírami v rámu vozidla. Na lícovaném šroubu (modře) se pedál volně otáčí. Podstavec bude topologicky optimalizována a vyráběn aditivní technologií, což umožní vyřešit uchycení tlačné pružiny pomocí vhodné geometrie (osazením). Tím dojde k zjednodušení sestavy oproti původnímu řešení, kde byl podstavec provrtán a pružina byla uložena na matici se šroubem.

Součástí podstavce je indukční snímač, který je uchycen dvěma maticemi z obou stran díry, do které je volně nasunut.

Chod pedálu je vymezen výstupkem, který je součástí pedálu. Čelo výstupku bylo upraveno tak, aby přesně dosedalo na podstavec. Pedál bude topologicky optimalizován a vyráběn aditivní technologií, díky čemuž dojde k zjednodušení sestavy. Chod pedálu již nevymezuje zápusťný šroub a uložení druhého konce pružiny je vyřešeno vhodnou geometrií pedálu (dutina). Náslapná plocha pedálu byla oproti původnímu řešení zmenšena, aby došlo k ušetření materiálu, což vede ke snížení hmotnosti.

Vracení se pedálu do původní polohy je zajištěno již zmíněnou tlačnou pružinou, která je vložena mezi dutinu pedálu a osazení podstavce.

4.2.2 Výpočet zátěžných sil

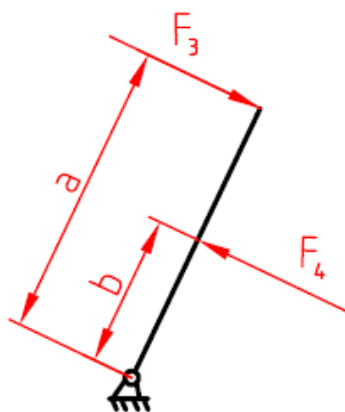
Kritickým zátěžným stavem je stejně jako u brzdového pedálu chvíle, kdy je pedál maximálně sešlápnut. Od tohoto stavu se dále odvíjejí ostatní výpočty.

Sestava plynového pedálu je zatížena silou kolmo k horní hraně pedálu. Velikost této síly byla zvolena 1000 N, stejná jako u brzdového pedálu, přestože je plynový pedál namáhán méně. Řidič během závodu nebude brát ohled na to, že pedál funguje jen na lehký dotyk, a bude na pedál šlapat ve snaze dosáhnout co největšího zrychlení vozidla. Takto vyvozená síla by musela být experimentálně zjištěna. Proto byla zvolena varianta s větším koeficientem bezpečnosti a velikost síly byla převzata z již zmíněných pravidel pro závod Formule student.

Na samotný plynový pedál působí síla F_3 kolmo na horní hranu pedálu o velikosti 1000 N. V místě výstupku, který vymezuje chod pedálu, působí kolmo na pedál síla F_4 o velikosti 2133,3 N (rovnice 4-5 a 4-6). Schéma zatížení viz obr. 4-27.

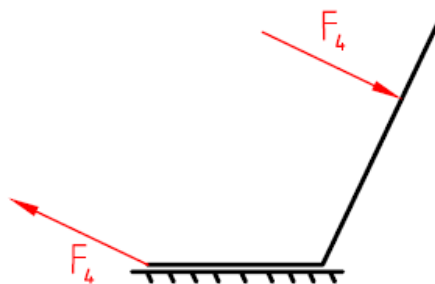
$$\sum M_o = 0 \quad (4-5)$$

$$F_4 = \frac{F_3 \cdot a}{b} = \frac{1000 \cdot 192}{90} = 2133,3 \text{ N} \quad (4-6)$$



Obr. 4-27 Schéma určení zátěžných sil plynového pedálu.

Na podstavec působí dvě síly F_4 , a to ve středu osazení a v místě otáčení pedálu. Síly působí ve směru výstupku (vymezuje chod pedálu) a jsou orientovány opačně. Schéma zatížení viz obr. 4-28.



Obr. 4-28 Schéma určení zátěžných sil podstavce plynového pedálu.

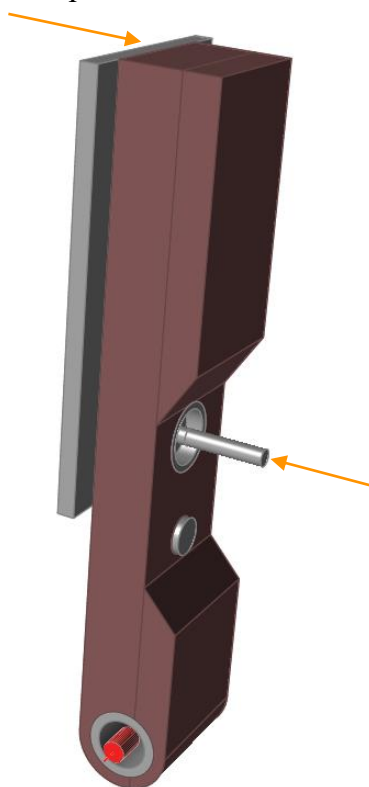
4.2.3 Topologická optimalizace

Ze základní sestavy byly vyjmuty a dále optimalizovány pedál a podstavec. Každý díl byl optimalizován samostatně a celý postup probíhal podobně jako u brzdového pedálu.

Návrhový prostor a zatížení

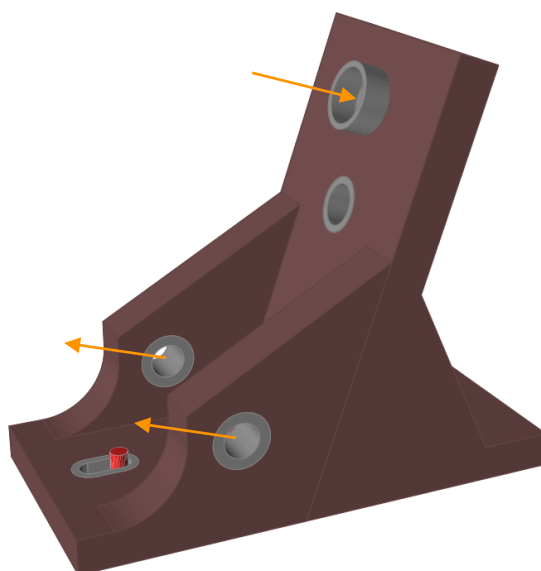
Obecný postup návrhu *design space* je stejný jako v kapitole 4.1.4.

Samotný plynový pedál je zatížen silou F_3 , kolmo na horní hranu pedálu. V místě výstupku, který vymezuje chod pedálu, působí kolmo na pedál síla F_4 . V ose otáčení pedálu je vložena podpora. Návrhový prostor a zatížení pedálu viz obr. 4-29.



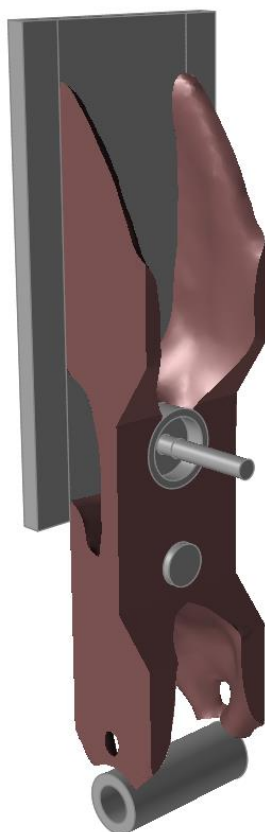
Obr. 4-29 Návrhový prostor a zatížení plynového pedálu.

Podstavec je zatížen silou F_4 , která působí kolmo do středu dna osazení, ve kterém je uchycen jeden konec pružiny. Dále je podstavec zatížen dvěma silami, každá o poloviční velikosti síly F_4 . Tyto síly jsou rovnoběžné, opačně orientované než síla F_4 a působí v děrách pro čep. Podpory jsou vloženy v místě drážek pro šrouby. Návrhový prostor a zatížení podstavce viz. obr. 4-30.



Obr. 4-30 Návrhový prostor a zatížení podstavce plynového pedálu.

Topologická optimalizace byla nastavena stejně jako v kapitole 4.1.4 a byla použita pro oba díly. Výsledky optimalizace ukazují obrázky níže (obr. 4-31, 4-32).



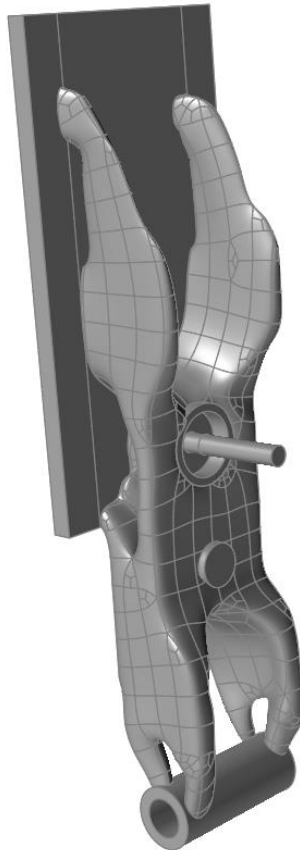
Obr. 4-31 Výsledek topologické optimalizace plynového pedálu.



Obr. 4-32 Výsledek topologické optimalizace podstavce plynového pedálu.

4.2.4 Tvorba CAD dat

Tvorba CAD dat probíhala stejným způsobem jako u brzdového pedálu, výsledky takto vymodelovaných součástí jsou zobrazeny na obrázcích níže (obr. 4-33, 4-34).



Obr. 4-33 Upravená geometrie plynového pedálu.



Obr. 4-34 Upravená geometrie podstavce plynového pedálu.

4.2.5 MKP analýza

K ověření správnosti dosavadního návrhu byla stejně jako u brzdového pedálu využita MKP analýza.

Sestava plynového pedálu byla pro účely MKP analýzy upravena. Podrobný popis úprav viz kapitola 4.1.6. Výsledek úprav sestavy je zobrazen na obrázku 4-35.



Obr. 4-35 Zjednodušená sestava plynového pedálu pro MKP analýzu.

