



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FAKULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH VAHADLA ODPRUŽENÍ VOZIDLA

ENGINEERING DESIGN OF THE VEHICLE SUSPENSION ROCKER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Poláček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

MUDr. Marek Bradávka

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Vojtěch Poláček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	MUDr. Marek Bradávka
Akademický rok:	2015/16

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

Konstrukční návrh vahadla odpružení vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro závodní vozidlo odpružené systémem tlačné tyče s vahadlem navrhnete konstrukci vahadla přední nápravy. Návrh optimalizujte se zaměřením na pevnost a minimální váhu vahadla. Pozornost věnujte též jeho kyvnému uložení. Porovnejte vhodnost umístění dorazů omezujících maximální vyvěšení a stlačení kol na vahadle s jejich umístěním na tlumiči. Rovněž porovnejte náročnost měření zdvihu kola přímo na vahadle a měření zdvihu na tlumiči.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je konstrukce vahadla přední nápravy a optimalizace návrhu z hlediska minimální hmotnosti. Za tímto účelem:

- proveďte rozbor již existujících řešení,
- navrhnete tvar, rozměry vahadla a způsob jeho uložení,
- stanovte zatížení vahadla a analyzujte napjatost součástí pomocí MKP,
- pomocí výpočtů MKP upravte tvar vahadla tak, aby mělo malou hmotnost,
- porovnejte konstrukční řešení dorazů zdvihu omezujících pohyb vahadla s dorazy umístěnými na tlumičích,
- porovnejte vhodnost měření zdvihu kola na vahadle s měřením na tlumiči.

Seznam literatury:

Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. W. (2001): The Automotive Chassis. Butterworth - Heinemann, Oxford. ISBN 0-7506-5054-0.

Aird, F. (1997): Race Car Chassis Design and Construction. Motorbooks International, USA. ISBN 07603-0283-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukcí a pevnostní analýzou vahadla zavěšení autokrosového automobilu. V práci jsou popsány některé případy reálného použití zavěšení s tlačnou tyčí a vahadlem v automobilovém sportu. Dále se práce zabývá konstrukčním řešením dorazů zdvihu a měřením zdvihu kola. Úkolem konstrukční části je návrh tvaru, rozměrů a způsobu uložení vahadla s důrazem na nízkou hmotnost spolu se zachováním dostatečné tuhosti a pevnosti. Konstrukční řešení jsou následně podrobena deformačně napjatostní analýze za účelem optimalizace finálního tvaru.

KLÍČOVÁ SLOVA

vahadlo, zavěšení kola, konstrukční návrh, MKP analýza, autokros, lichoběžníková náprava, optimalizace tvaru

ABSTRACT

Diploma thesis deals with the design and stress analysis of the rocker suspension for an autocross car. The research describes some real cases of using suspension with pushrod and rocker in motorsport. Subsequently, the work deals with the design of the wheel bump/rebound limiting stops and bump/rebound measuring. The challenge is to design a component shape, size and select fit of a rocker with an emphasis on low weight whilst maintaining sufficient strength and rigidity. The design study include stress analysis which leads to optimize the final shape.

KEYWORDS

rocker, rocker-arm, bell-crank, cantilever, wheel suspension, engineering design, FEM analysis, autocross, double wishbone suspension, shape optimization



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁČEK, V. *Konstrukční návrh vahadla odpružení vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 89 s. Vedoucí diplomové práce MUDr. Marek Bradávka.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením MUDr. Marka Bradávky a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Vojtěch Poláček



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce MUDr. Marku Bradávkovi, Ing. Pavlu Ramíkovi a doc. Ing. Petru Portešovi, Ph.D. za pomoc, poskytnuté cenné rady a získané zkušenosti při zpracování diplomové práce. Poděkování nadále patří mým rodičům, přítelkyni a široké rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Přehled současného stavu poznání	11
1.1 Zavěšení kol	11
1.1.1 Náprava MacPherson.....	12
1.1.2 Lichoběžníková náprava.....	14
1.1.3 Odpružení systémem tažné tyče a vahadla	15
1.1.4 Odpružení systémem tlačné tyče a vahadla	16
1.2 Dorazy odpružení.....	17
1.3 Příklady použití odpružení systémem tlačné tyče.....	19
1.3.1 Monopost F1	19
1.3.2 Prototypy Le Mans	20
1.3.3 Lamborghini Aventador	22
1.3.4 Mercedes–Benz SLS AMG E-CELL	24
1.3.5 Ariel Atom.....	25
1.3.6 Speciální závodní auto na autokros	28
1.3.7 Shelby Series 1	29
2 Analýza problému a cíl práce	30
3 Stávající konstrukční řešení vahadla	31
3.1 Vahadlo	32
3.2 Uložení vahadla	33
3.3 Uložení tlačné tyče, tyče stabilizátoru, tlumiče	34
4 Měřená data zatížení vahadla	35
4.1 Měření zdvihu kola – snímače	37
5 Návrh konstrukčních řešení sestavy s vahadlem	39
5.1 Zatížení ložiska uložení vahadla.....	39
5.2 Volba uložení vahadla	41
5.2.1 Kuličková ložiska s kosouhlým stykem	42
5.2.2 Kuželíková ložiska	42
5.2.3 Kombinované radiální jehlové, axiální kuličkové ložisko	43
5.3 Materiál vahadla	45
5.4 Volba tvaru vahadla	46
6 První vývojová verze vahadla	50
6.1 Verze s původními šrouby M12.....	50
6.2 Deformačně napěťová analýza verze s původními šrouby M12	52
6.2.1 Příprava modelu.....	52



6.2.2	Přiřazení materiálů.....	52
6.2.3	Definování kontaktů	52
6.2.4	Diskretizace modelu	53
6.2.5	Okrajové podmínky, zatížení.....	56
6.2.6	Výsledky	56
6.3	Verze se šrouby M14	60
6.4	Deformačně napěťová analýza verze se šrouby M14	60
6.4.1	Příprava modelu, výpočtu.....	60
6.4.2	Výsledky	61
6.5	Verze se šrouby M12, ocelovými vložkami	63
6.6	Deformačně napěťová analýza verze se šrouby M12, ocelovými vložkami	63
6.6.1	Příprava modelu, výpočtu.....	63
6.6.2	Výsledky	64
7	Druhá vývojová verze.....	66
7.1	Deformačně napěťová analýza druhé vývojové verze.....	67
7.1.1	Příprava modelu, výpočtu.....	67
7.1.2	Výsledky	67
8	Výsledné konstrukční řešení.....	71
8.1	Deformačně napěťová analýza výsledného konstrukčního řešení	73
8.1.1	Příprava modelu, výpočtu.....	73
8.1.2	Výsledky (uložení tlačné tyče ve vnější díře).....	74
8.1.3	Výsledky – uložení tlačné tyče ve střední a vnitřní díře.....	77
8.1.4	Výsledky – uložení tlačné tyče ve vnější díře, 6 poloh zavěšení	78
8.2	Konstrukce dorazu vyvěšení kola	79
9	Diskuze	80
Závěr		82
Seznam použitých zkratk, symbolů		85
Seznam obrázků a grafů		86
Seznam příloh		89



ÚVOD

Tato konstrukční diplomová práce se zabývá návrhem vahadla odpružení přední nápravy autokrosového vozidla. Vahadlo je součástí mechanismu zavěšení systémem tlačné tyče. Jeho konstrukce musí odpovídat daným požadavkům zatěžování a provozu na autokrosových tratích.

Historie autokrosu sahá až do padesátých let dvacátého století, kdy se poprvé konaly ve Velké Británii závody upravených cestovních vozů i prvních speciálů. První autokrosový závod na evropském kontinentu se konal v roce 1968 v rakouském Gross Hofflein. V roce 1969 se na téže trati objevila první bugina. V tehdejší Československu se konal první závod o mistrovský titul v roce 1971. [6]

Dnešní podoba autokrosových závodů podléhá pravidlům mezinárodní federace FIA a závodí se v kategoriích Super Buggy, Buggy 1600, Touring Autocross, Touring Autocross 1600, Junior Buggy, Racer Buggy a KartCross. V České republice se autokros jezdí na sedmi tratích to v Nové Pace, Poříčí nad Sázavou, Humpolci, Příbicích, Sedlčanech, Dolním Bousově a v Přerově. [6]

Diplomová práce se zabývá konstrukcí a pevnostní analýzou vahadla přepákování lichoběžníkového zavěšení autokrosového automobilu Honda Civic divize Touring Autocross. Koncepce systému odpružení tlačnou tyčí a vahadlem se v této divizi vymyká konvencím a právě volnější předpisy tohoto automobilového sportu dávají vzniknout originálnímu, nutno podotknout také úspěšnému řešení. Autorem zavěšení je doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D. ve spolupráci s firmou Marat Engineering s.r.o. zastoupenou MUDr. Markem Bradávkou.

Stavba autokrosového vozidla Honda Civic na obr. 1 proběhla právě pod taktovkou uvedené společnosti. Jedná se o autokrosový vůz již uvedené divize Touring Autocross, jenž pohání turbomotor o obsahu 1950 cm³. Výkon je přenášen na vozovku pohonem všech čtyř kol.



Obr. 1 Fotografie vozů autokrosově divize Touring Autocross, autor Tomáš Němec [6]



1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 ZAVĚŠENÍ KOL

Jak název kapitoly napovídá, v následujícím textu budou popsány základní principy a typy zavěšení kol využívaných v autokrosovém sportu. Zavěšení kol je způsob propojení kol a rámu (karoserie) vozidla. Zavěšení kol umožňuje pohyb kol vůči karoserii vozidla, tedy pro pružení kol jako reakci na nerovnosti vozovky. Umožňuje přenos sil mezi vozovkou a vozidlem při brzdění nebo akceleraci, při zatáčení. Hlavním úkolem zavěšení je udržení pneumatiky v co nejlepším kontaktu s vozovkou. Tohoto cíle může být dosaženo právě při vhodně volené konstrukci zavěšení, kdy svislý pohyb kola negativně neovlivní žádané veličiny geometrie zavěšení (sbíhavost, odklon aj.) v závislosti na vlastnostech pneumatik. [1], [2]

Z mnoha druhů zavěšení kol jsou vybrány dva typy, které se nejčastěji vyskytují v autokrosovém sportu v divizi Touring Autocross, ale také divizích Buggy. Jedná se o typy nezávislého zavěšení MacPherson a lichoběžníkového zavěšení.

Nezávislé zavěšení kol je takové, kdy jednotlivá kola nejsou spojena přímou vazbou a z hlediska kinematiky tvoří dva nezávisle pohyblivé celky.

Ačkoli náprava MacPherson přímo vychází z lichoběžníkové nápravy, je jejich pořadí v této diplomové práci záměrně zaměněno z důvodu další návaznosti na lichoběžníkové zavěšení kol.

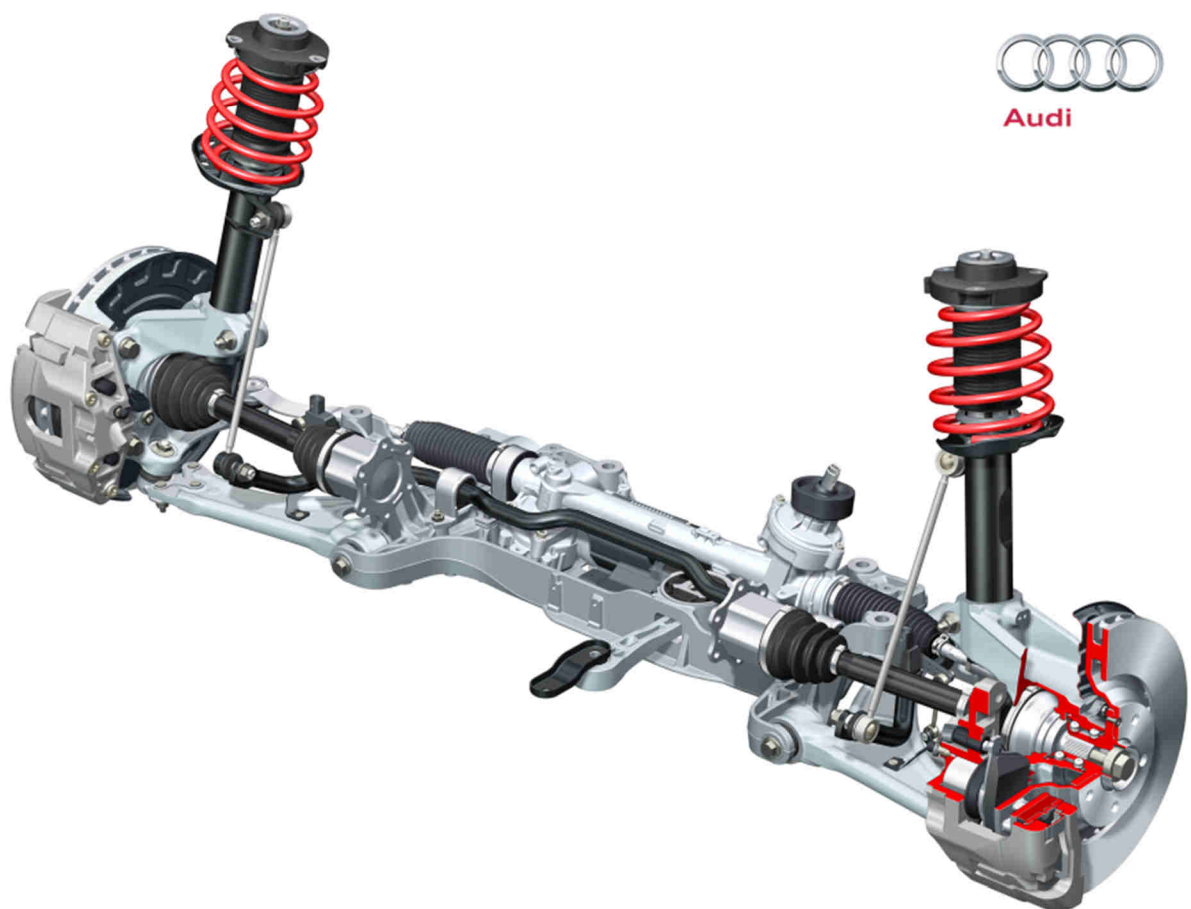


1.1.1 NÁPRAVA MACPHERSON

Zavěšení typu MacPherson je pojmenováno podle amerického konstruktéra jménem Earle Steele MacPherson. [7]

Obr. 2 zobrazuje jednotlivé prvky nápravy zavěšení MacPherson.

Zavěšení je odvozeno z lichoběžníkového zavěšení tak, že horní rameno lichoběžníku je nahrazeno otočným bodem na karoserii, ve kterém je uložena tlumicí a pružicí jednotka jako posuvné vedení. Protilehlá část pružicí a tlumicí jednotky je pevně spojena s těhlicí a celá tato sestava tvoří teleskopickou vzpěru. Spodní rameno je podobné trojúhelníkovým tvarem připomínajícím písmeno A i funkcí lichoběžníkové nápravě. Rameno je uloženo otočně ve dvou čepích na karoserii vozu a zachycuje podélné síly. Je vhodné, aby rameno bylo co nejdelší, což má příznivý vliv na minimální změnu odklonu a sbíhavosti kola při propružení. Jako pozitivní dopad při odstranění horního lichoběžníkového ramene může být považováno více prostoru např. pro motor a převodovku, celkově jednodušší zástavba spolu s nižšími výrobními náklady. [1], [2], [7]



Obr. 2 MacPherson přední poháněná náprava Audi TT [5]



Jedná-li se o říditelnou nápravu, otáčí se celá teleskopická vzpěra kolem přímký (rejdové osy) tvořené kulovým čepem (mezi spodním ramenem a vzpěrou MacPherson) a axiálním ložiskem uložením vzpěry v karoserii.