Nastavení a výsledky MKP analýzy

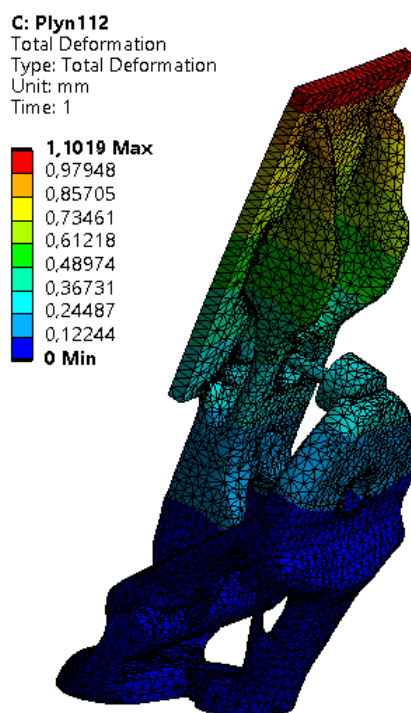
Stejně jako v kapitole 4.1.6 byla použita statická analýza.

Na celé sestavě byla vygenerována konečno prvková síť (*mesh*) s velikostí elementu 3 mm.

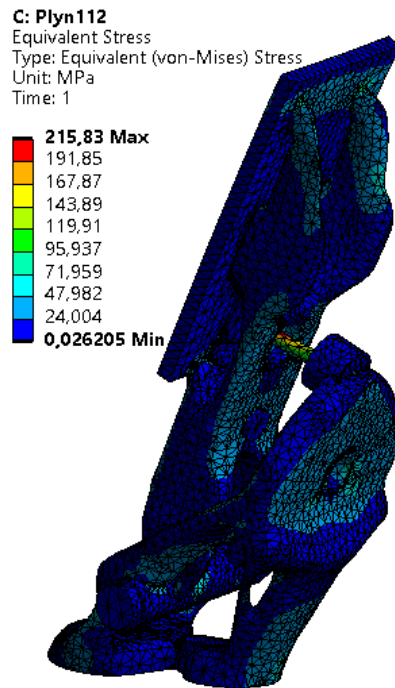
Materiál topologicky optimalizovaných dílů byl vytvořen dle tabulky 4-1. Čepu byl přidělen předdefinovaný materiál odpovídající konstrukční oceli. Kontakty byly nastaveny jako *frictional* a podle tabulky 4-2 jim byly přiděleny koeficienty statického tření.

Spodní plocha podstavce byla definována jako *fixed support*. Zátěžná síla byla definována jako *remote force*, působila na horní hranu pedálu a její velikost byla 1000 N.

Výsledek analýzy ukázal, že deformace je 1,102 mm (obr. 4-36) a maximální napětí je 216 MPa (obr. 4-37). Maximální napětí bylo na povrchu výstupku, který vymezuje chod pedálu. Oproti původnímu řešení došlo ke snížení deformace o 97 % a k nárůstu hmotnosti o 30 %.



Obr. 4-36 Výsledná deformace plynového pedálu.



Obr. 4-37 Průběh redukovaného napětí plynového pedálu.

V místech nedokonalého napojení *PolyNURBSu* na neoptimalizované tvary docházelo ke koncentraci napětí. S ohledem na dosažené výsledky bylo rozhodnuto, že tento koncept vyhovuje. Nadále však bude třeba odstranit koncentrátoři napětí. Zvýšení tuhosti a hmotnosti se vztahuje k původnímu modelu plynového pedálu. Výsledky se výrazně liší, protože původní plynový pedál byl navržen pouze tak aby byl funkční a nebyl nijak pevnostně navrhován ani analyzován.

4.2.6 *Lattice* struktura

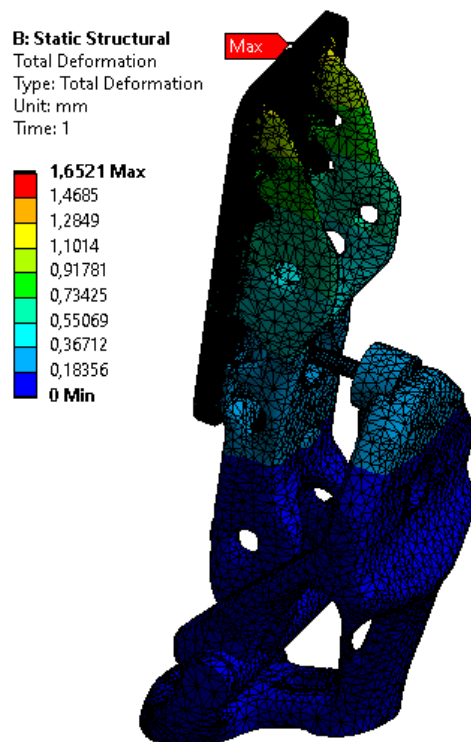
Stejně jako u brzdového pedálu (kapitola 4.1.7) byla nášlapná plocha plynového pedálu vyplněna *lattice* strukturou (obr. 4-38).



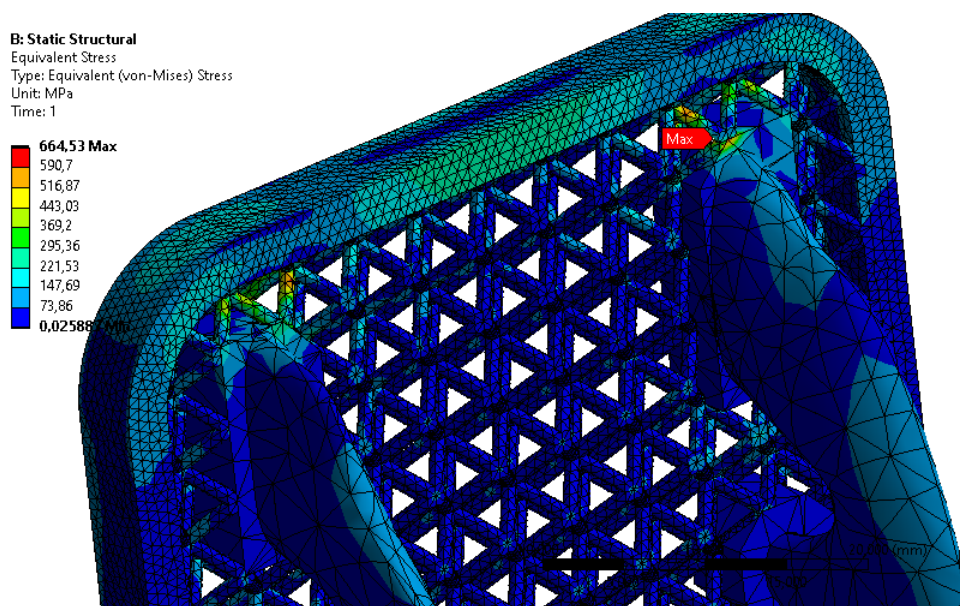
Obr. 4-38 Plynový pedál s *lattice* strukturou.

Takhle upravený pedál bylo třeba opět zkontrolovat pomocí MKP analýzy. Zjednodušení sestavy a nastavení analýzy proběhlo stejně jako u předchozí analýzy. Jedinou změnou bylo zjemnění sítě na 0,7 mm v místech, kde se *lattice* struktura napojuje na plný materiál.

Výsledek analýzy ukázal, že deformace byla 1,7 mm (obr. 4-39) a maximální napětí 665 MPa (obr. 4-40) bylo u horní hrany v místě napojení *lattice* struktury na plný materiál. Toto napětí nevyhovovalo a pedál bylo třeba dále upravit.



Obr. 4-39 Deformace plynového pedálu s *lattice* strukturou.



Obr. 4-40 Průběh redukovaného napětí plynového pedálu s *lattice* strukturou.

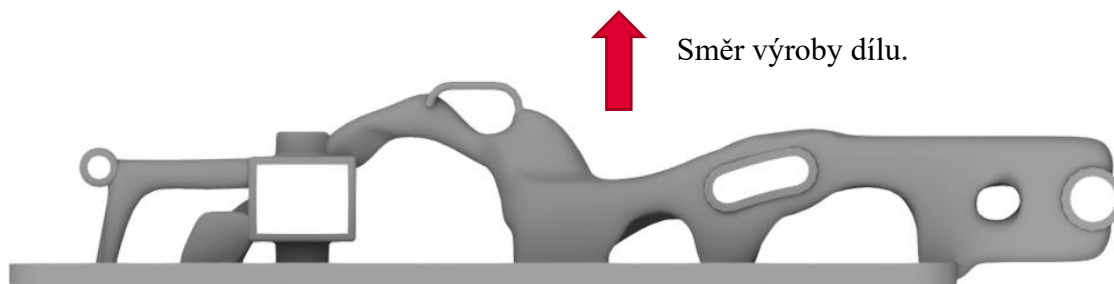
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se podrobně zabývá popisem finálního řešení sestavy brzdového a plynového pedálu. Kvůli velkým napětím došlo k úpravě geometrie dílů, další úpravy cílily na vyrobiteľnosť součástí pomocí SLM technologie. Stejně jako v kapitole koncepční řešení je zde rozveden nejprve brzdový pedál a následně pedál plynový.

5.1 Finální návrh sestavy brzdového pedálu

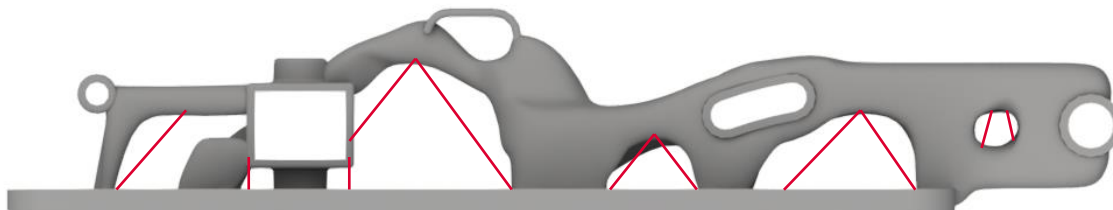
5.1.1 Aplikace *design rules*

Jak bylo zmíněno v rešerši, je třeba dbát na vyrobiteľnosť součástí danou technologií. Pro výrobu topologicky optimalizovaných dílů, bude využita SLM technologie. Nejprve byla zvolena orientace dílů (obr. 5-1) a následně došlo k úpravě jejich geometrie tak, aby bylo při výrobě použito co nejméně podpor (úspora materiálu).