Jelikož je kulový čep mezi těhlicí a ramenem níže než osa uložení kola na těhlici, působící příčné a svislé síly způsobují zvýšené namáhání pístnice hydraulického tlumiče a jeho ohýbání. Proto musí být hydraulické tlumiče použité jako vzpěry MacPherson výrazně tužší a pevnější konstrukce. Dalším důsledkem silového působení způsobujícího ohyb pístnice je zvýšené tření posuvného vedení. Za účelem snížení tohoto negativního důsledku se vinuté pružiny ukládají na vzpěru šikmo (působí proti příčným silám). Axiální ložisko uložení vzpěry v karoserii se ukládá do měkkého pryžového lůžka. [1], [2], [7]

Tohoto typu zavěšení je hojně využíváno při přestavbách na autokrosové speciály jak je vidět na obr. 3. Jedním z důvodů, proč se při přestavbách zavěšení MacPherson využívá, může být zastoupení zavěšení již v sériových verzích přestavovaných vozidel, kdy není nutný výraznější zásah do karoserie vozidla z toho plynoucí prostorová nenáročnost. Dalším z faktorů je jistě také cena realizace.



Obr. 3 Pohled na zavěšení MacPherson autokrosového vozidla [6]



1.1.2 LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

Lichoběžníková náprava a její reálný vzhled je zobrazen na obr. 4 níže. Jedná se o poháněnou říditelnou nápravu. Je tvořena dvojicí příčných vazeb (ramena nápravy) trojúhelníkového tvaru umístěných nad sebou. Ramena jsou namontována tak, aby jim byla umožněna rotace kolem osy tvořené body jejich uložení na karoserii. Třetí bod uložení ramen tvoří kulové čepy, kterými jsou horní a spodní rameno propojeny těhlicí (hlava ložiska kola). Ramena spolu s těhlicí tvoří při pohledu v podélném směru lichoběžník s nestejně dlouhými rameny. Vrchní rameno bývá zpravidla kratší než spodní. [1], [2]

Mezi hlavní výhody lichoběžníkového zavěšení patří její kinematické možnosti. Nestejně dlouhá ramena generují při propružení odklon kol, ale také změnu rozchodu. Stlačení zavěšení generuje změnu do negativního odklonu kola. Při vyvěšení naopak kladný odklon. Tento jev slouží jako protiakce změně odklonu kol při naklání karoserie. Pro minimální změnu rozchodu je snahou konstruovat ramena co nejdelší. Polohou ramen lze navíc určit výšku středu klonění a výšku středu klonění karoserie. Těchto vlastností se dá s výhodou využít jak u lichoběžníkového zavěšení přední, tak i zadní nápravy vozidla. Vhodnou konstrukcí lze dosáhnout stavu, kdy např. střed klonění karoserie je v úrovni těžiště, čímž předejdeme efektu zaklání při akceleraci či předklání karoserie při brzdění. [1], [2]



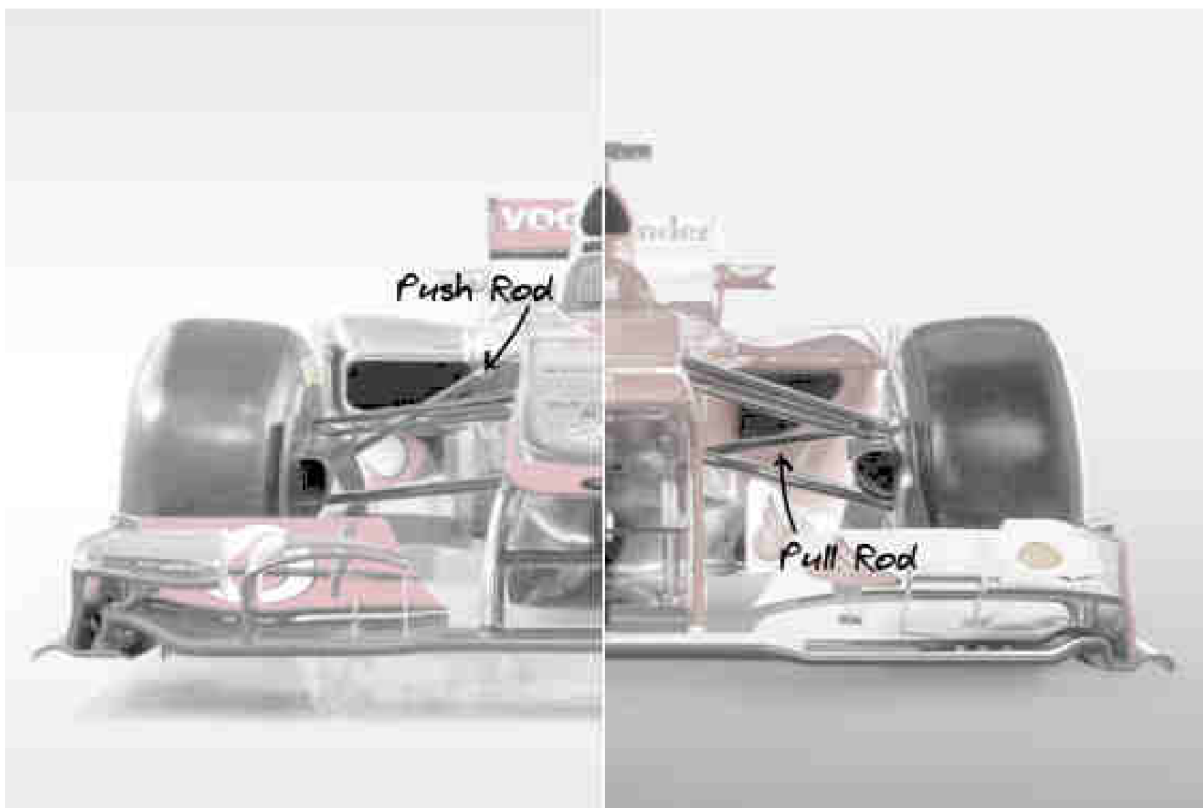
Obr. 4 Lichoběžníková přední poháněná náprava Audi R8 [5]



Zatížení ve svislém směru je mezi kolem a karoserií vozidla přenášeno přes tlumicí a pružicí jednotku. Ta je jedním koncem uchycená v karoserii a druhým koncem upevněná na horním či spodním rameni lichoběžníku. Podle toho, které rameno je takto využito, musí být tužší a pevnější jeho konstrukce. Zatížení v podélném, příčném směru a vzniklých momentů je přenášeno z kola na karoserii přes těhlici, kulové čepy a jednotlivá ramena lichoběžníku uložená v tlumicích pouzdrech pro tlumení rázů. Za účelem těchto zatížení mají ramena právě trojúhelníkový tvar připomínající písmeno „A“. Spodní ramena, kvůli poloze blíže působíšti podélných a příčných sil v kontaktu kola a vozovky bývají robustnější. [1], [2]

1.1.3 ODPRUŽENÍ SYSTÉMEM TAŽNÉ TYČE A VAHADLA

V anglicky psaných textech se s touto variací lichoběžníkového zavěšení setkáme pod pojmem *pull-rod suspension*. Je to systém odpružení využívající tažné tyče k přenosu sil zachycených běžně přímo pružinou/tlumičem. Tažná tyč (táhlo) je jedním z konců uchycena k vrchnímu rameni lichoběžníkového zavěšení. Druhý konec tažné tyče je uchycen na vahadle, které kolem své osy rotace (uloženo na pevné části rámu vozidla) přenáší síly vybuzené kontaktem vozovky a kola na pružinu a tlumič. Díky zatížení tyče tahem je teoreticky umožněno zkonstruovat tento prvek zavěšení menší a lehčí při porovnání s tyčí zatíženou tlakem. Celkově lze dosáhnout rozpoložením systému menší hmotnosti a nižšího těžiště mechanismu. Jedinou překážkou může být horní rameno lichoběžníku, které je díky uložení tažné tyče více namáháno a musí tak být tužší a pevnější. Další možnou nevýhodou může být špatná dostupnost při ladění podvozku nebo málo místa pro zakomponování vahadla, pružiny a tlumiče. Tento typ zavěšení je možné pozorovat např. u vozů Formule 1 (zkráceně F1). [3]

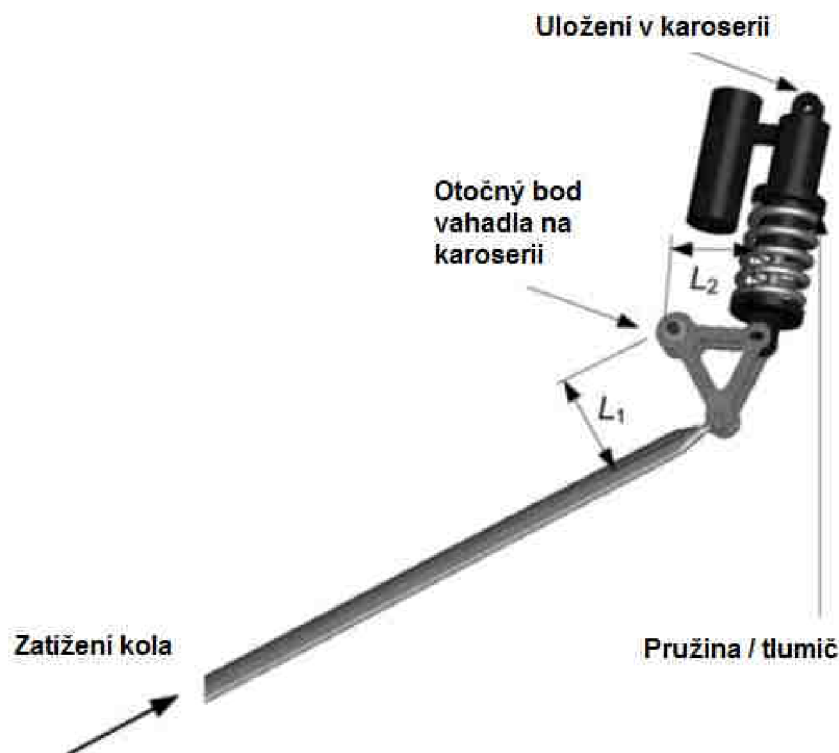


Obr. 5 Systém odpružení McLaren MP4-27 a Ferrari F2012 [8]



1.1.4 ODPRUŽENÍ SYSTÉMEM TLAČNÉ TYČE A VAHADLA

Porovnání systémů zavěšení tažné a tlačné tyče lze pozorovat na obr. 5. Toto zavěšení je v anglické literatuře běžně označeno jako *push-rod suspension*. Systém odpružení přenáší svislé zatížení od kola k pružině a tlumiči přes tlačnou tyč a vahadlo, jak je vidět na obr. 6. Tlačná tyč (vzpěra) je jedním koncem spojena rotační vazbou se spodním ramenem lichoběžníkového zavěšení, druhým koncem je pak rotační vazbou uložena ve vahadle. Tlačná tyč je v tomto případě větších rozměrů v porovnání s tažnou tyčí a to z důvodu zatížení tlakem, kdy hrozí dosažení mezního stavu ztráty vzpěrné stability. Přes vahadlo, otočně uložené na rámu vozidla, je síla následně přenášena na pružinu a tlumič. Přednostně se celý systém konstruuje tak, aby jednotlivé komponenty ležely v jedné rovině. [3]



Obr. 6 Odpružení systémem tlačné tyče a vahadla [3]

Toto zavěšení je využíváno u vozů F1 s označením *inboard suspension*, tedy zavěšení kdy pružina, tlumič aj. komponenty odpružení jsou uloženy uvnitř karoserie.

VAHADLO

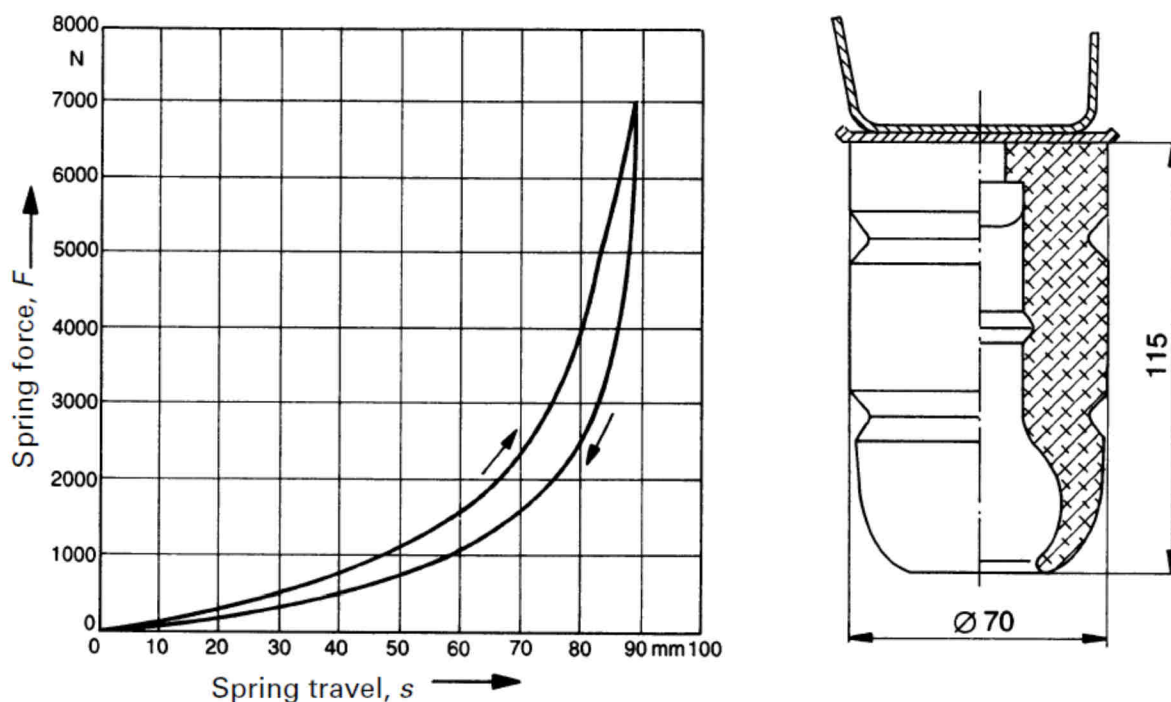
Vahadlo nalezneme v anglicky psaných textech pod pojmy *rocker* nebo *bell-crank*. Jedná se o součást využívanou napříč technickými disciplínami pracující na principu dvouramenné páky. Využití nachází v aplikacích, kdy je nutná změna směru silového působení. Spolu se změnou směru je využitelné také z hlediska převodového poměru mezi silovým působením vstupujících a vystupujících sil. Tohoto je dosaženo nestejně dlouhými vzdálenostmi L_1 a L_2 , jak je vidět na obr. 6. Tyto vzdálenosti reprezentují vždy kolmou vzdálenost osy navazujícího prvku na vahadlo a otočného bodu vahadla.