Obr. 5-1 Zvolená orientace a směr výroby dílu.

Všechny tyto úpravy se řídily takzvanými *design rules*, tedy pravidly popsány v kapitole 2.4.1. Tyto úpravy byly provedeny pomocí již zmíněné funkce *PolyNURBS*. Jednoduché úpravy, například zaoblení, byly provedeny v 3D modeláři. Brzdový pedál s naznačením úprav je zobrazen na obr. 5-2 a výsledný tvar upravené geometrie viz obr 5-3.



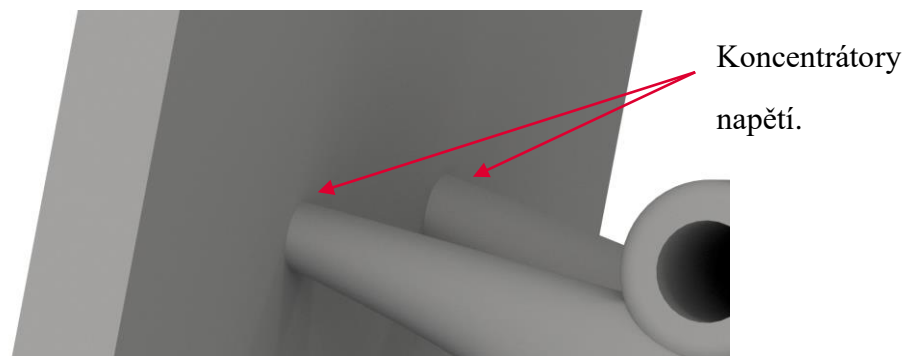
Obr. 5-2 Schéma úprav brzdového pedálu, červené čáry naznačují úhly, při kterých nebude nutné použití podpor.



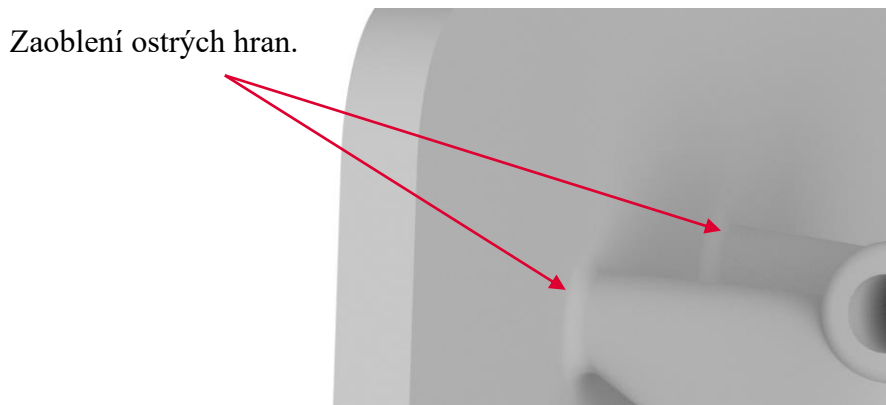
Obr. 5-3 Aplikace *design rules* na brzdový pedál.

5.1.2 Úprava dílů na základě napěťové analýzy

Další úpravy geometrie byly provedeny na základě předešlých MKP analýz. Došlo k hladšímu napojení optimalizovaných částí s těmi neoptimalizovanými. Do míst s velkým napětím byl přidán materiál a hrany, které způsobovaly koncentraci napětí, byly zaobleny nebo sraženy. V místech velmi nízkého napětí došlo k odlehčení dílů ubráním materiálu, případně vytvořením děr. Všechny tyto úpravy rovněž respektují pravidla z kapitoly 2.4.1. Jednotlivé úpravy probíhaly pomocí funkce *PolyNURBS*, ale také v klasickém 3D modeláři AutoCAD Inventor. Příklad hladšího napojení pomocí zaoblění viz obr. 5-4 a obr. 5-5.



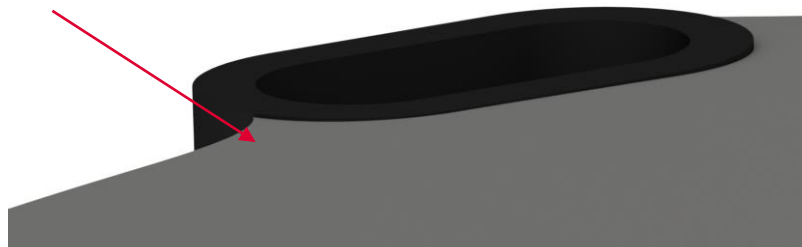
Obr. 5-4 Napojení bez zaoblění.



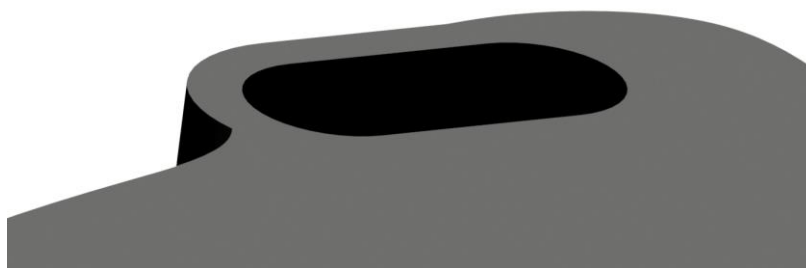
Obr. 5-5 Napojení se zaoblěním.

Další příklad úprav na základě pevnostní analýzy, viz obr. 5-6 a obr. 5-7. Přidáním materiálu došlo k srovnání plochy drážky s optimalizovaným tvarem.

Hrana – Koncentrátor napětí

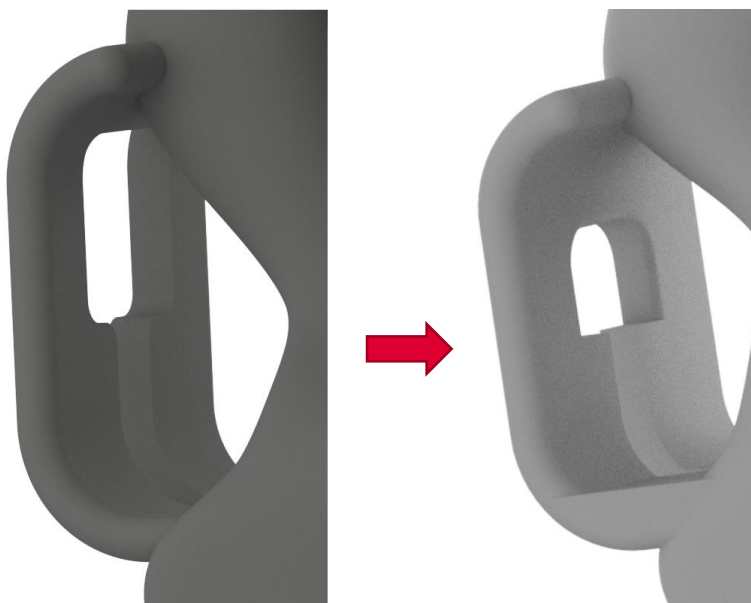


Obr. 5-6 Ostrá hrana podstavce.



Obr. 5-7 Zarovnění ostré hrany.

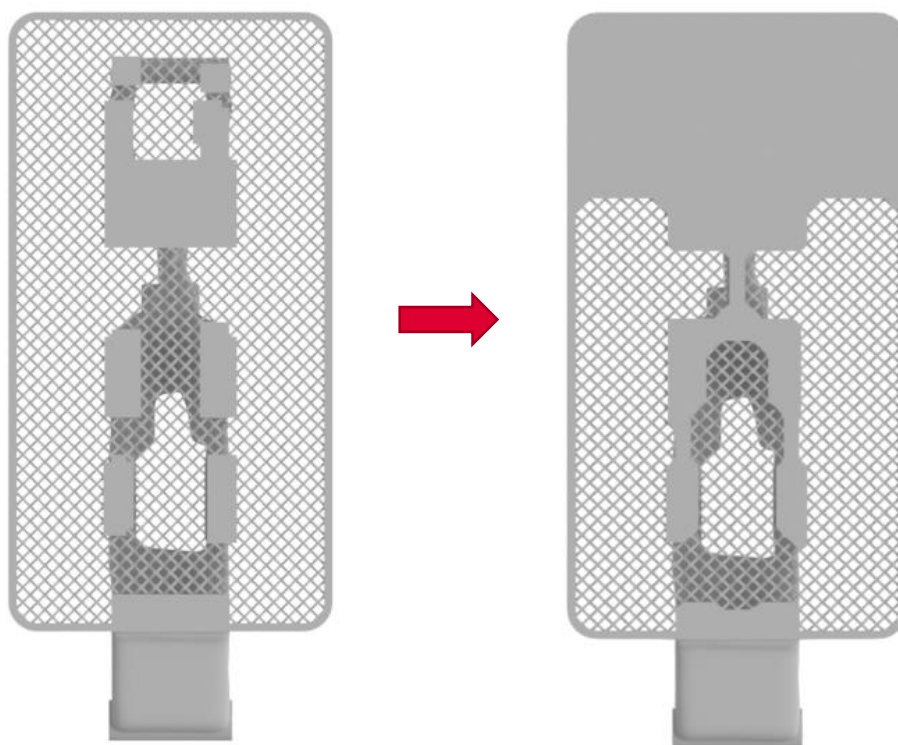
Další změnou byla úprava držáku lanka ruční brzdy, jehož změna tvaru je zobrazena na obr. 5-8.



Obr. 5-8 Změna tvaru úchyty lanka ruční brzdy.

5.1.3 *Lattice* struktura

Na základě předchozích MKP analýz byly oblasti *lattice* struktury, které pevnostně nevyhovovaly, vyplněny plným materiálem. Za účelem zvýšení tuhosti došlo k propojení míst s plným materiálem mezi sebou. Tato místa byla odhadnuta dle průběhu deformace pevnostní analýzy. Změna dílu vlivem těchto úprav je zobrazena na obr. 5-9.