1.2 DORAZY ODPRUŽENÍ

Dorazy odpružení patří mezi nezbytné součásti zavěšení sloužící k vymezení celkového rozsahu pohybu kola. Za tímto účelem je zavěšení opatřeno horním a dolním dorazem, tedy dorazem při stlačení pružiny a dorazem pro vyvěšení kola. [1], [2]

Pro horní doraz obvykle slouží tzv. přídatná pružina, která vstupuje v činnost ještě před horním dorazem. Při následném stlačování se přímo podílí na odpružení a teprve v plně stlačeném stavu zastává funkci horního dorazu. Přídatná pružina může být součástí tlumiče (navlečena na pístnici) nebo uchycena na odpružené části vozu jako na obr. 7. Jedná se o přídatnou pružinu z polyuretanového elastomeru, který si zachovává svou pružnost i v nízkých teplotách. Další výhodou tohoto materiálu je odolnost vůči mechanickému namáhání (velká pružnost), ale také odolnost chemickému poškození (olej, benzin, ovzduší). Jak je z grafu na obrázku patrné, deformační charakteristika vykazuje progresivní závislost vyvozené síly na přídatné pružině vůči hodnotě stlačení pružiny. [1], [2]



Obr. 7 Přídatná pružina a její deformační charakteristika [2]

V případě dolního dorazu není obvykle pružící prvek vystaven tak vysokému zatížení jako je tomu v případě horního dorazu plného stlačení pružiny. Jako dolní doraz může sloužit ocelový nebo pryžotextilní popruh kotvený ke karoserii vozidla. Toto řešení je obvyklým u výkyvných polonáprav. [2]

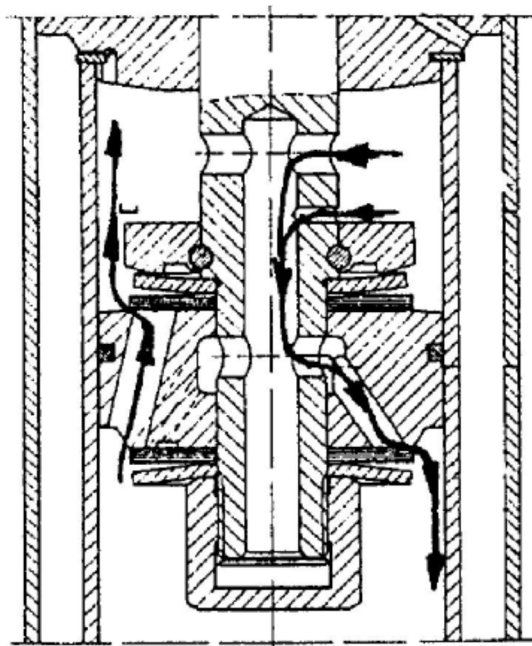


Další možností pro omezení vyvěšení kola je použití plného pryžového dorazu tzv. silentblok. Silentbloky jsou k dispozici o různých tvrdostech a tvarech elastomeru navulkanizovaného na ocelovém základu. Na obr. 8 jsou znázorněny některé z běžných tvarů a provedení dostupných silentbloků. Zleva silentblok se šroubem, s vnitřním závitem, s přísavkou, parabolický, vypouklý. [22]



Obr. 8 Typy plných pryžových tlumicích bloků [22]

Jak horní tak dolní doraz pohybu zavěšení může být realizován také přímo v těle hydraulického teleskopického tlumiče, a to buď mechanicky pryžovými dorazovými kroužky, nebo hydraulicky. Hydraulické omezení chodu teleskopického tlumiče zajišťuje překrytí průtokových otvorů v pístnici hranou vodícího pouzdra, což má za následek omezení průtoku kapaliny v pístnici tlumiče a velmi vysoký nárůst hydraulického odporu. Příklad takového dorazu maximálního roztažení tlumiče (dolního dorazu) je na obr. 9. [2]



Obr. 9 Příklad řešení dolního hydraulického dorazu [2]



1.3 PŘÍKLADY POUŽITÍ ODPRUŽENÍ SYSTÉMEM TLAČNÉ TYČE

1.3.1 MONOPOST F1

Odpružení kol systémem tlačné tyče se s výhodou využívá u vozů Formule 1 pro snížení aerodynamických ztrát. Volba mezi *push/pull* systémem závisí na zvážení přínosů a úskalí jejich využití. Jedná se zejména o přihlídnutí k zástavbovému prostoru, potřebnou pozici jednotlivých komponent pro účinné odpružení vozu, ovlivnění aerodynamiky vozu. Dnešní vozy F1 používají u přední nápravy převážně konfigurace s tlačnou tyčí z důvodu vysoce postaveného nosu vozu, který je využitelný k uložení komponent odpružení. Pozitivním důsledkem vysokého nosu u F1 je skutečnost, že přední křídlo vozu a jeho aerodynamika je méně ovlivněna z hlediska proudění vzduchu. U zadní nápravy se použití tlačné nebo tažné tyče opět odvíjí od prostoru a ovlivnění aerodynamiky zadní části vozu. Důraz je také kladen na snížení těžiště v oblasti, která se díky zatížení převodovkou už tak výrazně podílí na ovladatelnosti vozu. [8]

Vahadlo v tomto příkladu nasazení ovšem nepracuje na principu, jak je v kap. 1.1.4 popsáno. Wahadlo na obr. 10 se neotáčí volně kolem jeho osy uložení na nosné části vozu. Wahadlo je uloženo tvarovým stykem – drážkováním na hřídeli. Hřídel prostupuje do prostoru skříně převodovky, kde je ukotvena drážkováním, čímž je zamezena její rotace. Tlačná tyč způsobuje úhlovou výchylku vahadla a torzní namáhání hřídele, která takto nahrazuje klasické vinuté pružiny. [8]

Na vahadlo obr. 10 kromě tlačné tyče působí také zatížení od tlumiče a tyče vedoucí k mechanismu stabilizátoru. Dále je z obrázku patrný snímač natočení vahadla (zřejmě typ lineárního potenciometru) uchycený jedním koncem v převodovce a druhým koncem uprostřed vahadla v jeho žebrou.



Obr. 10 Red Bull - vahadlo odpružení zadní nápravy F1 [9]



1.3.2 PROTOTYPY LE MANS

BENTLEY SPEED 8

Na obr. 11 je detailní pohled na vahadlo zadní nápravy vozu Bentley Speed 8 postaveného k vytrvalostnímu závodu 24 hodin Le Mans (francouzsky *24 Heures Du Mans*) kategorie sportovních prototypů LMP (*Le Mans Prototype*). Jedná se o vůz s dvakrát přeplňovaným osmiválcovým motorem o objemu 3,6 litru s válci uspořádanými ve tvaru písmene V a udávaným výkonem 670 koňských sil. Převodovka je šestirychlostní, dvouspojková, se sekvenčním řazením, vyvinutá společností Ricardo. Přední i zadní zavěšení kol je lichoběžníkové, vpředu odpružení torzní tyčí (podobnost se zavěšením na obr. 10), vzadu systém odpružení tlačnou tyčí, vahadlem a horizontálně uloženými vinutými pružinami [10]

Vahadlo systému odpružení je uloženo otočně, letmo na skříni převodovky. Z obrázku ovšem není rozpoznatelný typ a konstrukce uložení (ložiska). Patrný je výrazný převodový poměr mezi silovým působením od tlačné tyče a pružiny/tlumiče. Přepona vahadla je tvořena oblým tvarem táhnoucím se od bodu uložení tlačné tyče až k bodu uchycení tyče stabilizátoru. Dalším výrazným prvkem vahadla je výztuž tvořená přímým žebrem od bodu uchycení pružící a tlumící jednotky k bodu uložení tlačné tyče. Jednotlivé strany vahadla tečně navazují na válcovou část uložení vahadla na převodovce vozu. Celý systém odpružení je v pozici, kdy přenos sil probíhá převážně v rovině vahadla. Vahadlo je zřejmě vyrobeno obráběním z kovu lehkých slitin.



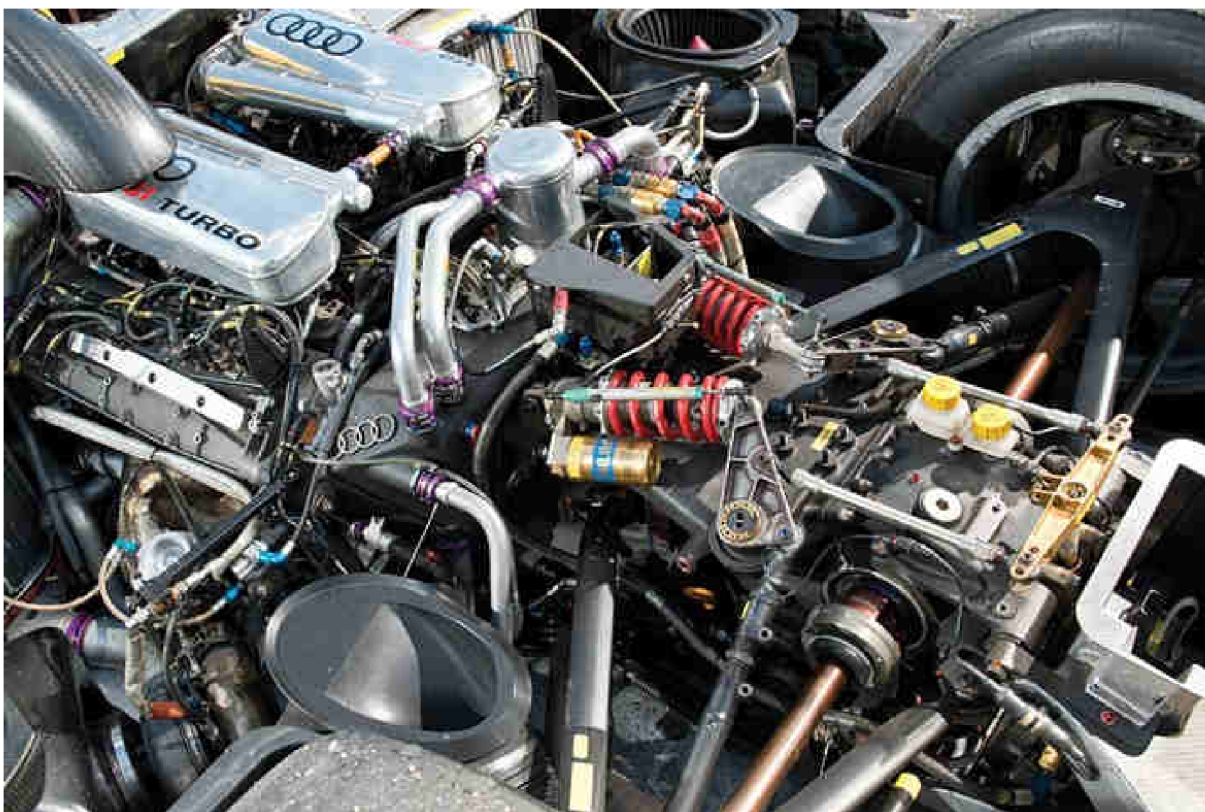
Obr. 11 Bentley Speed 8 – vahadlo odpružení zadní nápravy 83 [10]



Audi R8 LMP900

Jedná se opět o prototyp vozu postaveného pro závod Le Mans. Technika tohoto vozu je v mnoha částech totožná s vozem Bentley. Je tomu tak díky továrnímu zázemí koncernu VW (Volkswagen). V případě Audi se opět jedná o motor V8 o objemu 3,6 litru se dvěma turbodmychadly. Udávaný výkon je 610 koňských sil. Také převodovka je stejného typu jako u Bentley, tedy šestirychlostní, dvouspojková se sekvenčním řazením. Zavěšení obou náprav je lichoběžníkové, nezávislé odpružení systémem tlačné tyče. [10]

Zavěšení kol zadní nápravy je zobrazeno na obr. 12. Tlačná tyč přenáší síly od spodního ramene lichoběžníku na vahadlo. Vahadlo, jelikož je uloženo otočně přenáší zatížení dále na horizontálně uložený teleskopický tlumič kombinovaný s vinutou pružinou. Vahadlo je na rozdíl od vahadla na obrázku obr. 11 striktně trojúhelníkového tvaru, s přímočarou přeponou, v jejíž přibližně jedné polovině je uzpůsobeno pro uložení tyče stabilizátoru. Z tohoto místa vybíhají žebra k jedné ze stran trojúhelníkového vahadla a k válcovému tvaru pro uložení vahadla. Uložení vahadla je letmé na skříni převodovky, pravděpodobně bez jakéhokoli zamezení rotace. Vahadlo je uloženo tak, aby přenášené síly působily převážně v rovině vahadla, vůči které je vahadlo zřejmě symetrického tvaru. Jelikož se jedná o kusovou výrobu prototypů vozů, technologie výroby vahadla je zřejmě obrábění z kovů lehkých slitin podobně, jako je předpokládáno u vahadla na obr. 12 vozu Bentley. Nadále je z obrázku patrný lineární potenciometr uložený rovnoběžně s tlumičem určený k měření jeho zdvihu. Uložený je jedním koncem k úchytu na těle tlumiče a druhým koncem na prodlouženém čepu uložení tlumiče ve vahadle.



Obr. 12 Audi R8 LMP900 - vahadlo odpružení zadní nápravy [10]



1.3.3 LAMBORGHINI AVENTADOR

Lamborghini Aventador LP700-4 byl představen na Ženevském Autosalonu v roce 2011 jako nástupce modelu Murciélago. Vůz se skládá ze tří hlavních částí a jeho nosnou strukturu tvoří monokok z uhlíkových vláken, na který navazuje přední a zadní část vozu tvořená hliníkovým rámem. Podélně před zadní nápravou je uložen vidlicový dvanáctiválcový motor o objemu 6498 cm³ a výkonu 700 koňských sil (515 kW) při otáčkách 8250 min⁻¹. Udávaný točivý moment je 690 Nm při otáčkách 5500 min⁻¹. Výkon motoru je přenášen na vozovku pohonem všech čtyř kol Haldex čtvrté generace přes sedmistupňovou dvouspojkovou převodovku se suchými lamelami. O odpružení vozu se stará na přední i zadní nápravě lichoběžníkové nezávislé zavěšení dvojitými příčnými rameny se systémem tlačné tyče a vahadla. [11], [12]

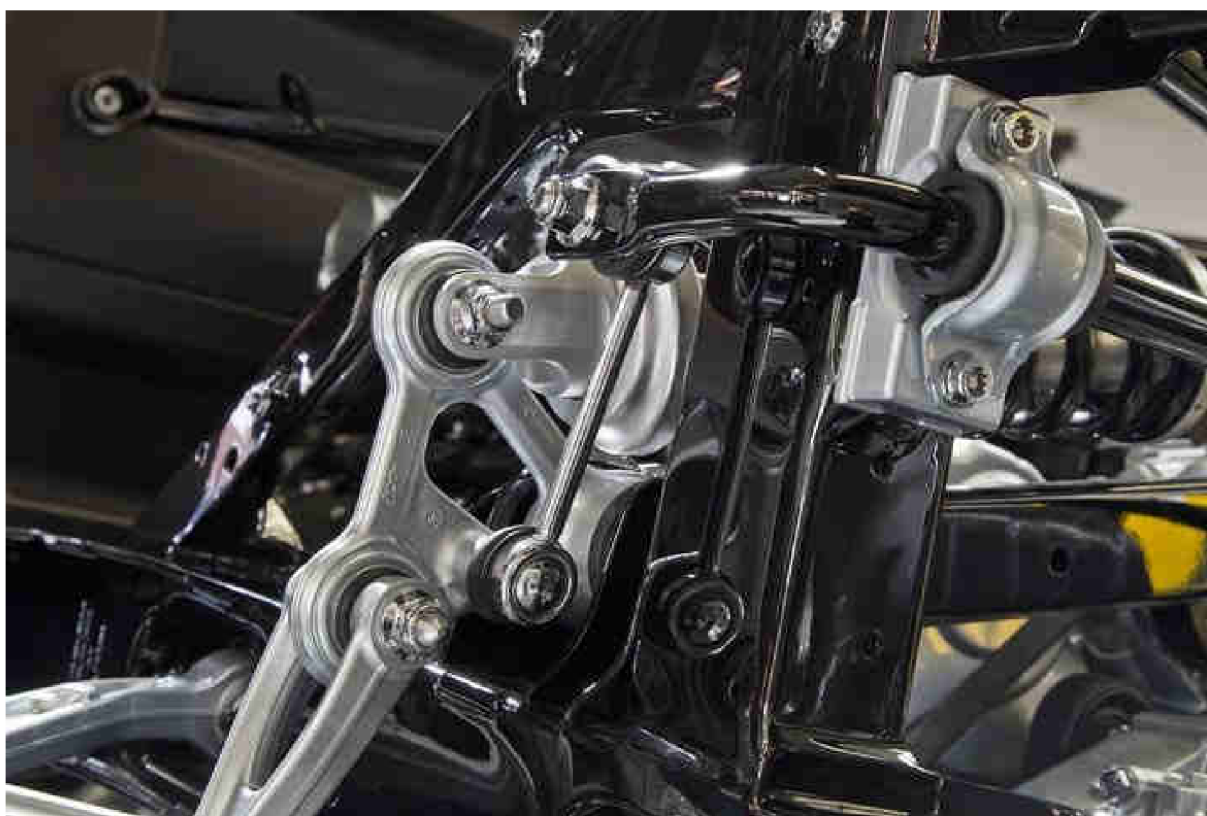
Na obr. 13 je zobrazen detail zavěšení předního kola poháněné nápravy. Na spodním rameni je uložena tlačná vzpěra odpružení přenášející síly přes vahadlo do jednoplášťového teleskopického tlumiče kombinovaného s vinutou pružinou. Tlumiče jsou uloženy horizontálně v hliníkovém rámu vozu pod kapotou těsně před čelním sklem. Řešení uložení tlumiče na vahadlo je přes rozvidlenou část konce tlumiče. Jako čepy slouží šroubové spoje. Obdobně je řešeno i uložení vahadla v rozvidlení tlačné tyče. Jelikož se jedná o sériovou výrobu, předpokládá se jako technologie výroby vahadla odlévání z hliníkové slitiny, čemuž napovídá i tvar vahadla. Vahadlo je uloženo otočně na čepu kotveném v rámu vozu. Typ ložisek uložení vahadla není z obrázku patrný. Zaoblený tvar jedné ze stran vahadla je zřejmě nutný kvůli prostorové náročnosti uložení. U vahadla zadní nápravy na obr. 14 jsou totiž všechny strany vahadla přímé, což může být vzhledem k namáhání přímých stran bez ohybové složky napětí výhodnější.