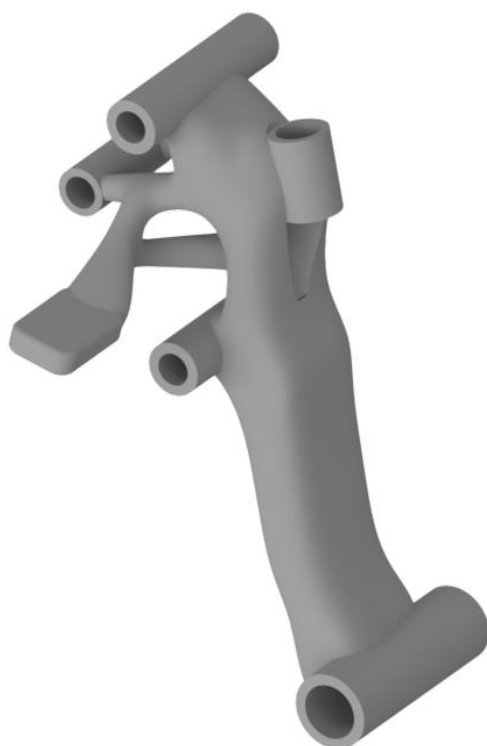


Obr. 5-9 Změna nášlapné plochy brzdového pedálu.

Úpravy jednotlivých dílů (popsané v třech předešlých kapitolách) a jejich finální podoba je zobrazena na následujících obrázcích (obr. 5-10, obr. 5-11, obr. 5-12).



Obr. 5-10 Finální podoba brzdového pedálu.



Obr. 5-11 Finální podoba držáku brzdových válců.

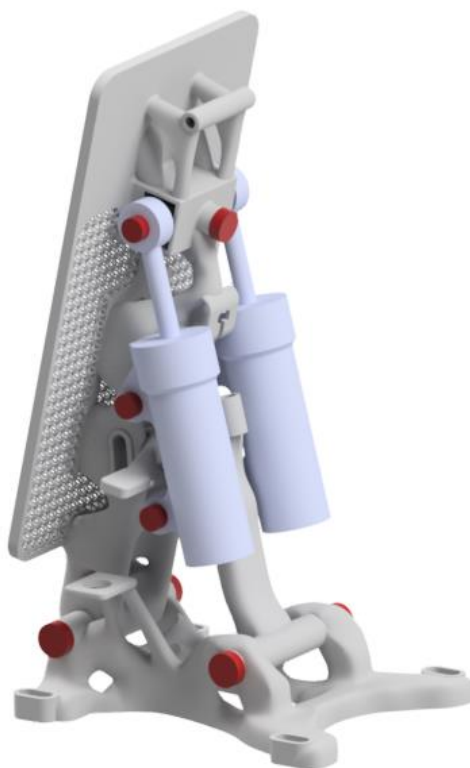


Obr. 5-12 Finální podoba podstavce brzdového pedálu.

5.1.4 Kontrola finálního řešení

Všechny výsledné úpravy je třeba opět zkontrolovat. Kontrola bude provedena pomocí MKP analýzy.

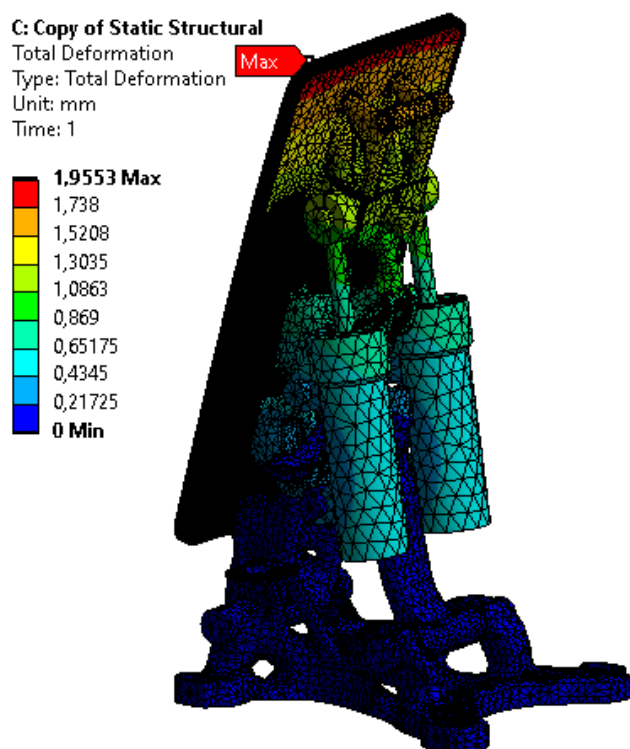
Stejně jako v předchozích kapitolách byla finální sestava pro MKP výpočet zjednodušená (obr. 5-13).



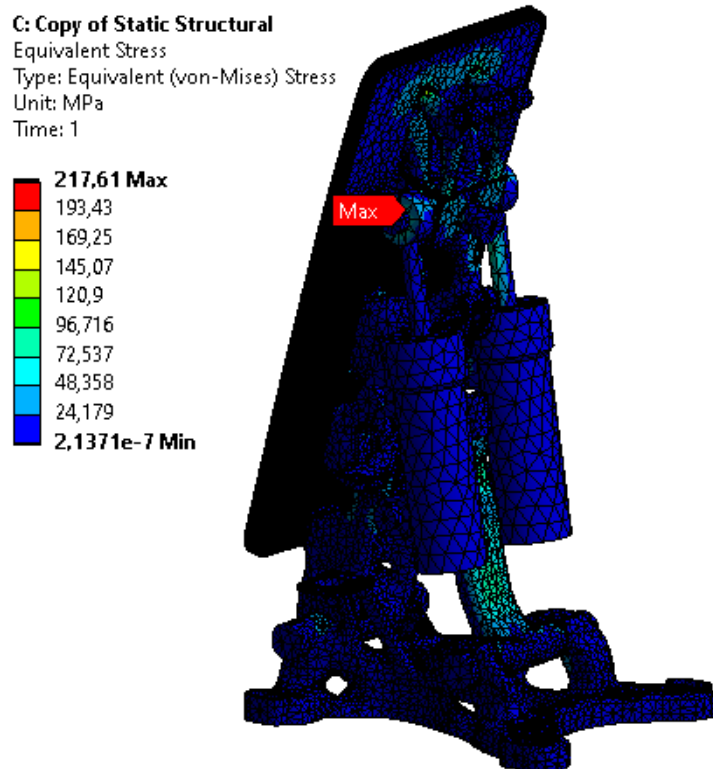
Obr. 5-13 Zjednodušená sestava finálního návrhu brzdového pedálu.

Materiál, kontakty, vazby i zatížení byly nastaveny stejně jako v kapitole 4.1.6. Jediným rozdílem bylo zjemnění sítě na 0,7 mm v rámci celé *lattice* struktury, a to v místech napojení struktury na neoptimalizované součásti, v místech, kde se u původní analýzy vyskytovaly napěťové špičky, a v místech, kde byla síť příliš hrubá (síť je hrubá, pokud jsou na tloušťce součásti 3 a méně elementy sítě). Analýzy byly opět dvě, kdy první simulovala sešlápnutí pedálu a druhá zatažení ruční brzdy.

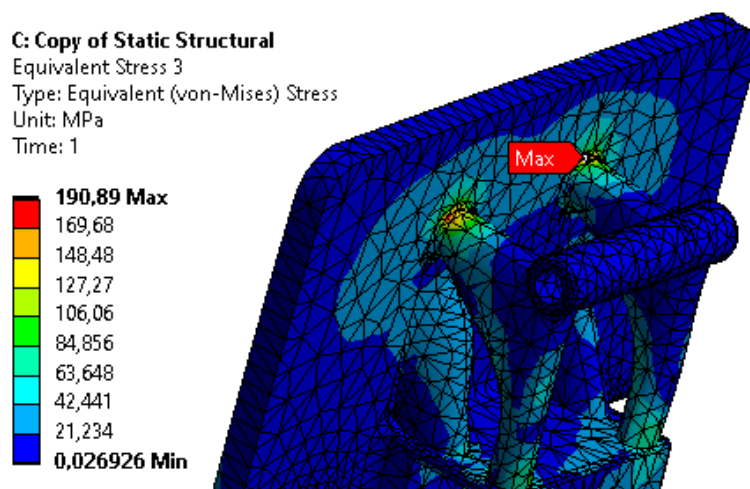
Výsledky první analýzy ukázaly, že se sestava brzdového pedálu deformuje o 1,96 mm (obr. 5-14) a maximální napětí 218 MPa (obr. 5-15) je v místě zjednodušeného kloubového oka. Největší napětí topologicky optimalizovaných dílů je 191 MPa (obr. 5-16) v horní části pedálu.



Obr. 5-14 Deformace sestavy brzdového pedálu.

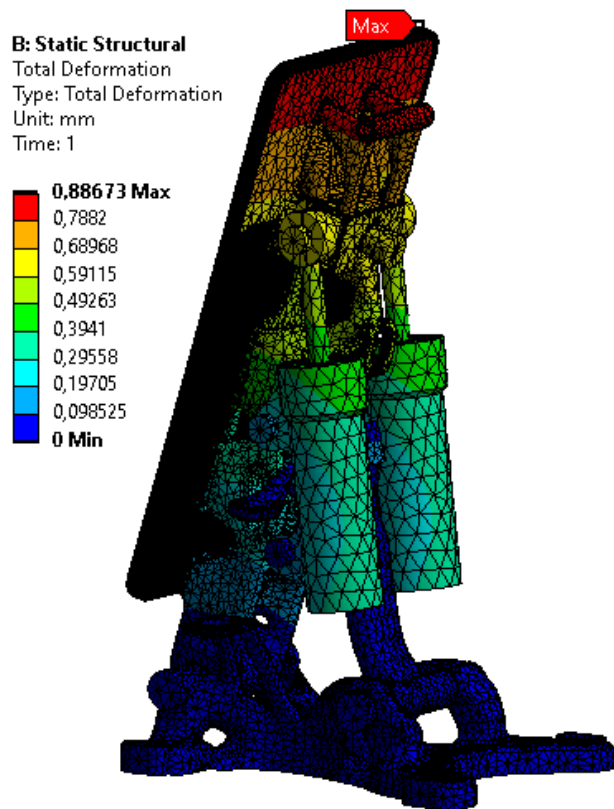


Obr. 5-15 Průběh redukovaného napětí sestavy brzdového pedálu.