Obr. 13 Lamborghini Aventador LP700-4 – zavěšení kola přední nápravy [11]



Na obr. 14 se jedná o detailní pohled na vahadlo odpružení kola zadní poháněné nápravy. Jak je vidět, jsou všechny tři strany vahadla přímého tvaru. Dá se předpokládat, že vahadlo zadní nápravy je vhodněji tvarované z hlediska pevnostní únosnosti, kdy jsou přímá spojení jednotlivých uložení namáhána zejména tahem/tlakem. Tahem v případě propojení oka uložení tlumiče a otočného uložení vahadla na rámu vozu. Tlakem v případě propojení oka tlačné vzpěry s okem pro uložení tlumiče. U propojení mezi okem pro tlačnou vzpěru a okem uložení v rámu je situace zatížení složitější kvůli uložení táhla stabilizátoru na kulovém čepu kotveném ve vahadle. Proto je zde také vahadlo vyztuženo širším žebrem.



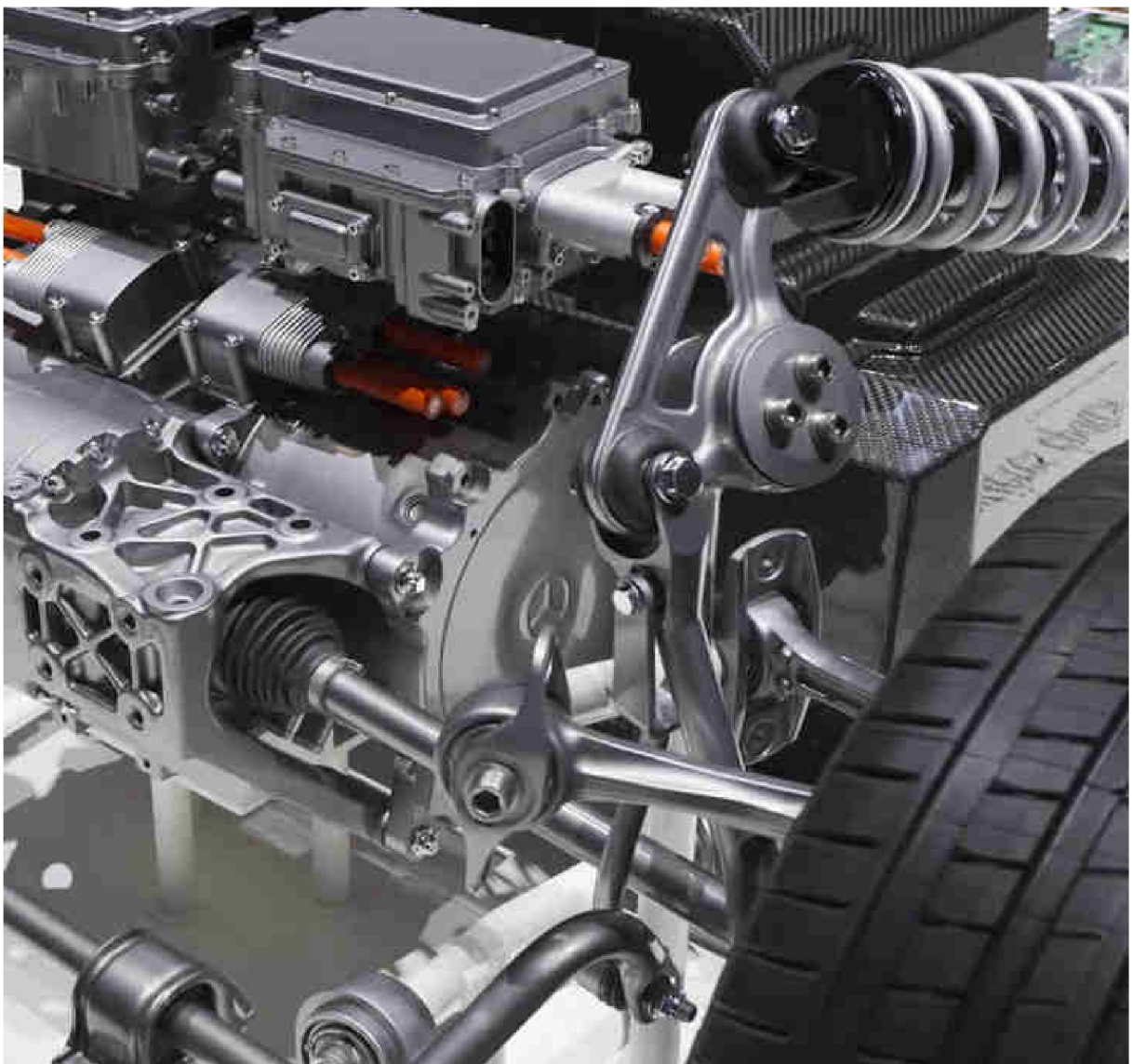
Obr. 14 Lamborghini Aventador LP700-4 – zavěšení kola zadní nápravy [11]



1.3.4 MERCEDES–BENZ SLS AMG E-CELL

Na obr. 15 je zobrazeno zavěšení kola přední říditelné víceprvkové nápravy prototypu vozu s elektrickým systémem pohonu. Vůči sériově vyráběnému vozu s motorem AMG V8 a pohonem zadních kol musela být přední náprava upravena právě kvůli pohonu i předních kol. Aby teleskopický jednoplášťový tlumič kombinovaný s vinutou ocelovou pružinou uvolnil místo hnací poloose, je zavěšení přepracováno na systém s tlačnou tyčí a vahadlem. [13]

Vahadlo je obdobného tvaru jako na obr. 13 s rozdílem výrazně většího průměru pro otočné uložení vahadla na rám vozu. Celkově je vahadlo dle dostupné fotodokumentace větších rozměrů mezi jednotlivými body trojúhelníkového tvaru, než je tomu u vozu Lamborghini Aventador, což umožňuje větší zdvih celého mechanismu zavěšení. Opět se zde opakuje zaoblené propojení otočného bodu vahadla a bodu uchycení tlumiče na vahadlo. Navazující komponenty jsou k vahadlu uchyceny přes tlumicí pružná pouzdra šroubovými spoji. Technologie výroby vahadla je zřejmě tlakové lití.



Obr. 15 Mercedes-Benz SLS AMG E-CELL – zavěšení kola přední nápravy [13]



1.3.5 ARIEL ATOM

Ariel Atom je sportovní vůz typu roadster britské automobilky Ariel. Automobil je postaven na základu jednoduchého trubkového rámu, sériově dodávaný s čtyřválcovým motorem Honda o objemu 2000 cm³. V jednotlivých generacích vozu se ale vyskytly i varianty s motorem V8 o objemu 3000 cm³. S tímto motorem je udávaný výkon motoru při váze přibližně 550 kilogramů 900 koňských sil na tunu. Jenom 25 kusů této konfigurace bylo vyrobeno. [14], [15]

Kinematika náprav zůstala i u této výkonné verze nezměněna, kromě použitého materiálu oceli se zvýšeným obsahem chromu a molybdenu pro výrobu nestejně dlouhých trojúhelníkových ramen lichoběžníkového zavěšení kol. Tlumiče a pružiny byly vyvinuty přímo pro tuto specifickou verzi. Vahadlo systému odpružení s tlačnou tyčí je uloženo otočně přes jehlové ložisko na čepu přivařeném k trubkovému rámu. Vahadlo je vyrobeno ze dvou profilů plechu svařených s válcovým pouzdem pro valivé ložisko. Spojení mezi vahadlem a navazujícími prvky je realizováno šroubovými spoji. [14], [15]



Obr. 16 Ariel Atom 500 V8 Limited Edition – zavěšení kola přední nápravy [14]

NÁHRADA SÉRIOVÉHO VAHADLA

Úpravou sériového vahadla se zabývá na svém blogu Dennis Palatov. Dennis Palatov je vlastníkem Palatov Motorsport LLC působící v Portlandu, stát Oregon. Společnost byla založena roku 2008 a její orientací je konstrukce a výroba vysoce výkonných vozidel, dílů a dalšího příslušenství pro rekreační využití na závodní dráze. Společnost si klade jako poslání navrhovat a vytvářet vysoce výkonné vozy s nezaměnitelnou hodnotou. [16], [17]



Palatov Motorsport se mimo uvedené úspěšně prosazuje také v oblasti navrhování a dodávání komponentů zejména pro odpružení zakázkově vyráběných, individuálně stavěných a jiných speciálních vozidel. [17]

Vlastník Dennis Palatov se kromě aktivit v podnikání zabývá také vlastními úpravami sportovních vozů. Jedním z jeho projektů zveřejněném na internetové stránce www.dpcars.net je komplexní úprava vozu Ariel Atom. Zabývá se od drobných optimalizací jednotlivých dílů až po zásadní úpravy konstrukce vozu. Mezi právě tyto úpravy patří také návrh, výroba plastového prototypu, optimalizace a následná výroba a montáž vahadla odpružení. [16]

Tovární vahadlo na obr. 17 vpravo bylo za účelem snížení hmotnosti a změny kinematických vlastností zavěšení kola nahrazeno vahadlem na obrázku vlevo. Nové vahadlo, jak je vidět i na obrázku, má pozměněny polohy děr pro uchycení navazujících prvků právě kvůli změně poměru sil v tlačné tyči a pružině/tlumiči. Nové vahadlo je uloženo na jehlovém ložisku podobně, jako je tomu u sériové verze. Oproti sériové verzi ovšem přibyla také axiální jehlová ložiska, která nahradila polymerové kluzné kroužky za účelem snížení třecích ztrát v situacích kinematiky zavěšení, kdy je vahadlo zatíženo ve směru osy ložiska. [16]

Nové vahadlo bylo navrhováno s minimálním koeficientem bezpečnosti 1,6 vůči meznímu stavu pružnosti za podmínek zachycení síly 1600 lb (7120 N) tlumičem/pružinou. Hmotnost vozu autorem udaná činí 1250 lbs (567 kg). Finální hmotnost vahadla činí 0,6 lbs (272 g). Povrch vahadla je kvůli odolnosti korozi upraven eloxováním (adonickou oxidací hliníku). [16]



Obr. 17 Ariel Atom - nové vahadlo vlevo, vpravo originální, původní vahadlo [16]

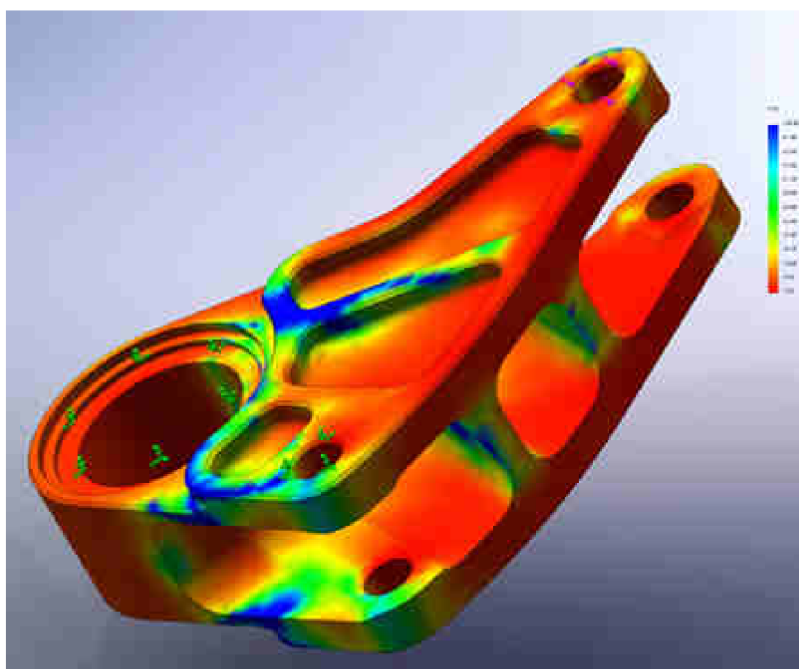


Před samotnou výrobou nových vahadel byl vůz osazen plastovými prototypy. Z obr. 18 je patrná montáž vahadla jak na rám vozu, tak k navazujícím prvkům. Z prostorových možností je nutné u uložení tlačné tyče ve vahadle použití zavrzaného šroubu v jedné ze stěn vahadla. Nové vahadlo na obr. 17 je zřejmě právě v tomto místě osazeno ocelovou závitovou vložkou.



Obr. 18 Ariel Atom - náhrada originálního vahadla plastovým prototypem [16]

Autor neuvádí software, který byl použit pro simulaci zátěžného stavu vahadla. Z obr. 19 je ovšem patrná rovnoměrnost zatížení po celém objemu při zatížení v otvorech pro šroub uložení tlumiče ve vahadle. Pozice děr uložení tlačné tyče je zřejmě vymezena cylindrickou vazbou. Stejně tak je zřejmě zavedena okrajová podmínka díry pro ložisko.



Obr. 19 Ariel Atom - výsledky zjednodušené simulace zatížení nového vahadla [16]



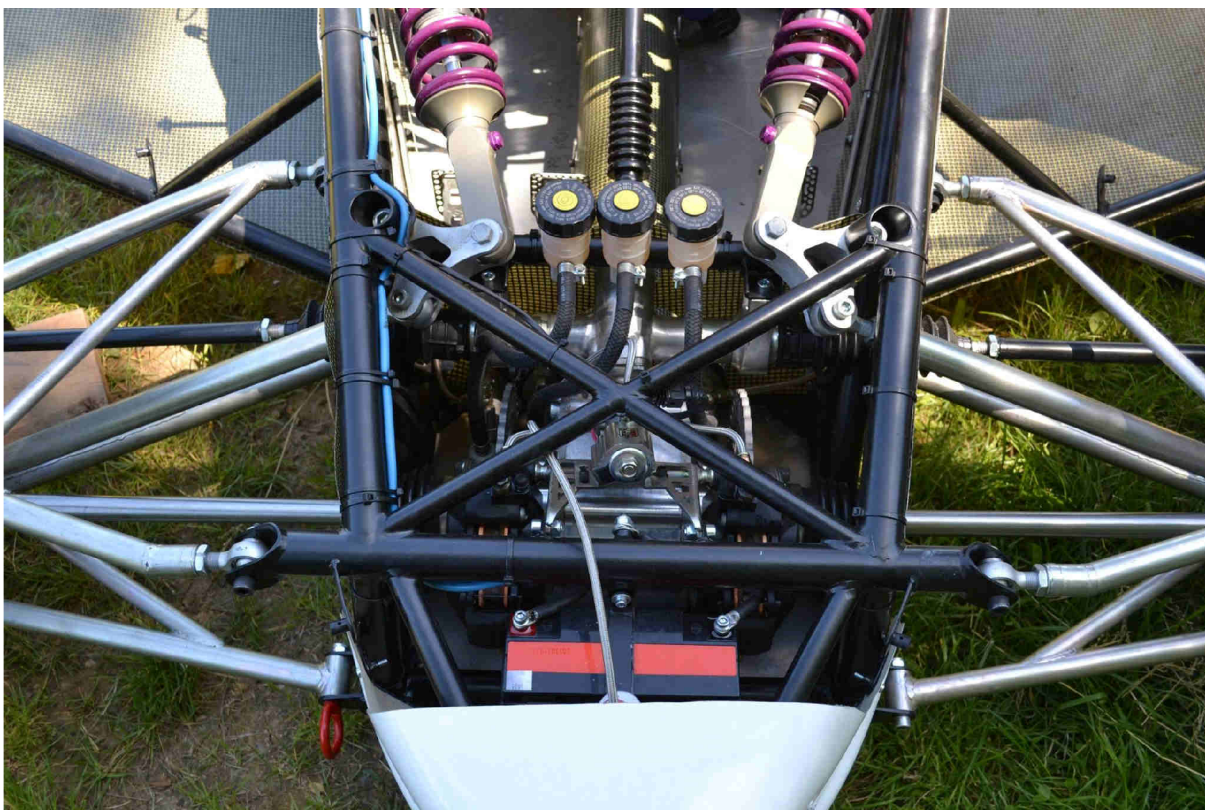
1.3.6 SPECIÁLNÍ ZÁVODNÍ AUTO NA AUTOKROS

Společnost Alfa Racing, s.r.o. je českým výrobcem autokrosových vozů a náhradních dílů. Společnost se zabývá návrhem konstrukce a realizací výroby autokrosových speciálů pro závodní využití. [18]

Ve vozech postavených tímto týmem pro divizi Superbuggy a Buggy 1600 je použito odpružení tlačnou tyčí a vahadlem, kdy jsou kombinované teleskopické tlumiče s pružinami uloženy uvnitř rámu vozu. Výhody tohoto typu zavěšení spočívají nejen v převodovém poměru mezi přenášenými silami vahadlem, ale v neposlední řadě také z hlediska životnosti pružin/tlumičů, které nejsou vystaveny velmi nepříznivému prostředí závodních tratí, odletujícím kamenům aj.