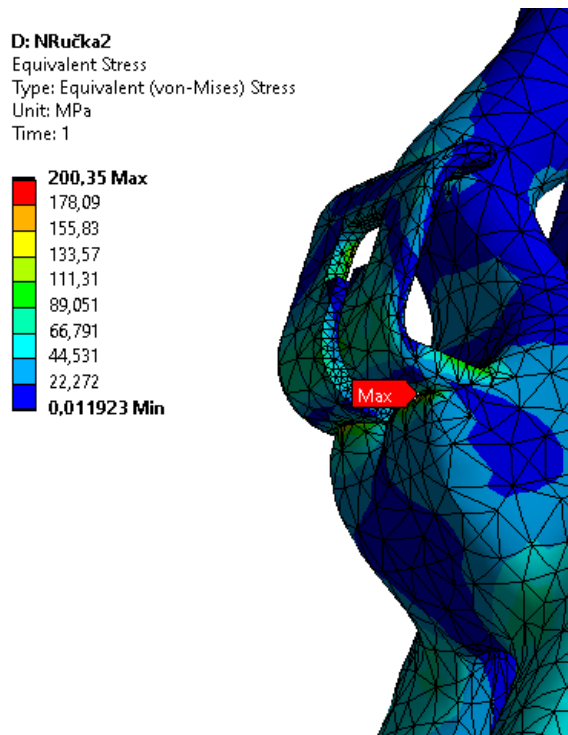


Obr. 5-16 Průběh redukovaného napětí topologicky optimalizovaných dílů sestavy brzdového pedálu.

Výsledky druhé analýzy ukázaly, že se sestava brzdového pedálu deformuje o 0,887 mm (obr. 5-17) a maximální napětí 200 MPa (obr. 5-18) je v místě úchyty lanka ruční brzdy.



Obr. 5-17 Deformace sestavy brzdového pedálu.



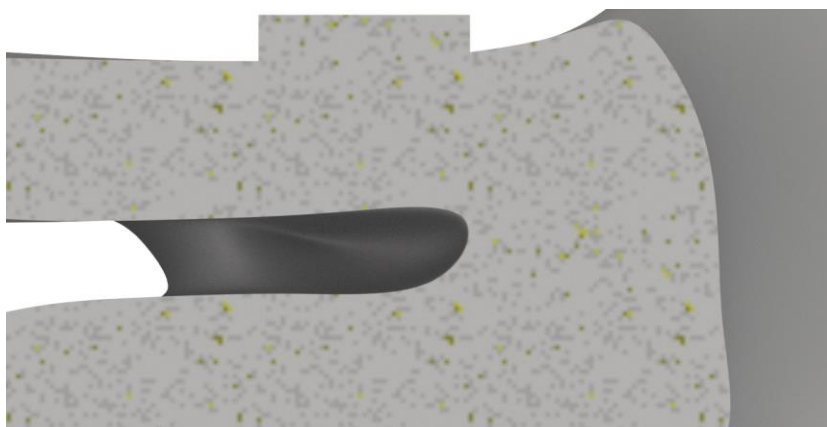
Obr. 5-18 Detail průběhu redukovaného napětí sestavy brzdového pedálu

5.2 Finální návrh sestavy plynového pedálu

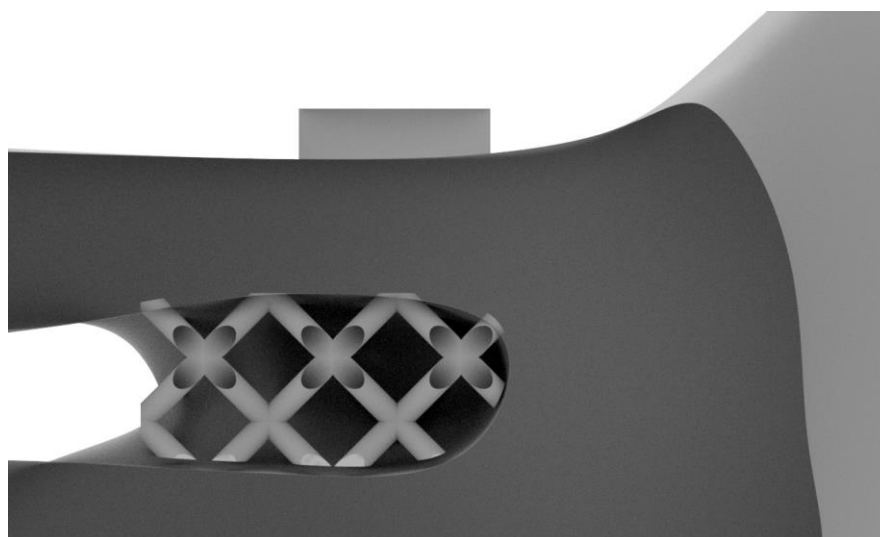
Postup úprav topologicky optimalizovaných dílů (aplikace *design rules*, úprava geometrie vzhledem k napětí a úprava *lattice* struktury) byl téměř stejný jako u finálního návrhu brzdového pedálu, jen byl aplikován na díly sestavy plynového pedálu.

Jedinou výraznou změnou oproti sestavě brzdového pedálu bylo vyplnění dutiny (obr. 5-20) v plynovém pedálu pomocí *lattice* struktury, jejíž rozměry byly stejné jako v kapitole 4.1.7. Původní tvar dutiny bez výplně viz obr. 5-19.

V případě nevyplnění dutiny by byly vyrobeny podpory, které by bylo jen velmi obtížné odstranit. Nekvalitně odstraněné podpory by fungovaly jako koncentrátoři napětí a mohly by způsobit nepřijatelné napětí. Proto byla dutina vyplněna *lattice* strukturou, která součástí dílu a při výrobě slouží jako podpora.

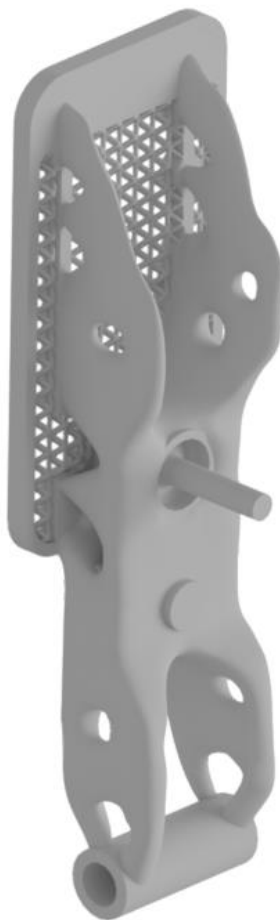


Obr. 5-19 Dutina pedálu před vyplněním *lattice* strukturou.



Obr. 5-20 Dutina vyplněná *lattice* strukturou.

Finální podoba dílu je zobrazena na obrázcích níže (obr. 5-21, obr. 5-22).



Obr. 5-21 Finální podoba plynového pedálu.



Obr. 5-22 Finální podoba podstavce plynového pedálu.

5.2.1 Kontrola finálního řešení

Všechny výsledné úpravy je třeba opět zkontrolovat. Kontrola bude provedena pomocí MKP analýzy.

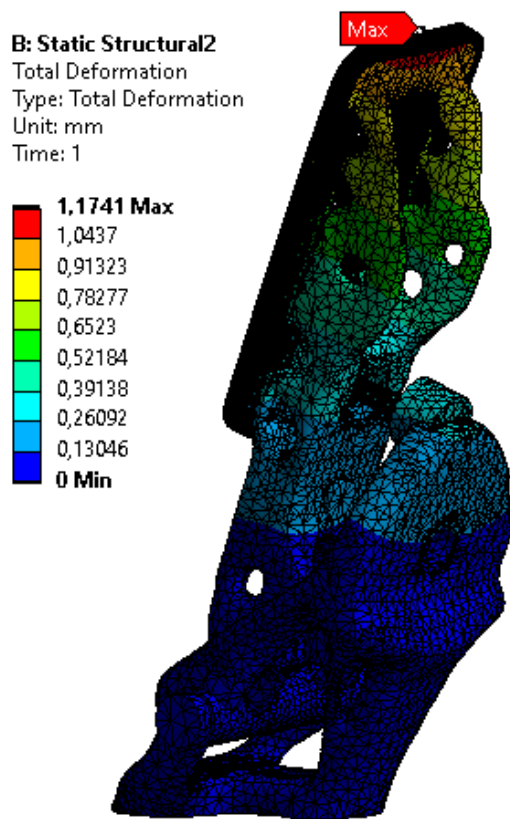
Stejně jako v předchozích kapitolách byla finální sestava pro MKP výpočet zjednodušena (obr. 5-23).



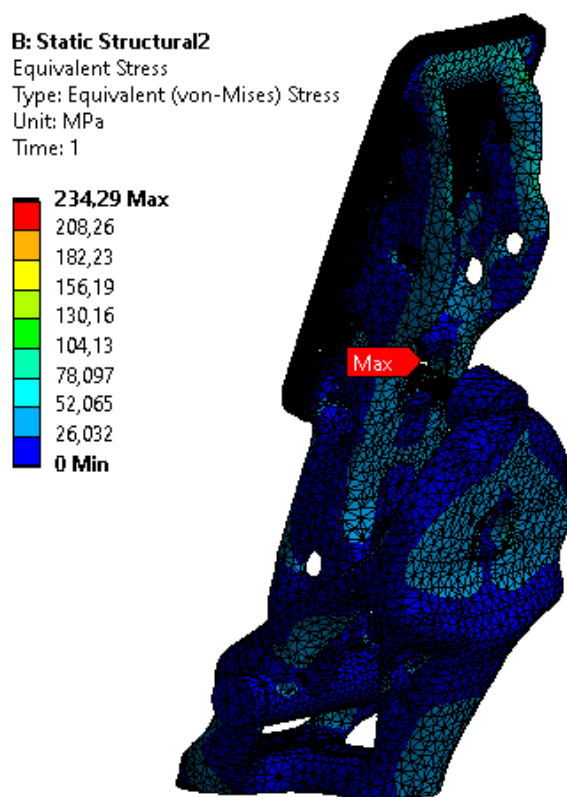
Obr. 5-23 Zjednodušená sestava finálního návrhu plynového pedálu.

Materiál, kontakty, vazby i zatížení byly nastaveny stejně jako v kapitole 4.1.6. Jediným rozdílem bylo zjemnění sítě. Ta byla zjemněna na 0,7 mm v rámci celé *lattice* struktury, v místech napojení struktury na neoptimalizované součásti, v místech, kde se u původní analýzy vyskytovaly napěťové špičky a v místech kde byla síť příliš hrubá (tak, aby na dané rozměru byly 2 až 3 elementy sítě).

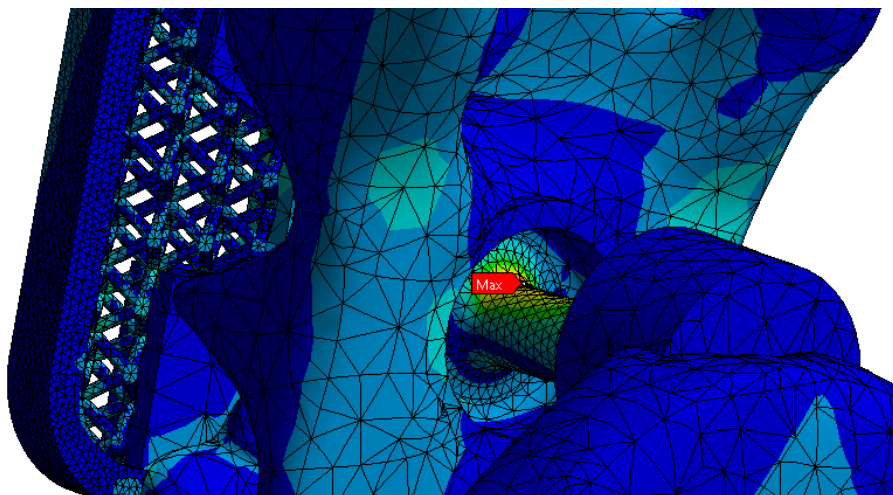
Výsledky ukázaly, že se sestava plynového pedálu deformuje o 1,174 mm (obr. 5-24) a maximální napětí 235 MPa (obr. 5-25) je v místě, kde se výstupek napojuje do dutiny (obr. 5-26).



Obr. 5-24 Deformace sestavy plynového pedálu.



Obr. 5-25 Průběh redukovaného napětí finální sestavy plynového pedálu.



Obr. 5-26 Detail průběhu redukovaného napětí finální sestavy plynového pedálu.

6 DISKUZE

Celý postup návrhu pedálové sestavy pomocí topologické optimalizace je iterační proces, který se skládá z několika částí. Nejprve je potřeba zabývat se návrhovým prostorem, ve kterém dané díly pracují. Dále je nutné znát nebo určit zatížení jednotlivých dílů. Topologická optimalizace na základě počátečních podmínek určí vhodný tvar součásti, který je následně třeba vymodelovat. Vzniklé modely je třeba ověřit MKP výpočtem, který ukáže případné chyby v deformaci, napětí a jiné. Tento proces je třeba několikrát opakovat, dokud nedojde k dosažení optimálních výsledků.

Návrhový prostor byl určen a zároveň omezen na základě původních modelů pedálové soustavy. Při návrhu bylo třeba zkontrolovat, zda spolu jednotlivé součásti při sešlápnutí pedálů nekolidují.

Maximální zátěžná síla 1000 N působící na brzdový pedál byla převzata z podobné soutěže (Formule student), ve které ji definují pravidla. Pravidla pro závod pneumobilů tuto sílu nedefinují. Snížením síly by při stejné tuhosti sestavy došlo k dalšímu snížení hmotnosti. Velikost, na kterou by bylo možné sílu zmenšit, by musela být experimentálně změřena. Při jejím určení je třeba brát v úvahu bezpečnost řidiče.

Geometrie a kinematika pedálu určuje pedálový poměr, a tedy i sílu, kterou působí pedál na brzdové válce. Jelikož k používaným brzdovým válcům nelze dohledat optimální tlak, byla geometrie pedálu volena tak, aby síla působící na píst, i tlak v brzdových válkách byl stejný jako v původním řešení. V případě nalezení vhodného tlaku brzdových válců, ať už experimentálně, nebo od výrobce, by došlo k přesnému výpočtu požadovaného pedálového poměru a zatěžující síly. Topologická optimalizace by pak určila nejvhodnější rozložení materiálu, což by v závislosti na požadované tuhosti vedlo k dalšímu snížení hmotnosti.

Zatížení jednotlivých dílů bylo provedeno zjednodušeným výpočtem. V případě přesnějšího výpočtu zatížení (například výpočtu reakcí pomocí MKP) by byla topologická optimalizace efektivnější.

Další zátěžný stav simuloval chvíli, kdy dojde k zatažení ruční brzdy. Velikost zátěžné síly je stejná jako síla, která vznikne při prudkém sešlápnutí pedálu. Tato síla je předimenzovaná, protože ve skutečnosti zatažením ruční brzdy nedojde k vyvinutí tak velké síly. Síla vzniklá zatažením ruční brzdy musí být tak velká, aby když se o zabrzděné vozidlo opře zkušební komisař, nedošlo k pootočení kol. Síla by měla být stanovena experimentálně, což je mimo řešení této bakalářské práce. V případě přesnějšího určení této síly by došlo k dalšímu snížení hmotnosti.

Síla působící na plynový pedál je rovněž předimenzovaná, ale nastavená tak, aby pedál snesl stejné zatížení jako pedál brzdový. Snížením této síly by opět došlo k snížení hmotnosti. Určení velikosti této síly záleží pouze na členech pneumobil týmu. Sílu je možné změřit případně odhadnout. Ve výsledku však záleží na řidiči, jak silně bude na pedál šlapat. Vzhledem k tomu, že pedál funguje na jemný dotyk, by jej bylo možné vyrobit například z plastu. Je zde však velké riziko, že se řidič nechá unést závodem a pedál sešlápne silně, což by plastová varianta nemusela vydržet. Záleží na rozhodnutí týmu, zdali vyrobit velmi lehký pedál s nižší bezpečností a mít případně více záložních pedálů v zásobě, nebo vyrobit těžší pedál, s větší bezpečností, který vydrží celý závod.

Funkce *PolyNURBS* byla velmi dobrým nástrojem k vymodelování optimalizovaných tvarů. Modelování bylo jednoduché a velmi přesně dokázalo kopírovat topologicky optimalizovaný tvar. Díky tomu byla topologická optimalizace maximálně využita, což je patrné z toho, že model po první iteraci dosáhl zvýšení tuhosti a nebylo jej třeba zásadním způsobem měnit.

Díly jsou vyrobitelné pomocí SLM technologie, čehož bylo dosaženo aplikací *desing rules*.

Kontrola pomocí metody konečných prvků sloužila k ověření tuhosti a napětí v jednotlivých sestavách brzdového a plynového pedálu. Výsledek značným způsobem ovlivňovalo nastavení kontaktů mezi jednotlivými součástmi. Napětí bylo nejvíce ovlivněno nastavenou velikostí konečno prvkové sítě. Pro dosažení přesnějších výsledků byla síť v místech napěťových špiček zjemněna. Ještě přesnějších výsledků by se dalo dosáhnout tzv. testem nezávislosti sítě. Analýza nepočítala s předepnutými šrouby, které budou skrze drážky spojovat podstavce s rámem vozu. Nebezpečnému napětí v těchto místech se předešlo přidáním materiálu (vůči první iteraci) a hladkým napojení optimalizovaných částí k drážce samotné.

Srovnání maximálních napětí a deformací původního a současného brzdového pedálu je přehledně zobrazeno v tab. 6-1.

Tab. 6-1 Srovnání původního současného brzdového pedálu.

Brzdový pedál	Původní	Současný	Rozdíl [%]
Hmotnost [kg]	1,449	0,788	-45,6
Deformace [mm]	2,2587	1,9553	-13,4
Max. napětí [MPa]	666	200	-69,9

Rozdíl deformací a napětí původního a současného plynového pedálu zobrazuje tab. 6-2.

Tab. 6-2 Srovnání původního současného plynového pedálu.

Plynový pedál	Původní	Současný	Rozdíl [%]
Hmotnost [kg]	0,410	0,502	+22,4
Deformace [mm]	37,1700	1,1741	-96,8
Max. napětí [MPa]	3349	235	-93,0

Požadavek na zvýšení tuhosti a snížení hmotnosti celé sestavy byl splněn, přestože se hmotnost plynového pedálu zvýšila. Zvýšení tuhosti vedlo k navýšení hmotnosti, protože původní plynový pedál byl navržen tak, aby byl funkční, nebyl však pevnostně kontrolován a také proto, že počítáme s velmi velkou silou.

Rovněž došlo k uložení vahadla do osy pedálu, což zajistilo přesnější určení pedálového poměru, a tedy i přesnější určení síly přenášené na brzdové válce. Indukční snímač brzdového pedálu byl uložen výše, takže by nemělo docházet k přílišnému ohybu kabelů vystupujících z indukčního snímače. Rovněž došlo k zjednodušení celé sestavy i výroby, protože součásti jako dotyk indukčního snímače a držák lanka ruční brzdy jsou součástí hlavních dílů a není je třeba navařovat, jako tomu bylo doposud. Zjednodušení sestavy platí rovněž pro zápustný šroub, který vymezoval chod plynového pedálu a matice se šroubem, na kterých byla uložena tlačná pružina, které byly nahrazeny vhodnou geometrií (např. osazení) plynového pedálu a jeho podstavce.