Vahadlo na obr. 20 je zřejmě vyrobeno frézováním z lehkých slitin hliníku. Uložení vahadla na trubkovém rámu vozu je vzhledem k rozměru vahadla v těchto místech pravděpodobně řešeno uložení kluznými ložisky na otočném čepu tvořeném šroubovým spojem.

Všechny tři strany trojúhelníku vahadla tvořeného osami šroubů jsou vydutého tvaru. Vydutá stěna vahadla je na straně k teleskopickému tlumiči zřejmě uzpůsobena proto, aby neomezila chod tlumiče při plném vyvěšení kola. Další dvě strany jsou v porovnání s předchozími popisovanými tvary jiných odvětví automobilového sportu neobvyklé. Vahadlo je ve střední části odlehčeno vyfrézováním po celé šířce. Celkově působí vahadlo velmi robustně v poměru s běžně používanými trubkami rámu vozu o rozměrech pohybujících se kolem 40 mm v průměru.



Obr. 20 Alfa Racing, s.r.o. - detail zavěšení přední nápravy [18]



1.3.7 SHELBY SERIES 1

Posledním popisovaným užitím vahadla je nasazení ve sportovním automobilu typu roadster Shelby Series 1. Vůz byl od základu navržen a zkonstruován velmi známou osobností automobilového průmyslu celým jménem Carroll Hall Shelby (*11. 1. 1923, +10. 5. 2012).

Roadster Series 1 byl jako prototyp navržen s čtyřlitrovým přirozeně plněným vidlicovým osmiválcovým motorem s dvěma vačkovými hřídeli v hlavě válců a čtyřventilovou technikou. Později se tento prototyp dostal do kusové limitované výroby také s upraveným přeplňovaným motorem. Výkon motoru značky Oldsmobile Aurora V8 uloženého za přední nápravou přenáší šestistupňová manuální převodovka na zadní kola. [19]

Zavěšení přední (obr. 21) i zadní nápravy je realizováno systémem s tlačnou tyčí a vahadlem. Zavěšení tvoří tlačná tyč navazující na vahadlo, přes které jsou přenášeny síly na tyč příčného stabilizátoru a na kombinovanou teleskopickou pružicí jednotku s tlumičem. [19]

Vahadlo je uloženo letmo otočně přímo na hliníkové přírubě motoru. Kyvné uložení tvoří pravděpodobně ložisko s valivými členy, čemuž nasvědčuje velký průměr otvoru ve vahadle. Navazující prvky vahadla jsou napojeny přes šroubové spojení šroubem a maticí pro klíč 9/16 palce (14,287 mm), čemuž odpovídá šroub se závitem 3/8 palce (9,525 mm). Výkyv kyvného oka je umožněn díky vymezovacím vložkám mezi kyvným okem a vahadlem. Materiálem vahadla je zřejmě hliníková slitina s povrchovou úpravou eloxováním. [21]



Obr. 21 Shelby Series 1 - detail zavěšení přední nápravy, uložení vahadla [20]



2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Použití odpružení systémem tlačné tyče a vahadla se vyskytuje téměř výhradně ve sportovních vozech. Nejvíce je tohoto lichoběžníkového zavěšení využíváno v závodních vozech. V menší míře je tohoto typu zavěšení s vahadlem využíváno u luxusních vozů sériové výroby.

Zatímco v případě autokrosových divizí Buggy 1600 a Superbuggy je lichoběžníkové zavěšení kol zcela běžné, na základě dostupných zdrojů a informací lze usoudit jistou unikátnost použití tohoto typu zavěšení pro závodní speciál autokrosové divize Touring Autocross. Ještě unikátnější je v této divizi pak užití lichoběžníkového zavěšení se systémem tlačné tyče.

Reálná nasazení tohoto systému odpružení nevykazují jednotný směr v konstrukci vahadel, která jsou nedílnou součástí celé sestavy zavěšení kola. Jedním ze společných rysů popsaných užití je podobnost v silovém zatížení vahadel. Vždy jsou vahadla zatěžována v jedné rovině, kterou tvoří tlačná tyč, vahadlo a kombinovaná pružící a tlumící jednotka. Samozřejmě nelze zajistit namáhání vahadla v této jedné rovině ve všech pozicích mechanismu kvůli nutnému propružení, nicméně v uvedených případech se tomuto ideálu snaží konstruktéři přiblížit vhodným polohováním osy rotace vahadla. Další z podobností jsou užití materiály pro výrobu vahadel. S požadavkem nízké hmotnosti musí korespondovat užití materiálů lehkých slitin, které vykazují malou hustotu a tudíž i hmotnost finálního výrobku při zachování vysoké pevnosti. Jiné společné znaky vahadel nejsou zřejmé. Tvary vahadel jistě nepodléhají konvencím a bylo popsáno mnoho unikátních tvarových řešení. Nutno podotknout, že ne všechna popisovaná reálná nasazení vahadel se zdají být tvarově optimální. Stejně tak v případě volby uložení vahadel vůči karoserii není zřejmá jednoznačná optimální volba typu uložení. Jednotlivá vahadla se tak liší dle počtu vyráběných kusů a dle podmínek provozu.

Rozmanitost tvarů vahadel klade za cíl této diplomové práce nalézt vhodné konstrukční řešení, které je závislé na zástavbovém prostoru a optimálním tvaru kvůli již zmíněnému efektivnímu využití materiálu. Nutné je dodržení funkčnosti systému, ve kterém navrhované tvarové a rozměrové řešení vahadla nahradí stávající svařované vahadlo. Spolu s novým řešením je žádoucí navržením způsobu uložení vahadla s cílem minimálních třecích ztrát.

Navrhované konstrukční řešení musí splňovat požadavky na provozuschopnost při daném provozním zatížení. Za tímto účelem musí být analyzována a vyhodnocena napjatost a deformace součástí. Nadále musí být zachovány hlavní funkční rozměry vahadla, které se přímo podílejí na nastavení zavěšení.



3 STÁVAJÍCÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VAHADLA

Sestava zavěšení kola autokrosového speciálu divize TouringAutocross je tvořena lichoběžníkovými rameny, z nichž spodní rameno na obr. 22 propojuje tlačná tyč s vahadlem, které převádí silové působení na kombinovanou pružící a tlumící jednotku.



Obr. 22 Model sestavy zavěšení pravého předního kola

Stávající konstrukční řešení na obr. 23 se skládá z vahadla uloženého otočně v základně, tlačné tyče, tyče stabilizátoru a zjednodušeného vyobrazení pružící/tlumící jednotky. Základnu vahadla tvoří svařenec z ocelových plechů a slouží jako konstrukční uzel pro propojení prvků tvořících karoserii vozu, s kterými je spojeno šroubovými spoji.



Obr. 23 Detailní pohled modelu vahadla a navazujících prvků stávající konstrukce



3.1 VAHADLO

Svařenec vahadla se skládá z výpalků z ocelového plechu a soustruženého náboje uložení. Dva hlavní výpalky z plechu tvořící stěny vahadla jsou propojeny nábojem uložení, v kruhových výřezech trubkami a pro zvýšení tuhosti dále provázány dalšími plechovými výpalky.



Obr. 24 Pohled z boku na reálné vahadlo

Na vahadle je v praxi přivařena také plechová deska obdélníkového tvaru sloužící jako základna pro pryžový doraz vyvěšení kola. Jak lze pozorovat na obr. 25, pryžová deska je přinýtována k vahadlu. Doraz je seřiditelný možnou změnou vzdálenosti hlavy kotvícího šroubu základny vahadla od podstavy základny.



Obr. 25 Doraz vyvěšení kola přinýtovanou pryžovou deskou

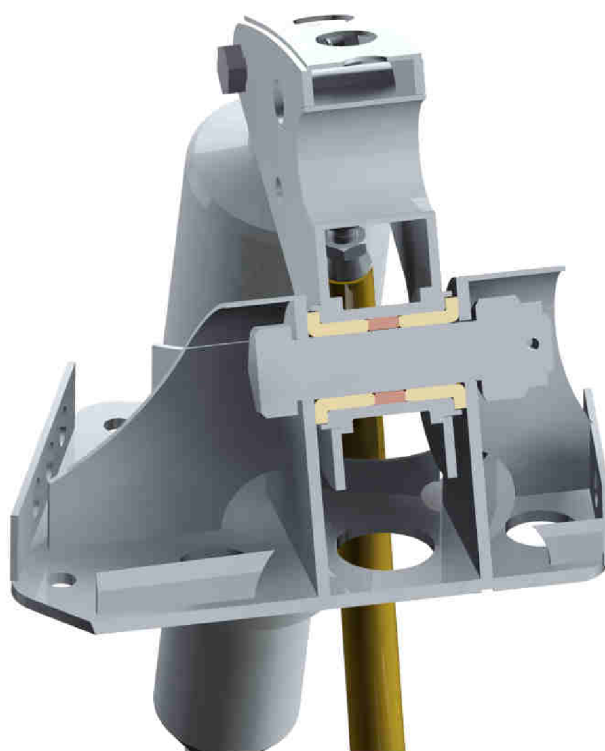


3.2 ULOŽENÍ VAHADLA

Vahadlo je uloženo axiálně-radiálními kluznými ložisky. Jedná se o samomazná pórovitá bronzová ložiska při výrobě nasycená olejem, který slouží při provozu jako mazadlo styčných ploch. Vahadlu je umožněna rotace kolem čepu v kluzném ložisku. Posunutí ve směru osy čepu je zamezeno obrubami kluzných pouzder.

Na obr. 26 vpravo je vyobrazen řez modelem sestavy uložení vahadla. Bronzová pouzdra (barva žlutá) jsou uložena na čepu. Čep tvoří šroub s korunovou maticí. Nosná část šroubu pro ložisko má průměr 25 mm. Jeho utažením dojde k sevření kluzných pouzder a dojde k zamezení jejich otáčení vůči čepu. Mezi kluznými ložisky je na čepu uložen také rozpěrný kroužek (barva červená), který zamezí přílišnému sevření náboje uložení, který je součástí svařence vahadla.

Při provozu, kdy se vahadlo otáčí v rozsahu úhlu přibližně 40° v kluzných ložiscích, dochází ke vzniku třecích ztrát v důsledku mezního až smíšeného mazání. Velikost třecí ztráty v uložení je závislá na zatěžující síle uložení, materiálech náboje a kluzných pouzder, rychlosti rotace vahadla a v neposlední řadě na výrobních nepřesnostech a síle předepnutí čepu (šroubu). V případě přílišné vůle mezi kluznými ložisky a rozpěrným kroužkem může docházet vlivem předepnutého šroubu k svírání náboje vahadla a vzniku vyšších třecích ztrát a nadměrnému opotřebení. V případě nedostatečné vůle mezi kluznými ložisky a rozpěrným kroužkem může naopak nastat situace, kdy utažením šroubu nedojde k dostatečnému vymezení axiálního pohybu vahadla.



Obr. 26 Uložení vahadla kluznými ložisky - vlevo reálné součásti, vpravo model sestavy



3.3 ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE, TYČE STABILIZÁTORU, TLUMIČE

Uložení tlačné tyče, tlumiče na obr. 27 i tyče stabilizátoru je realizováno kyvnými oky, tzv. unibaly či kloubovými hlavicemi. Toto uložení tvoří rotační vazbu, kdy jsou omezeny posuvy koule kyvného oka (barva červená) vůči pouzdru, ale nejsou omezeny rotace, čímž je zajištěn volný výkyv navazujících prvků zavěšení. Aby byl zajištěn volný výkyv kloubových hlavic, je vymezena pozice uložení v rozvidlení vahadla vymezovacími vložkami (barva oranžová) se zkosením. Zkosení je důležité hlavně na straně tlačné tyče, kvůli jejímu výkyvu vůči vahadlu jak je patrné z obr. 23.

Hlavní nosný prvek současného řešení uložení tlumiče i tlačné je šroub M12 pevnostní třídy 12.9 zajištěný maticí. Podložky jsou samozřejmostí.

Zakončení tlumiče i tlačné tyče je totožných rozměrů kloubové hlavice s otvorem pro čep o průměru 14 mm. Rozdíl v průměrech kloubové hlavice a šroubu vyplňuje osazení vymezovacích vložek. Bližší specifikace použitých kloubových hlavic je uvedena v příloze 1.

Uložení tlačné tyče je variabilní. Je možné použít pro uložení tří možných poloh děr ve vahadle a tím přímo ovlivňovat kinematické vlastnosti převodu vahadla. Uložení ve vnější díře, tedy uložení na delším rameni vůči ose otáčení vahadla, způsobí „měkčí“ chování zavěšení. Při uložení na vnitřní díře (nejbližší k ose otáčení vahadla) dosáhneme „tužšího“ nastavení zavěšení.



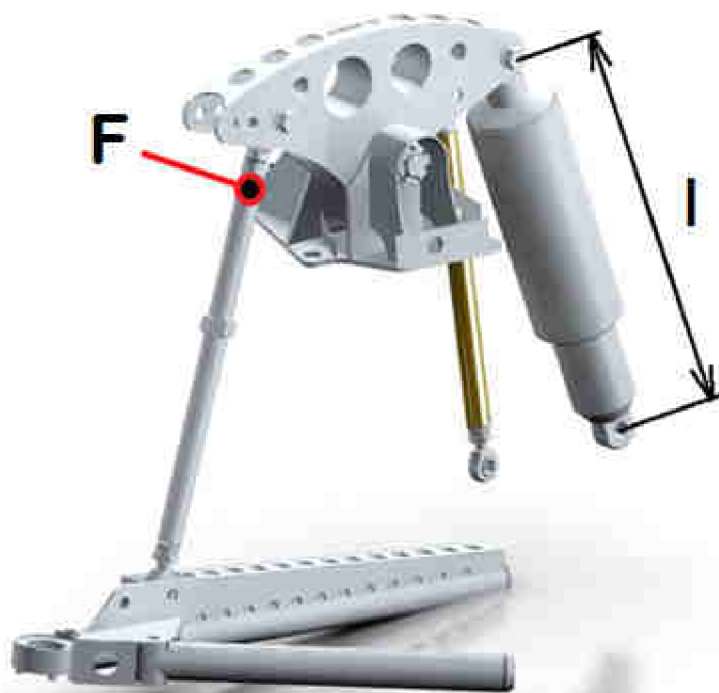
Obr. 27 Uložení tlačné tyče a tlumiče/pružiny ve vahadle



4 MĚŘENÁ DATA ZATÍŽENÍ VAHADLA

Pro konstrukční návrh a následnou pevnostní kontrolu jsou k dispozici měřená data zatížení vahadla měřená v závislosti na čase a na délce tlumiče. Tato data poskytla firma Marat engineering s.r.o. Data jsou vynesena v grafu 1 a grafu 2.

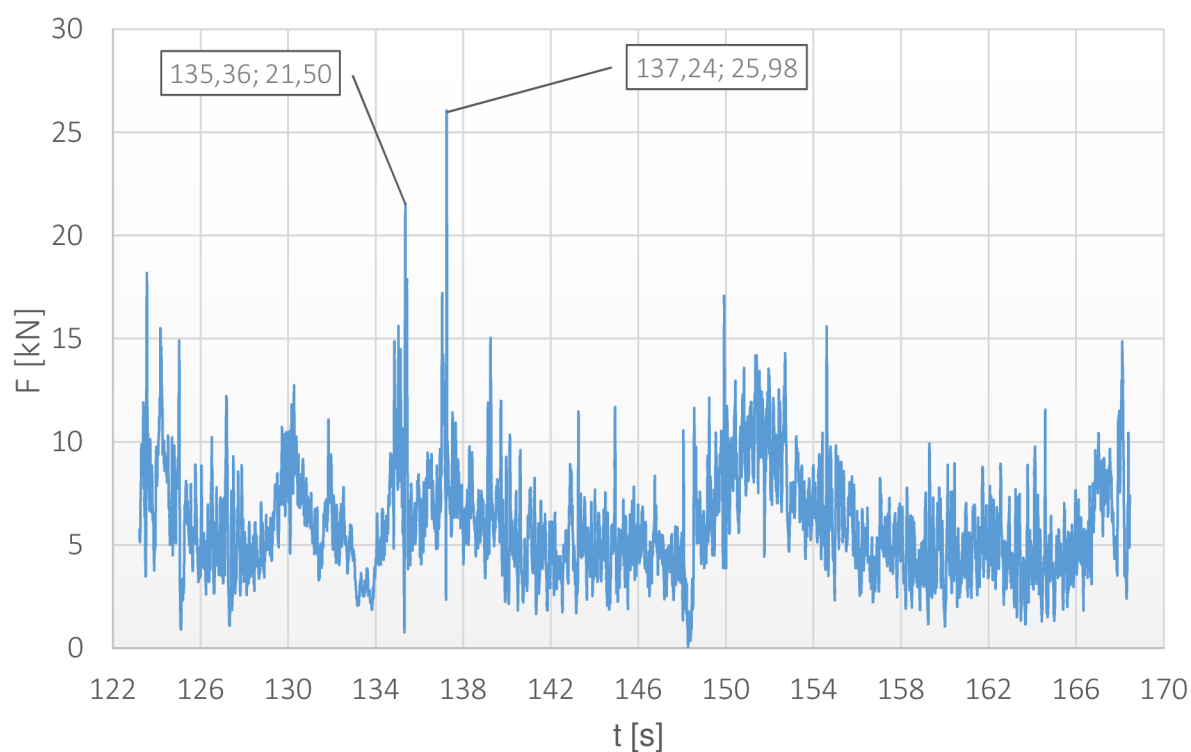
Měření proběhlo na autokrosové trati, tedy v podmínkách přímo určených k provozu vahadla a data jsou proto směrodatná pro návrh a pevnostní kontrolu vahadla. Při měření bylo využito tenzometrických snímačů zatížení upevněných na trubce tlačné tyče v blízkosti místa propojení s vahadlem. Na obr. 28 je toto místo označeno písmenem F. Pro zjištění polohy vahadla bylo využito měření délky tlumiče (rozteče kyvných ok uložení) snímačem polohy s lankovým mechanismem s označením SP1 – 25. Na obrázku písm. 1.



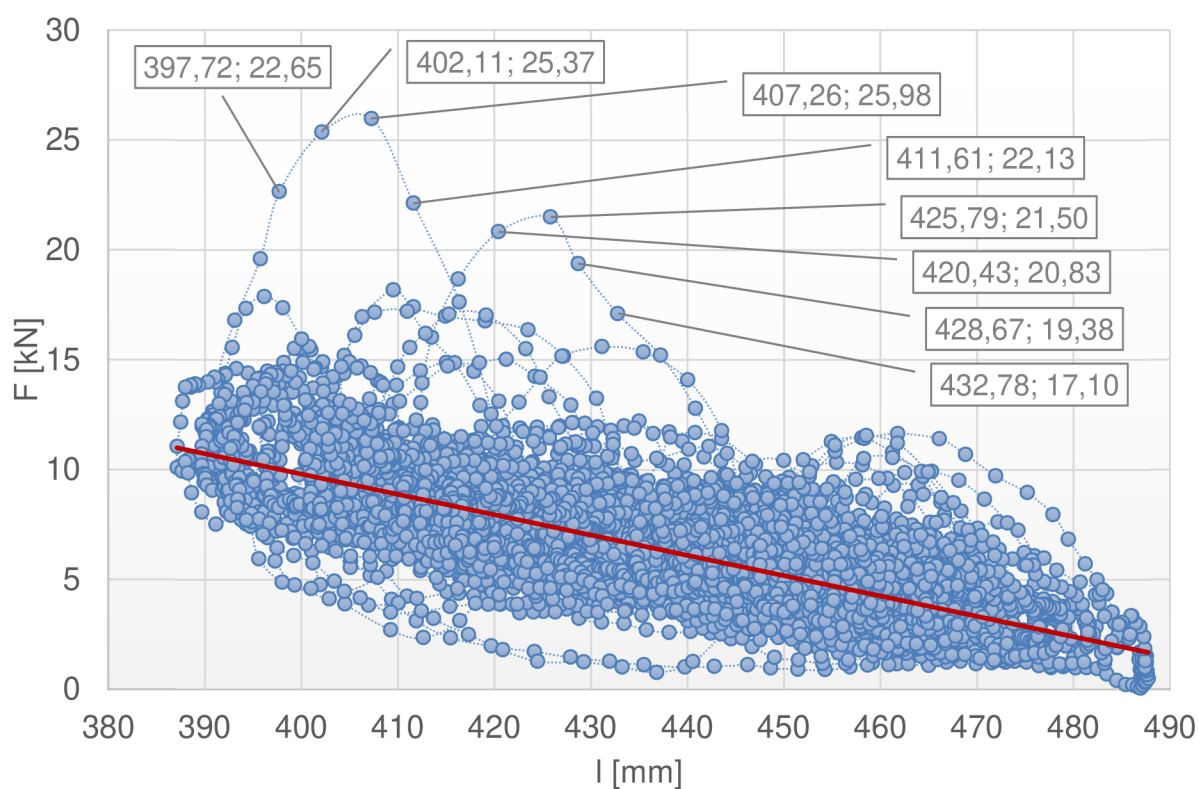
Obr. 28 Umístění měřící aparatury zatížení vahadla na mechanismu zavěšení

Graf 1 zobrazuje průběh měřené síly F [kN] působící na vahadlo v závislosti na čase měření t [s]. Data jsou zaznamenávána v rozmezí 123 až 168 sekund (45 s) s frekvencí 250 Hz. V grafu jsou vybrány dvě špičkové hodnoty působící síly v tlačné tyči 21,50 kN a 25,98 kN. Pole zaznamenaných hodnot v závislosti na čase je pro zobrazení velmi husté a nepřehledné. Proto jsou data vykreslena také v grafu 2.

Graf 2 zobrazuje průběh měřené síly F [kN] působící na vahadlo v závislosti na délce tlumiče l [mm]. Graf je v ohledu průběhu zatěžující síly již lépe názorný. Jednotlivé body jsou proloženy křivkou, která spojuje naměřené hodnoty v průběhu času t [s]. Špičkové hodnoty z rozmezí času 134 až 138 sekund grafu 1 korespondují s hodnotami v popiscích grafu 2. Nadále jsou na grafu 2 vybrány také další popisky naměřených hodnot, které budou využity při pevnostní kontrole vahadla. Při bližším rozboru dat v souvislosti s videozáznamem bylo zjištěno, že naměřené smyčky obsahující špičkové hodnoty v čase 134 až 138 sekund souvisí s přejezdem výrazné příčné nerovnosti na trati vůči směru jízdy vozidla. Toto zjištění je důležité pro následné posouzení pevnosti navržených konstrukčních řešení.



Graf 1 Průběh naměřené síly F [kN] v čase t [s]



Graf 2 Průběh naměřené síly F [kN] v závislosti na délce tlumiče l [mm]



4.1 MĚŘENÍ ZDVIHU KOLA – SNÍMAČE

Měření zdvihu kola se využívá v sériové výrobě automobilů např. pro měření zatížení náprav kvůli regulaci xenonových světlometů. Řídící jednotka přijímá informace ze snímačů o zatížení přední a zadní nápravy a na základě těchto informací provádí regulaci sklonu světlometů.

V automobilovém sportu je elektromechanických snímačů zdvihu kola využíváno k zaznamenávání dat během jízdy a jejich následné analýze. Tato data jsou důležitá pro konstruktéry pro návrh mechanismů zavěšení kol, či validaci počítačových modelů zavěšení. Mezi užívané snímače dráhy patří např. lineární snímače, lankové snímače či magnetické snímače.

LINEÁRNÍ SNÍMAČE

Lineární potenciometrické snímače patří mezi snímače měřící absolutní hodnoty polohy. Jejich funkce je založena na pohybu jezdce po odporové dráze. Proměnným odporem se mění výstupní napětí. Odporovou dráhu snímače tvoří jakostní vodivé plasty. [27]



Obr. 29 Lineární potenciometrický snímač polohy Penny & Giles SLS 130/75/L/50

Na obr. 29 je vyobrazen konkrétní snímač měření zdvihu se zdvihem 75 mm, dlouhým pístem (hřídelí), se stupněm krytí IP50, s lineárním nárůstem výstupního napětí. Tento snímač byl jako první použit pro měření zdvihu tlumiče na autokrosovém voze, ale byl nahrazen snímačem s lankovým mechanismem a to z těchto důvodů:

- nadměrné vibrace při provozu,
- prostředí provozu (voda, prach).

V důsledku těchto provozních podmínek byly zaznamenány výpadky měření (ztráty výstupního napětí) zřejmě v důsledku odskoku jezdce. Stupeň krytí také nebyl dostatečný (žádná ochrana proti vnikání vody, vlhkosti).

LANKOVÉ SNÍMAČE

Charakter výstupní hodnoty lankových snímačů může být buď inkrementální (přírůstkový), nebo absolutní. Funkce je závislá na lanku odvíjejícím se z bubínku se zkrutnou pružinou. Snímače jsou mechanickou vazbou propojeny s bubínkem. Mohou pracovat na principu rotačního potenciometru nebo rotačního optického enkodéru.



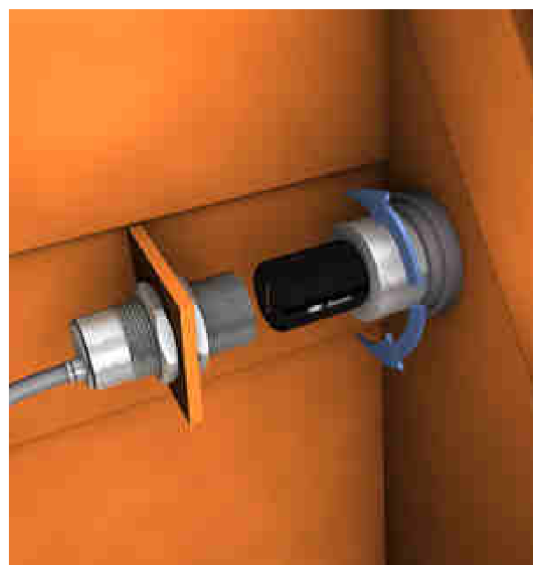
Na obr. 30 je vyobrazen konkrétní potenciometrický snímač s lankovým mechanismem. K měření vyobrazenému na grafu 1 a grafu 2 bylo použito právě snímače na obrázku. Mezi hlavní charakteristiky snímače patří lineární nárůst výstupního napětí, rozsah měření vzdálenosti 635 mm, tenké ohebné měřicí lanko z nerezové oceli o průměru přibližně 0,5 mm. Přesnost snímače udávaná výrobcem činí 0,25% při dosažení maxima rozsahu měření. Mezi omezující faktory použití tohoto snímače patří maximální možná akcelerace lanka při navíjení 15 g (15x tíhové zrychlení) a nízká ochrana proti vnikání vlhkosti, vodě či prachu do prostoru navíjecího bubínku.



Obr. 30 Snímač s lankovým mechanismem SP1 – 25

MAGNETICKÉ SNÍMAČE

Hlavní výhodou magnetických snímačů je bezkontaktní absolutní měření úhlu natočení. Snímače nahrazují klasické mechanické potenciometry. Pracují na principu snímání změn magnetického toku magneticky citlivým prvkem. Magnetický tok je generován permanentním magnetem umístěným na rotoru. Výhodou těchto snímačů je vysoká pracovní frekvence až 20 kHz. Vysoký stupeň krytí IP67 zajišťuje provozuschopnost i při značně ztížených pracovních podmínkách. Nevýhodou použití tohoto typu snímačů je nutnost dodržet předepsanou sousost permanentního magnetu a snímače. Při použití na vahadle za účelem měření délky tlumiče by se navíc na rameni uchycení tlumiče ve vahadle i malá chyba měření úhlu výrazně projevila a to úměrně k délce ramene. [28]



Obr. 31 Magnetický snímač měření úhlu [28]



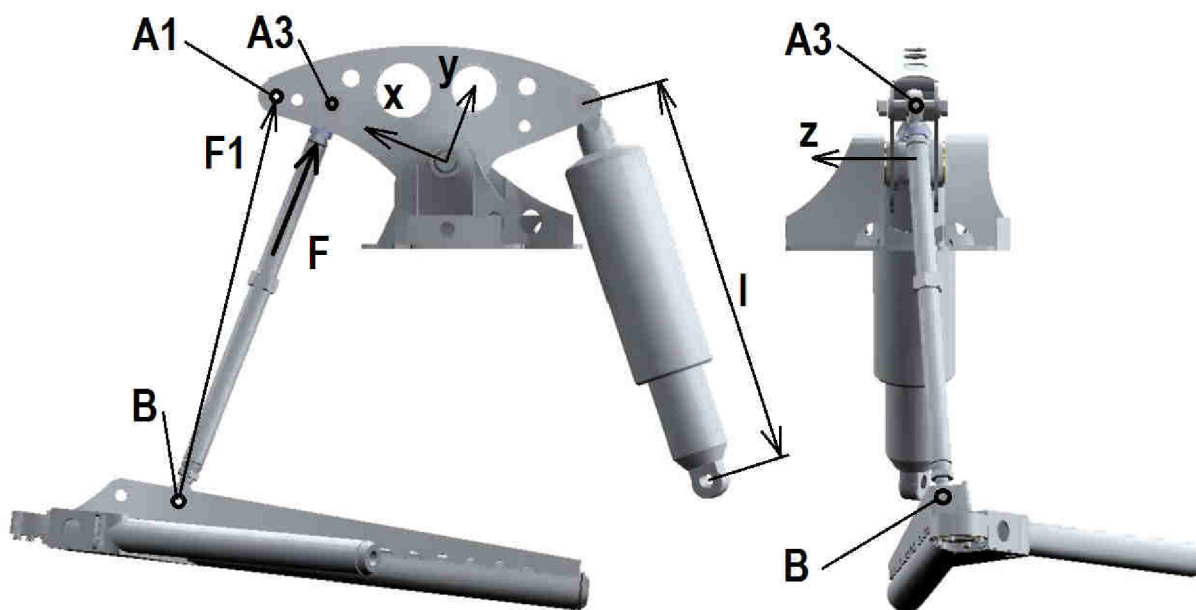
5 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ SESTAVY S VAHADLEM

5.1 ZATÍŽENÍ LOŽISKA ULOŽENÍ VAHADLA

Směrodatná hodnota zatížení pro návrh ložiska vychází z naměřených hodnot. Jedná se o špičkovou hodnotu síly v tlačné tyči 26 kN při rozteči děr tlumiče 407,2 mm.

Pro zjištění silového zatížení ložiska byl vytvořen model mechanismu zavěšení z poskytnutých souřadnic bodů a modelů v programu PTC Creo Parametric 2.0. Tento parametrický modelační program byl zvolen po vzájemné dohodě s firmou Marat engineering kvůli zajištění kompatibility souborů.