Pevnost jednotlivých dílů by se dala zvýšit například použitím vysokopevnostní slitiny, což by vedlo k dalšímu snížení hmotnosti.

7 ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout pedálovou soustavu závodního pneumobilu se zvýšenou tuhostí a sníženou hmotností. Hlavním nástrojem práce byla topologická optimalizace, která byla u předchozího monopostu použita pro odlehčení těhlice.

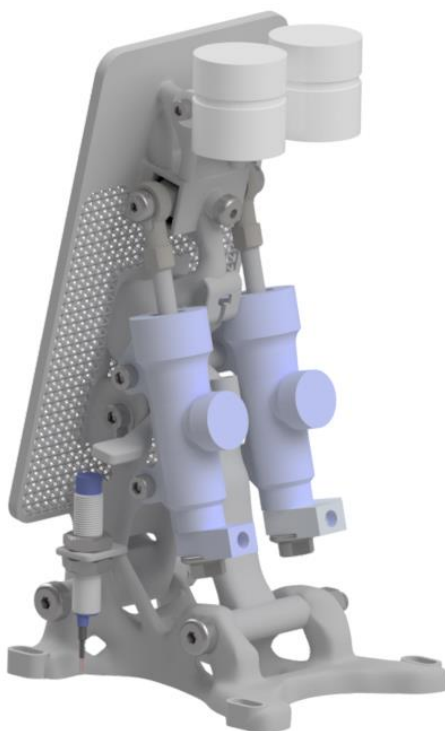
Na základě rešerše byla navržena pedálová soustava skládající se z podsestavy brzdového a plynového pedálu. Celkem bylo pomocí topologické optimalizace navrženo 5 hlavních dílů (3 ze sestavy brzdového a 2 ze sestavy plynového pedálu). Tyto díly byly upraveny vzhledem k aditivní výrobě pomocí SLM technologie.

Následně byla sestava brzdového i plynového pedálu zkontrolována pomocí MKP výpočtu, jehož výsledky ukázaly, že došlo k požadovanému zvýšení tuhosti a také ke snížení hmotnosti. Hlavním zátěžným stavem bylo „panické“ zašlápnutí pedálu. Druhý zátěžný stav simuloval zatažení ruční brzdy.

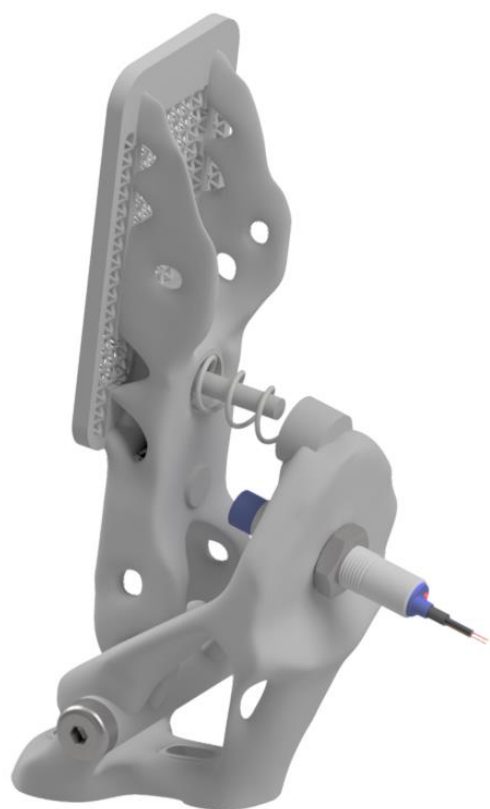
Napětí brzdového pedálu a hmotnost plynového pedálu, byly hodně ovlivněny uvažovanými silami. Přesnějšího určení zátěžných sil by vedlo k dalšímu snížení hmotnosti. Také lattice struktura by mohla být navržena a rozvrstvena tak, aby byla pevnější a lehčí.

Hmotnost sestavy byla snížena o 31 %, deformace byla sníženo 13,4 % u brzdového pedálu a o 96,8 % u plynového pedálu, čímž byly splněny cíle práce.

Sestavy brzdového a plynového pedálu jsou vizualizovány na obrázcích 7-1 a 7-2.



Obr. 7-1 Vizualizace sestavy brzdového pedálu.



Obr. 7-2 Vizualizace sestavy plynového pedálu.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. Pneumobil 2021. Pneumobil.hu [online]. [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://en.pneumobil.hu/>
2. Pneumobilteam.cz [online]. 2017 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <http://pneumobilteam.cz/>
3. PUHN, Fred. Brake Handbook: How to choose, install, test & service brakes. Disc- & drum-brake design. Brake materials for racing or street. Air cooling & water cooling. Proportioning valves & balance bars. Practical data & formulas. 2. vydání. Tucson: HPBooks, 1985. ISBN 0-89586-232-8.
4. Tiltonracing: Tilton Engineering [online]. 2021 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://tiltonracing.com/product-category/brake/pedals/>
5. ROZVANY, G. I. N. A critical review of established methods of structural topology optimization: Structural and Multidisciplinary Optimization. Springer. Berlin, 2009, 37(3), 217-237. ISSN 1615-1488. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-007-0217-0
6. VAVERKA, Ondřej. Optimalizace těhlice formule student pro výrobu SLM technologií [online]. BRNO, 2017 [cit. 2021-03-14]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/100714?zp_id=100714. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.
7. Co je to aditivní výroba z kovů? Renishaw.cz: apply inovation [online]. 2001 [cit. 2021-3-14]. Dostupné z: <https://www.renishaw.cz/cs/co-je-aditivni-vyroba-z-kovu--15240>
8. Metal Additive Manufacturing / 3D printing. Metal AM [online]. [cit. 2021-03-14]. Dostupné z: <https://www.metal-am.com/introduction-to-metal-additive-manufacturing-and-3d-printing/>
9. AM Power: Metal Additive Manufacturing [online]. 2020 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://am-power.de/tools/metal-additive-manufacturing/>
10. JD-metalltechnik [online]. [cit. 2021-3-19]. Dostupné z: <http://jd-metalltechnik.de/alle/topmenu/sponsoring/16-infinity-racing>
11. SKULA, Libor. Pedálová skupina Formule Student [online]. Brno, 2013 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/25504>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Ramík.

12. ORAVEC, Peter. Návrh brzdového pedálu [online]. Brno, 2017 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/66787>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Ramík.
13. Rally Design: Professional Motorsport Parts, Spares & Rally Equipment [online]. [cit. 2021-3-19]. Dostupné z: http://www.rallydesign.co.uk/product_info.php?products_id=16456
14. Wish.com: 1 ks univerzální motocyklový motorový zadní brzdový brzdový válec 110cc 200cc [online]. [cit. 2021-3-19]. Dostupné z: https://www.wish.com/product/58b93dcd8877515c129d4cee?hide_login_modal=true&from_ad=goog_shopping&_display_country_code=CZ&_force_currency_code=CZK&pid=googleadwords_int&c=%7BcampaignId%7D&ad_cid=58b93dcd8877515c129d4cee&ad_cc=CZ&ad_lang=CS&ad_curr=CZK&ad_price=229.00&campaign_id=9038860043&exclude_install=true&gclid=CjwKCAiA7939BRBMEiwAhX5J3nqCPCLhuwtYuHJoVJq4wXAPoSbhpZYW8PcUC7Cn17YpYhwda0iBoCVpIQAvD_BwE&share=web
15. POWDER METALLURGY REVIEW [online]. 3. 2014 [cit. 2021-03-20]. ISSN ISSN 2050-9707. Dostupné z: <https://issuu.com/inovar-communications/docs/magazine-pmr-summer-2014-pdf-single?e=32443561/59845265>
16. Introduction to Additive Manufacturing Technology [online]. United Kingdom: EPMA, 2019 [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <https://www.epma.com/epma-free-publications/product/introduction-to-additive-manufacturing-brochure>
17. The 45 degrees rule. Facfox.com [online]. 2020 [cit. 2021-3-20]. Dostupné z: https://facfox.com/wp-content/uploads/2020/10/45_degree_rule-1.png
18. AULICH, Ondřej. Návrh pedálové jednotky pro vůz formule student [online]. Praha, 2017 [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/73029>. Bakalářská. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Astraverkhau Nikita.
19. DUŠEK, Jiří. Elektronická škrťící klapka [online]. Brno, 2011 [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace?zp_id=38909. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Havlíková Marie, Ph.D.
20. Elektronický plynový pedál. MROAUTO.CZ [online]. 2009 [cit. 2021-3-25]. Dostupné z: https://www.mroauto.cz/cs/katalog/detail-zbozi/senzor-poloha-akceleracniho-pedalu/hella/6pv008496-711/465101/?gclid=CjwKCAjw6fCCBhBNEiwAem5SO9F1-SKOZaxQq0SCPjuZUh5NeH9TkLc9FEm3MhHALTNTi2rNf6_vDRoC0bQQA_vD_BwE

21. Topology optimization is the intersection of performance and efficiency.
In: All3DP.pro [online]. [cit. 2021-03-26]. Dostupné z: <https://all3dp.com/2/topology-optimization-simply-explained/>
22. MENDE, Milan. Návrh topologicky optimalizované těhlice pro závodní pneumobil. Brno, 2018/19. Bakalářská. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Ondřej Vaverka.
23. KEMPEN, K., L. THUIS, J. VAN HUMBEECK a J.-P. KRUTH. Mechanical Properties of AlSi10Mg Produced by Selective Laser Melting: Physics Procedia. Physics Procedia. 2012, 39, 439-446. ISSN 1875-3892. Dostupné z: doi:10.1016/j.phpro.2012.10.059
24. Inspire: SolidThinking [online]. 2018 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: https://www.altair.com/training/inspire_2018/content/optimization/topology_max_stiffness.htm
25. NOSEK, Jakub, Lukáš PAPAJ, Tomáš POLÁČEK a Šimon SZABARI. Konstrukce podvozku vozidla pro závodní monopost typhoon. Brno, 2019.
26. FORMULA STUDENT – ARTIFICIAL INTELLIGENCE (FS-AI) 2021 RULES. Institution of mechanical engineers [online]. 2021 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://www.imeche.org/docs/default-source/1-oscar/formula-student/2021/forms/ai/fs-2021-autonomous-rules-v1-3.pdf?sfvrsn=2>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