Model mechanismu levého předního zavěšení na obr. 32 je vyobrazen v pozici nejvyšší naměřené síly v tlačné tyči F . Při měření dat (kap. 4) bylo použito nastavení zavěšení tak, jak je na obrázku vykresleno. Tlačná tyč byla ve vahadle uložena v bodě označeném A3 – vnitřní díra. Po dohodě s vedoucím práce byla pro návrh uložení, vahadla a pevnostní kontrolu uvažována imaginární situace působení naměřené síly v uložení tlačné tyče v místě A1 – vnější díra. Naměřené síle \vec{F} v bodě A3 odpovídá jistá reakční síla v tlumiči. Pokud předpokládáme sílu $|\vec{F}_1| = |\vec{F}|$ v místě A1, musela by být reakční síla v tlumiči vyšší díky převodovému poměru na vahadle. Tento předpoklad zavádí vyšší zatížení jak ložiska, tak vahadla.



Obr. 32 Mechanismus zavěšení v programu Creo Parametric 2.0

Na obr. 32 je vyobrazen souřadný systém pevně spojený s vahadlem. Vůči tomuto souřadnému systému byly za pomoci analýzy mechanismu v programu Creo zjištěny vektorové složky síly \vec{F}_1 [F_{1x} , F_{1y} , F_{1z}] a \vec{F} [F_x , F_y , F_z] pro jednotlivé hodnoty rozteče tlumiče l . Složky síly byly zjištěny záznamem souřadnic bodů $A1$ [$A1x$, $A1y$, $A1z$], $A3$ [$A3x$, $A3y$, $A1z$], B [Bx , By , Bz] vůči souřadnému systému vahadla v závislosti na délce tlumiče l . Záznam byl vytvořen přidáním generátoru pohybu do modelového mechanismu s velmi malým krokem délky tlumiče v řádu tisíců milimetrů.



Ze získaných dat (souřadnic bodů) byly vytvořeny v každém jednotlivém kroku délky tlumiče l jednotkové vektory $\vec{v}_1 [v_{1x}, v_{1y}, v_{1z}]$ a $\vec{v}_3 [v_{3x}, v_{3y}, v_{3z}]$ takto:

$$\vec{v}_1 = \left[\frac{A1x - Bx}{|BA1|}, \frac{A1y - By}{|BA1|}, \frac{A1z - Bz}{|BA1|} \right] \quad (1)$$

$$\vec{v}_3 = \left[\frac{A3x - Bx}{|BA3|}, \frac{A3y - By}{|BA3|}, \frac{A3z - Bz}{|BA3|} \right] \quad (2)$$

kde

$$|BA1| = \sqrt{(A1x - Bx)^2 + (A1y - By)^2 + (A1z - Bz)^2}, \quad (3)$$

$$|BA3| = \sqrt{(A3x - Bx)^2 + (A3y - By)^2 + (A3z - Bz)^2}. \quad (4)$$

Následným vynásobením jednotkových vektorů pro danou délku tlumiče příslušnou silou získáme jednotlivé složky síly, a to přibližně:

$$\vec{F}_1 [4018 \text{ N}, 25602 \text{ N}, 1846 \text{ N}],$$

$$\vec{F} [563 \text{ N}, 25913 \text{ N}, 1805 \text{ N}].$$

Axiální složka síly \vec{F}_1 v působící v ložisku $|\overline{F_{ax}}| = 1,846 \text{ kN}$. Radiální složka síly \vec{F}_1 byla zjištěna grafickým řešením patrným z obr. 33. Do promítnutého bokorysu vahadla s uvedeným souřadným systémem byly v měřítku zaneseny složky síly $\vec{F}_1 [4018 \text{ N}, 25602 \text{ N}]$ jako F_{1x} a F_{1y} v jejich působišti. Z momentové rovnováhy vyplývá, že součin velikosti vzniklé síly F_1 a její vzdálenosti od středu otáčení se musí rovnat součinu velikosti síly zachycené tlumičem F_{tl} a její vzdálenosti od středu otáčení.

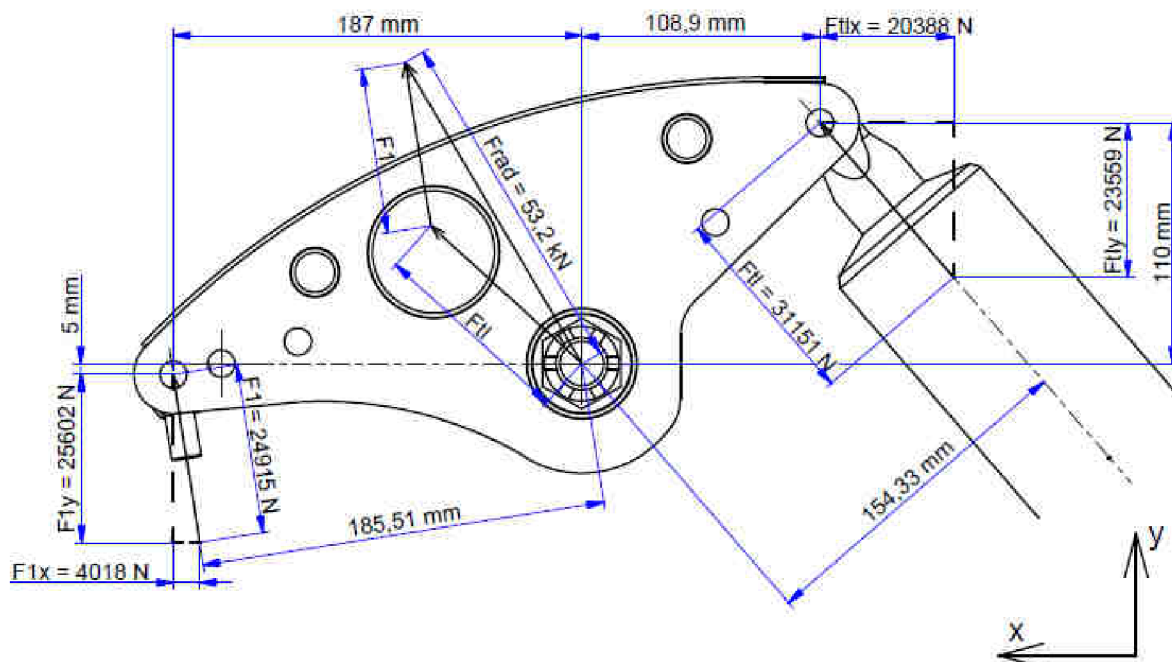
$$|\overline{F_{tl}}| = \frac{|\overline{F}_1| \cdot 185,51 \text{ mm}}{154,33 \text{ mm}} = \frac{24915 \text{ N} \cdot 185,51 \text{ mm}}{154,33 \text{ mm}} = 31151 \text{ N}$$

Graficky byly poté síly F_1 a F_{tl} vyneseny do středu rotace vahadla (vektorový součin graficky), čímž byla zjištěna velikost radiální síly působící na ložiska. Velikost radiální síly je pak:

$$|\overline{F_{rad}}| = 53,2 \text{ kN}.$$

Dále byla pro další potřebu síla F_{tl} graficky vynesena do složek v uvedeném souřadném systému a jednotlivé složky vyčísleny.

$$\vec{F}_{tl} = [20388 \text{ N}, 23559 \text{ N}]$$



Obr. 33 Grafické řešení radiálního zatížení ložiska

5.2 VOLBA ULOŽENÍ VAHADLA

Vahadlo provádí kyvný pohyb v rozsahu úhlu 40° ($\pm 20^\circ$) kolem osy rotace tvořené uložením vahadla. Při změně směru výkyvu dochází k dosažení nulové rychlosti rotace. V závislosti na uvedených skutečnostech bylo nutné vybrat takové uložení, které snese střídavé zatěžování jak v axiálním tak v radiálním směru převážně statického charakteru ve velmi nepříznivých podmínkách provozu (prach, voda).

Cílem je navržením takového uložení, které bude nahrazovat dosavadní uložení v kluzném ložisku. Navrhované vahadlo a jeho uložení nadále nesmí výrazně ovlivnit další komponenty uložení vahadla, tedy základnu vahadla a čep uložení. Úlohou je vybrat z dostupných normalizovaných součástí ložiska tak, aby byla možná jejich montáž do prostoru s předepsanými rozměry. Požadavkem je také snížení třecí ztráty, které se promítají v citlivosti reakce zavěšení na nerovnosti.

Za tímto účelem byla navržena tři možná východiska uložení valivými ložisky a to:

- ložiska kuličková s kosouhlým stykem,
- kuželíková ložiska,
- kombinovaná axiálně-radiální ložiska.

Všechna ložiska splňují předpoklad snížení třecích ztrát. Tření v ložisku s valivými elementy je sice při rozběhu asi dvakrát větší než za jeho chodu, ale i tak je velmi malé ve srovnání s rozběhovým třením v kluzném ložisku. [4]



5.2.1 KULIČKOVÁ LOŽISKA S KOSOÚHLÝM STYKEM

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem patří mezi základní druh běžně vyráběných valivých ložisek. Jsou konstruována tak, aby byla schopna přenášet kombinaci radiálního a zvýšeného axiálního zatížení v jednom směru. Ložiska jsou také dodávána s plechovými těsnícími kroužky nebo s pryžovým těsněním, které lépe chrání ložisko proti vnikání nečistot. [29]

7205 BE-2RZP

Základní dynamická únosnost ložiska, radiální: $C_r = 15300 \text{ N}$.

Základní statická únosnost ložiska, radiální: $C_{0r} = 9000 \text{ N}$.

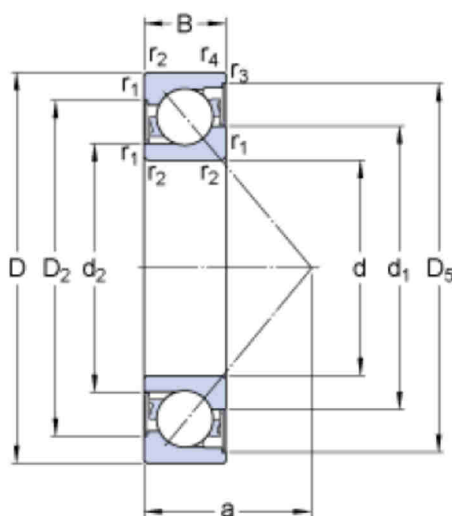
Výrobce: SKF (označení 7205 BE-2RZP), FAG (označení 7205-B-2RS-TVP).

Hmotnost jednoho kusu: 0,13 kg.

Cena za kus: 1300 Kč bez DPH.

Tab. 1 Ložisko s kosoúhlým stykem – rozměry (viz obr. 34) [29]

d	D	B	d ₁	d ₂	D ₂	D ₅	a	r _{1,2}	r _{3,4}
25 mm	52 mm	15 mm	36,1 mm	30,9 mm	42,7 mm	48 mm	24 mm	1 mm	0,6 mm



Obr. 34 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [29]

5.2.2 KUŽELÍKOVÁ LOŽISKA

Kuželíková ložiska patří mezi typy ložisek s čárovým stykem. Skládají se z vnitřního a vnějšího kroužku, valivých elementů (kuželíků), klece. Právě kuželové plochy kroužků a kuželíků umožňují ložisku zachycovat kombinaci radiálního a axiálního zatížení. Díky čárovému styku mohou odolávat vyšším zatížením, než je tomu u kuličkových ložisek. Společnost Timken jako jediná nabízí ve svých produktech jednořadé kuželíkové ložisko typ TSL s těsněním DUO-FACE® Plus. Toto těsnění je nalisováno na velkém nákrůžku vnitřního kroužku. Břit těsnění přiléhá na tvrzený a broušený povrch úzkého čela vnějšího kroužku. [30]



TIMKEN 07100/07196/07000LA

Základní dynamická únosnost ložiska, radiální: $C_r = 29100 \text{ N}$.

Základní statická únosnost ložiska, radiální: $C_{0r} = 29600 \text{ N}$.

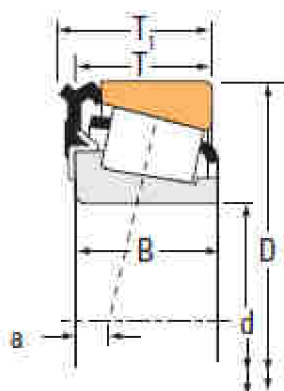
Výrobce: TIMKEN (vnitřní kroužek 07100, vnější kroužek 07196, těsnění 07000LA).

Hmotnost jednoho kusu: 0,11 kg.

Cena za kus: 600 Kč bez DPH (VK Ložiska, s.r.o.).

Tab. 2 Kuželíkové ložisko typ TSL – rozměry (viz obr. 35) [30]

d	D	B	T	T ₁	a
25,400 mm	50,005 mm	14,260mm	14,206 mm	15,400 mm	2,8 mm



Obr. 35 Kuželíkové ložisko typ TSL [30]

5.2.3 KOMBINOVANÉ RADIÁLNÍ JEHLOVÉ, AXIÁLNÍ KULIČKOVÉ LOŽISKO

Kombinované ložisko se skládá z radiálního jehlového ložiska kombinovaného s kuličkovým ložiskem schopným zachycovat axiální zatížení v jednom směru. Kombinace dává za vznik ložisku schopnému zachycovat velká radiální i axiální zatížení v minimálním zástavbovém prostoru.

Ložisko série NKX se skládá z vnějšího ocelového kroužku jehlového ložiska, který současně obsahuje i drážku pro axiální kuličkové ložisko. Jednotlivé jehlové i kuličkové elementy jsou vloženy v klecích. Axiální ložisko je dále tvořeno vnějším kroužkem s oběžnou drážkou pro ložisko a je krytováno ocelovým plechovým štítem, který zajišťuje bezporuchový provoz i v nepříznivém provozním prostředí. Krytování ložiska dává vzniknout nerozebíratelné sestavě kombinující kuličkové a jehlové ložisko. [29]

NKX 25 Z

Základní dynamická únosnost ložiska, radiální: $C_r = 19 \text{ kN}$.

Základní statická únosnost ložiska, radiální: $C_{0r} = 32,5 \text{ kN}$.

Základní dynamická únosnost ložiska, axiální: $C_a = 19,5 \text{ kN}$.

Základní statická únosnost ložiska, axiální: $C_{0a} = 40,5 \text{ kN}$.

Výrobce: SKF (označení NKX 25 Z), INA (označení NKX 25-Z-XL).

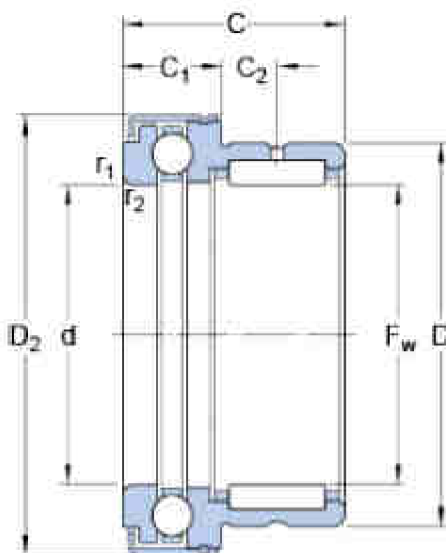


Hmotnost jednoho kusu: 0,132 kg.

Cena za kus: 860 Kč bez DPH (Industrial CZ, spol. s r.o., Arkov, spol. s r.o.).

Tab. 3 Kombinované axiálně-radiální ložisko – rozměry (viz obr. 36) [29]

d	D	D ₂	C	C ₁	C ₂	F _w	r _{1,2}
25 mm	37 mm	43,2 mm	30 mm	11 mm	9,5 mm	25 mm	0,6 mm



Obr. 36 Kombinované axiálně-radiální ložisko [29]

Z uvedených typů a konkrétních modelů ložisek bylo po vzájemné dohodě s firmou Marat engineering s.r.o., zastoupenou vedoucím diplomové práce, vybrána varianta uložení s využitím kombinovaného jehlového s axiálního kuličkového ložiska. Pro každé vahadlo zavěšení bude využito dvou ložisek, které budou plnit principiálně stejnou funkci jako je tomu u kluzných ložisek na obrázku obr. 26.