A	[mm]	vzdálenost osy otáčení pedálu od působíště zátěžné síly
B	[mm]	kolmá vzdálenost od osy otáčení pedálu k ose brzdového
E	[GPa]	Yongův modul
F_1	[N]	síla působící na horní hranu brzdového pedálu
F_2	[N]	síla působící na brzdové válce
F_{2x}, F_{2y}	[N]	složky síly v osách x a y
F_3	[N]	síla působící na horní hranu plynového pedálu
F_4	[N]	síla působící na výstupku vymežující chod plynového pedál
Re	[MPa]	mez kluzu
R_z	[μm]	největší výška profilu drsnosti
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	hustota
3D		tři dimenzionální
BCC		body centered cubic
CAD		Computer Aided Design
CNC		Computer Numerical Control
DDM		Direct Digital Manufacturing
ESO		Evolutionary Structural Optimization
FDM		Fused Deposition Modeling
FFF		Fused Filament Fabrication
LBM		laser beam melting
MKP		metoda konečných prvků
polyNURBS		poly Non Uniform Rational B-Spline

Pr	pedálový poměr
SIMP	Solid Isotropic Microstructure with Penalization
SLA	Stereolitography
SLM	Selective Laser Melting
SLS	Selective laser sintering
VUT	Vysoké učení technické

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1	Monopost Javelin [2].	11
Obr. 2-2	Monopost Falcon [2].	12
Obr. 2-3	Určení pedálového poměru měřením sil [3].	13
Obr. 2-4	Určení pedálového poměru měřením pohybu pedálu [3].	14
Obr. 2-5	Určení pedálového poměru pomocí geometrie pedálu [3].	14
Obr. 2-6	Závislost pedálového poměru na pohybu pedálu [3].	15
Obr. 2-7	Závěsná pedálová sestava, brzdové válce uložené pod osou otáčení [4].	16
Obr. 2-8	Závěsná pedálová soustava, brzdové válce uložené nad osou otáčení [13].	16
Obr. 2-9	Pedálová sestava připevněná k podlaze – brzdové válce nad osou otáčení pedálu [4].	17
Obr. 2-10	Pedálová sestava připevněná k podlaze – brzdové válce pod osou otáčení pedálu [4].	17
Obr. 2-11	Pedálová soustava připevněná k podlaze – šikmo uložené válce [10].	18
Obr. 2-12	Elektronický plynový pedál [20].	19
Obr. 2-13	Mechanický plynový pedál [4].	20
Obr. 2-14	Zadní brzdový válec motocyklu [14].	20
Obr. 2-15	Konzole.	21
Obr. 2-16	Vahadlo červeně, kloubová oka modře, držák lanka ruční brzdy zeleně, samotný pedál žlutě.	21
Obr. 2-17	Ruční brzda s aretací [25].	22
Obr. 2-18	Sestava plynového pedálu – základna červeně, plynový pedál šedě, indukční snímač žlutě, zápusťný šroub a pružina zeleně.	23
Obr. 2-19	Změna dílu pomocí topologické optimalizace [21].	25
Obr. 2-20	Rozdělení aditivní kovové výroby podle typu nanášeného materiálu [9]. ...	26
Obr. 2-21	Schéma <i>Powder-bed</i> systému [8].	27
Obr. 2-22	Schéma nutnosti použití podpor u převisů s kritickým úhlem [17].	28
Obr. 4-1	Základní sestava brzdového pedálu.	32
Obr. 4-2	Detail vodící drážky a rozepnutí indukčního snímače.	33

Obr. 4-3	Schéma rozměrů důležitých pro výpočet pedálového poměru.....	35
Obr. 4-4	Graf změny pedálového poměru.....	35
Obr. 4-5	Schéma zatížení pedálu.....	36
Obr. 4-6	Schéma zatížení držáku brzdových válců.	36
Obr. 4-7	Schéma zatížení podstavce.	36
Obr. 4-8	Návrhový prostor a zatížení držáku brzdových válců.....	37
Obr. 4-9	Návrhový prostor a zatížení brzdového pedálu.....	38
Obr. 4-10	Návrhový prostor a zatížení podstavce brzdového pedálu.	38
Obr. 4-11	Výsledek topologické optimalizace brzdového pedálu.	39
Obr. 4-12	Výsledek topologické optimalizace držáku brzdových válců.	39
Obr. 4-13	Výsledek topologické optimalizace podstavce brzdového pedálu.....	40
Obr. 4-14	Upravená geometrie brzdového pedálu funkcí <i>PolyNURBS</i>	40
Obr. 4-15	Upravená geometrie držáku brzdových válců funkcí <i>PolyNURBS</i>	41
Obr. 4-16	Upravená geometrie podstavce brzdového pedálu funkcí <i>PolyNURBS</i>	41
Obr. 4-17	Zjednodušená sestava brzdového pedálu pro MKP analýzu.....	42
Obr. 4-18	Výsledná deformace sestavy první analýzy.	43
Obr. 4-19	Detail průběhu redukovaného napětí sestavy z první analýzy.	44
Obr. 4-20	Průběh redukovaného napětí sestavy druhé analýzy.	44
Obr. 4-21	průběh redukovaného napětí samotného brzdového pedálu.	45
Obr. 4-22	Základní BCC buňka <i>lattice</i> struktury.....	45
Obr. 4-23	Brzdový pedál s <i>lattice</i> strukturou.	46
Obr. 4-24	Průběh redukovaného napětí brzdového pedálu s <i>lattice</i> strukturou.	46
Obr. 4-25	Deformace brzdového pedálu s <i>lattice</i> strukturou.....	47
Obr. 4-26	Základní model sestavy plynového pedálu.	48
Obr. 4-27	Schéma určení zátěžných sil plynového pedálu.....	49
Obr. 4-28	Schéma určení zátěžných sil podstavce plynového pedálu.....	49
Obr. 4-29	Návrhový prostor a zatížení plynového pedálu.....	50
Obr. 4-30	Návrhový prostor a zatížení podstavce plynového pedálu.	51
Obr. 4-31	Výsledek topologické optimalizace plynového pedálu.	51
Obr. 4-32	Výsledek topologické optimalizace podstavce plynového pedálu.....	52

Obr. 4-33	Upravená geometrie plynového pedálu.	52
Obr. 4-34	Upravená geometrie podstavce plynového pedálu.	53
Obr. 4-35	Zjednodušená sestava plynového pedálu pro MKP analýzu.	53
Obr. 4-36	Výsledná deformace plynového pedálu.	54
Obr. 4-37	Průběh redukovaného napětí plynového pedálu.	55
Obr. 4-38	Plynový pedál s <i>lattice</i> strukturou.	56
Obr. 4-39	Deformace plynového pedálu s <i>lattice</i> strukturou.	57
Obr. 4-40	Průběh redukovaného napětí plynového pedálu s <i>lattice</i> strukturou.	57
Obr. 5-1	Zvolená orientace a směr výroby dílu.	58
Obr. 5-2	Schéma úprav brzdového pedálu, červené čáry naznačují úhly, při kterých nebude nutné použití podpor.	58
Obr. 5-3	Aplikace design rules na brzdový pedál.	59
Obr. 5-4	Napojení bez zaoblení.	59
Obr. 5-5	Napojení se zaoblením.	59
Obr. 5-6	Ostrá hrana podstavce.	60
Obr. 5-7	Zarovnání ostré hrany.	60
Obr. 5-8	Změna tvaru úchyty lanka ruční brzdy.	60
Obr. 5-9	Změna nášlapné plochy brzdového pedálu.	61
Obr. 5-10	Finální podoba brzdového pedálu.	62
Obr. 5-11	Finální podoba držáku brzdových válců.	62
Obr. 5-12	Finální podoba podstavce brzdového pedálu.	63
Obr. 5-13	Zjednodušená sestava finálního návrhu brzdového pedálu.	63
Obr. 5-14	Deformace sestavy brzdového pedálu.	64
Obr. 5-15	Průběh redukovaného napětí sestavy brzdového pedálu.	65
Obr. 5-16	Průběh redukovaného napětí topologicky optimalizovaných dílů sestavy brzdového pedálu.	65
Obr. 5-17	Deformace sestavy brzdového pedálu.	66
Obr. 5-18	Detail průběhu redukovaného napětí sestavy brzdového pedálu.	66
Obr. 5-19	Dutina pedálu před vyplněním <i>lattice</i> strukturou.	67
Obr. 5-20	Dutina vyplněná <i>lattice</i> strukturou.	67

Obr. 5-21	Finální podoba plynového pedálu.....	68
Obr. 5-22	Finální podoba podstavce plynového pedálu.....	68
Obr. 5-23	Zjednodušená sestava finálního návrhu plynového pedálu.	69
Obr. 5-24	Deformace sestavy plynového pedálu.	70
Obr. 5-25	Průběh redukovaného napětí finální sestavy plynového pedálu.....	70
Obr. 5-26	Detail průběhu redukovaného napětí finální sestavy plynového pedálu.....	71
Obr. 7-1	Vizualizace sestavy brzdového pedálu.	75
Obr. 7-2	Vizualizace sestavy plynového pedálu.	76

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1	Mechanické vlastnosti slitiny AlSi10Mg [23].	34
Tab. 4-2	Součinitele statického tření pro suchý kontakt [23].	43
Tab. 6-1	Srovnání původního současného brzdového pedálu.	73
Tab. 6-2	Srovnání původního současného plynového pedálu.	74

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výkresová dokumentace:

- Sestava brzdového pedálu B-A1-BP-0
- Podstavec brzdy B-A2-BP-1
- Držák brzdových válců B-A3-BP-2
- Brzdový pedál B-A2-BP-3
- Sestava plynového pedálu P-A2-BP-0
- Podstavec plynu P-A2-BP-1
- Plynový pedál P-A3-BP-2

Příloha 2 Digitální data