Důvodem výběru kombinovaného ložiska je jeho vysoká statická únosnost, která při kombinaci dvou ložisek v uložení výrazně přesahuje špičkové zatížení uložení vypočítané v kap. 5.1. Ložiska budou vnějšími kroužky jehlového ložiska vsazena do otvorů ve vahadle. Jehlové ložisko bude přímo v kontaktu s čepem uložení vahadla. Axiální vůle a zamezení posuvu uložení bude zajištěno kontaktem základny vahadla s vnějšími kroužky axiálního krytovaného ložiska. Jako náplň ložiska je doporučeno použití plastického maziva a to z těchto důvodů:

- nízké frekvence otáčení,
- ochrana proti vnikání nečistot,
- jednoduché utěsnění ložisek,
- dlouhodobý provoz ložisek bez údržby.

Pořizovací náklady kombinovaného ložiska nepřesahují náklady na výrobu současně používaných kluzných ložisek. Předpokládá se také výrazné snížení třecích ztrát.



5.3 MATERIÁL VAHADLA

Pro výrobu vahadla je daným požadavkem užití předepsaného materiálu. Materiál byl zadán vedoucím práce a určen konkrétní dodavatel. Dodavatelem byla určena společnost Alcom Alval s.r.o. Z nabídky byl určen materiál tvářené (válcované) desky hliníkové slitiny s označením EN AW-7075 ve stavu materiálu T651 (po rozpouštěcím žíhání a plném umělém stárnutí). Tyto hliníkové desky se používají ve strojírenství např. pro výrobu forem, přípravků, částí strojů v automobilovém a leteckém průmyslu. Bližší specifikace v příloze 2. [31]

Tab. 4 Fyzikální a mechanické vlastnosti válcovaných desek [31]

Materiál EN AW – 7075 T651	Fyzikální vlastnosti
Hustota	2850 kg·m ⁻³
Modul elasticity (také modul pružnosti, Youngův modul)	72000 MPa
Poissonův koeficient (Poissonův součinitel) μ [-]	0,33
Mez pevnosti v tahu R_m (tloušťka plechu 25 mm až 50 mm)	530 MPa
Smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ (tloušťka plechu 25 mm až 50 mm)	460 MPa
Mez pevnosti v tahu R_m (tloušťka plechu 50 mm až 60 mm)	525 MPa
Smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ (tloušťka plechu 50 mm až 60 mm)	440 MPa

DALŠÍ UŽITÉ MATERIÁLY

Jako referenční materiál ocelových dílů použitých v modelech a následné pevnostní analýze byl vybrán materiál vhodný pro vysoce namáhané strojní díly ocel 42CrMo4+QT (1.7225 dle ČSN EN 10027-2). Odpovídá podle ČSN oceli 15142.7 (ve stavu tepelného zpracování zušlechťeno na střední pevnost obvyklou u dané oceli). Tento materiál patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování s vysokou pevností a dostatečnou houževnatostí.

Tab. 5 Fyzikální a mechanické vlastnosti válcovaných tyčí [25]

Materiál 42CrMo4+QT	Fyzikální vlastnosti
Hustota	7850 kg·m ⁻³
Modul pružnosti E	210000 MPa
Poissonův součinitel μ [-]	0,3
Mez pevnosti v tahu R_m (průměr tyče polotovaru 16 mm až 40 mm)	1000 MPa
Mez kluzu R_e (průměr tyče polotovaru 16 mm až 40 mm)	750 MPa

SOUČINITEL TŘENÍ

Mezi materiály v kontaktu vzniká při vzájemném pohybu tření, jehož velikost významně závisí na součiniteli tření. Hodnoty součinitelů tření jsou nutné pro definici kontaktů Deformačně napěťové analýzy zatíženého vahadla a navazujících prvků na vahadlo.

Tab. 6 Součinitele tření pro kombinace materiálových povrchů [24]

Materiály kontaktu	Koeficient tření [-]	Typ tření
ocel – ocel	0,78	statické, suchý povrch
ocel – ocel	0,10	statické, mastný povrch
hliník – ocel	0,60	statické, suchý povrch
hliník – hliník	1,00	statické, suchý povrch

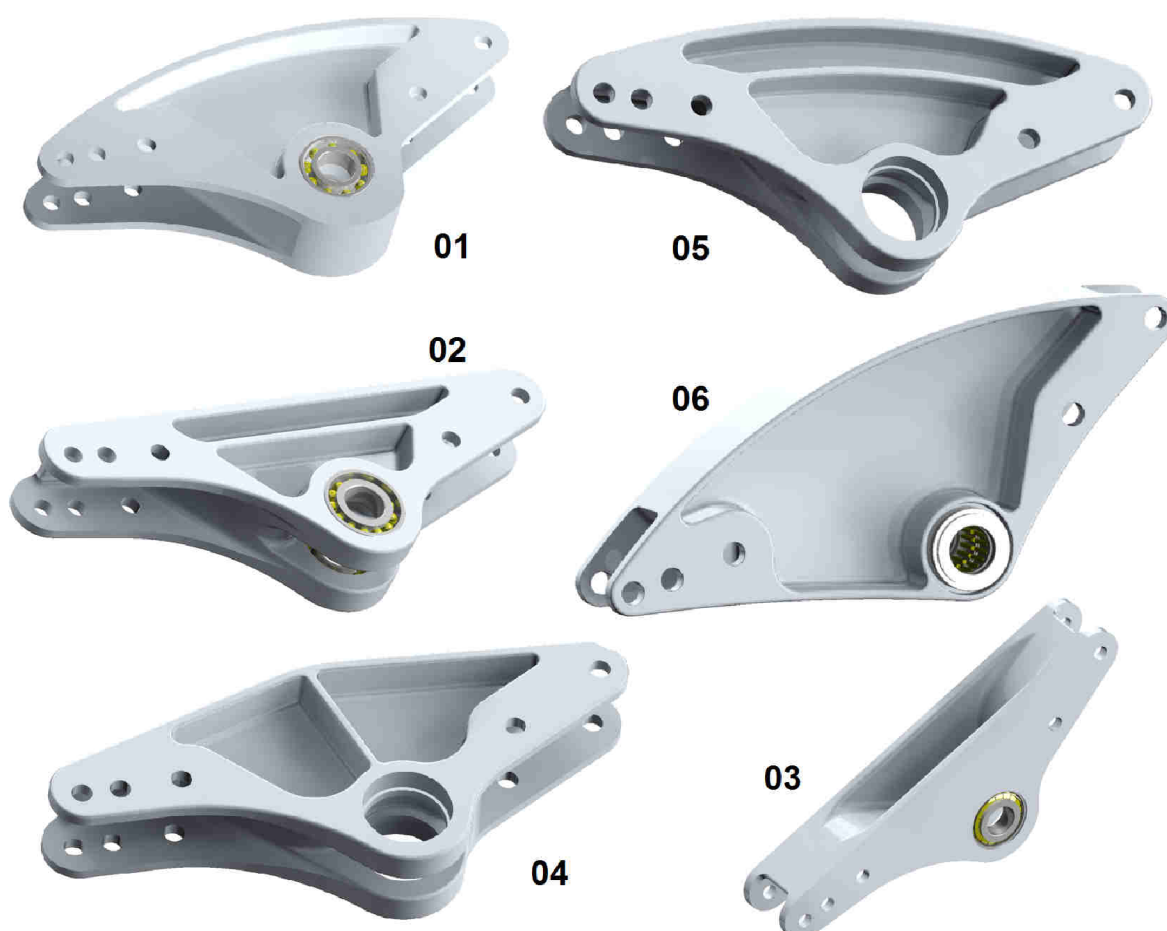


5.4 VOLBA TVARU VAHADLA

V kap. 1.3 jsou popsány případy vyráběných vahadel. Tvary vahadel se různí zejména v závislosti na uzlech propojení vahadla s navazujícími prvky a na směru sil, které zachycuje a přenáší. Avšak ani vahadla, která jsou zatěžována obdobně, jako vahadlo současného řešení, nevykazují jednotný tvar.

Navrhované vahadlo musí nahrazovat vahadlo současného řešení. To znamená zachování všech funkčních prvků vahadla a to tři díry pro variabilní uložení tlačné tyče a dvě díry pro uložení tlumiče a tyče stabilizátoru. Podmínky jeho zatěžování jsou přesně určeny a naměřeny. Vahadlo je výrazně zatěžováno v rovině kolmé k ose díry pro ložiska uložení. Menší měrou je vahadlo zatíženo axiální složkou naměřené síly. Axiální složka vzniká v důsledku vyosení tlačné tyče vůči rovině vahadla.

Na obr. 37 jsou první návrhy základního tvaru vahadla. Vahadlo s označením 01 konturou přesně odpovídá svařovanému plechovému vahadlu současného řešení. Je osazeno kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem stejně jako vahadlo 02. Vahadlo 03 je osazeno kuželíkovým ložiskem. Vahadla označená jako 04, 05, 06 vyobrazují různé variace tvaru přepony vahadla. Vahadlo 06 je osazeno kombinovaným axiálně-radiálním ložiskem, které bylo zvoleno jako jediné vhodné pro naměřená špičková zatížení a podmínky provozu.



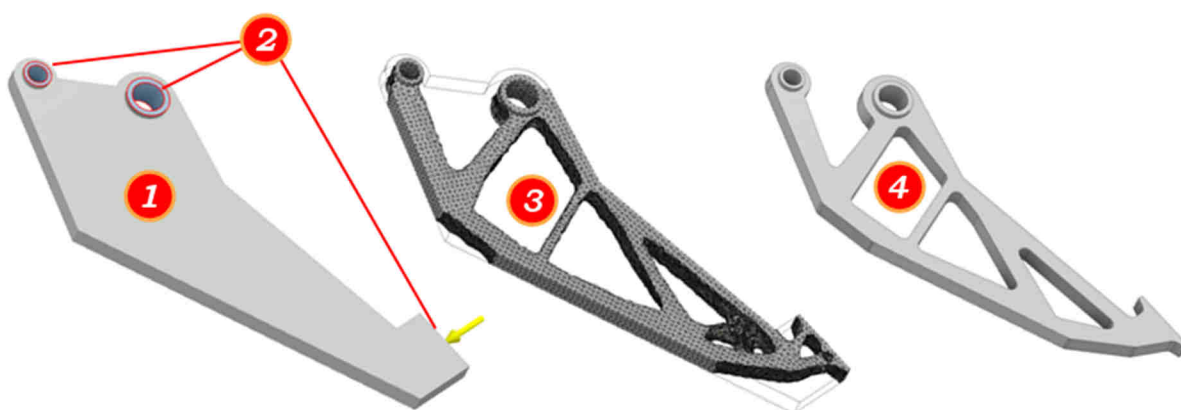
Obr. 37 Návrhy tvaru vahadla



Jelikož by bylo velmi časově náročné u všech navržených tvarů vahadel důkladně prověřit a optimalizovat jejich tvar, byl volen základní výchozí tvar pomocí softwarové optimalizace v programu Autodesk Inventor 2016 R2. Topologická optimalizace využívá řešiče Nastran (*NaSa STRuctural ANalysis*), nástroje pro strukturální analýzu založené na metodě konečných prvků. [23]

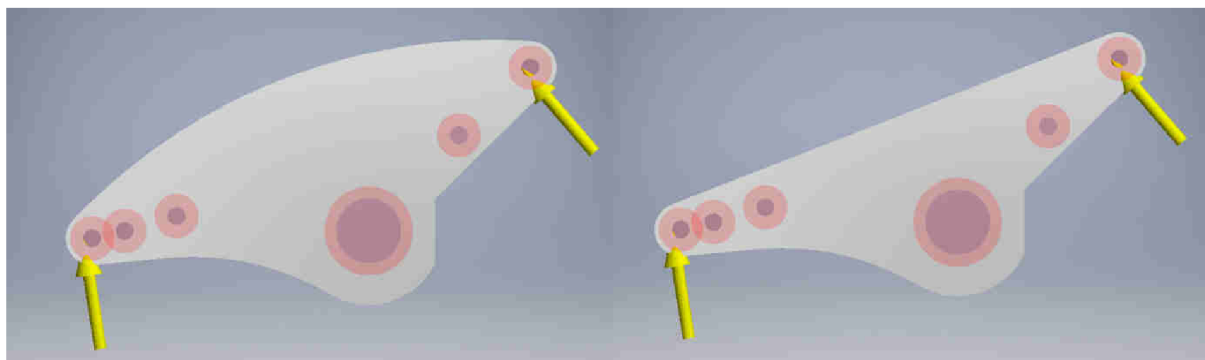
Integrovaná funkce generátor tvarů nabízí konstruktérům pomocný nástroj, jak se při navrhování strojních součástí přiblížit nejvýhodnějšímu tvaru z hlediska efektivity využití materiálu. Princip funkce je patrný z obr. 38. Postup při využití funkce je následovný:

- vytvoření objemového modelu obsahujícího funkční plochy a prvky (1),
- v prostředí generátoru přiřadit součásti žádaný materiál,
- použití vhodných okrajových podmínek pro zamezení nežádoucímu pohybu součásti,
- zatížení součásti silou, tlakem, ložiskovým zatížením, momentem či gravitací,
- definování zachovávaných oblastí (2),
- nastavení generátoru tvarů, jemnosti sítě, cílová hmotnost aj.,
- spuštění generátoru tvarů (3),
- úprava součásti (4), pevnostní kontrola optimalizovaného tvaru.



Obr. 38 Autodesk Inventor 2016 R2 - Generátor tvarů [23]

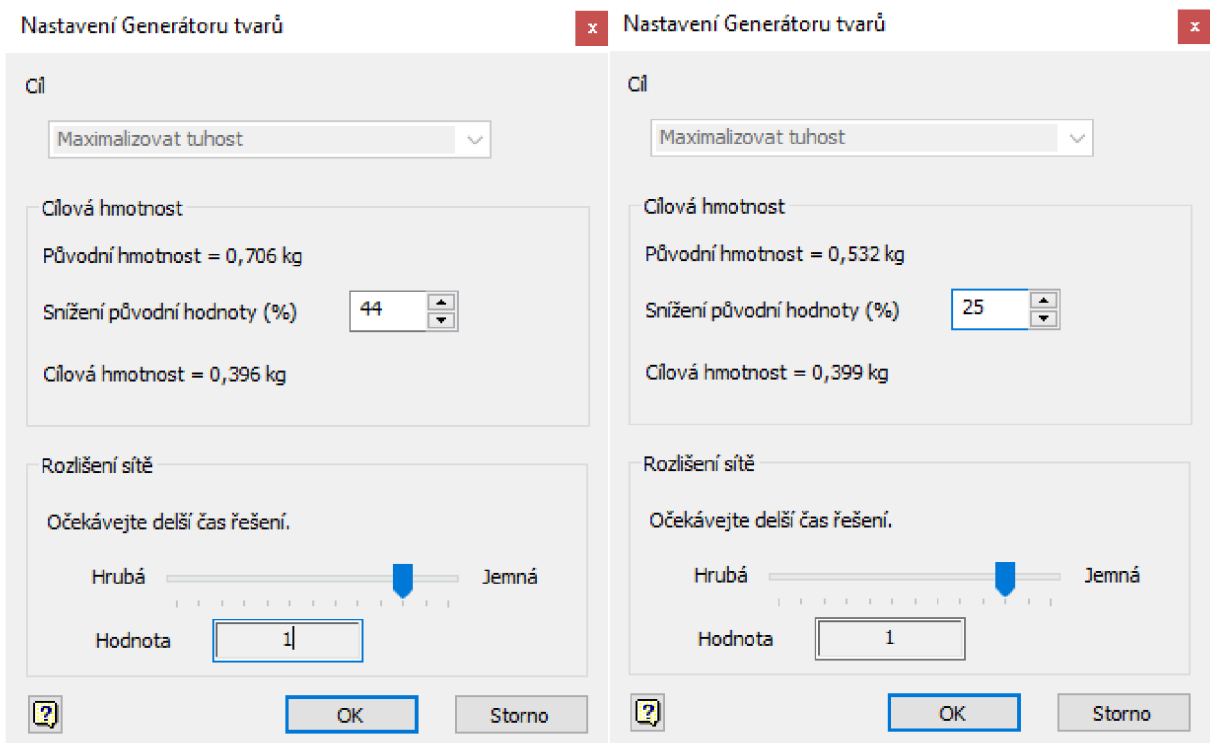
Cílem využití generátoru tvarů bylo nalezení vhodného vnějšího tvaru vahadla. Ze základního tvaru vahadla 01 na obr. 37 byly vytvořeny dva plechové díly o šířce 8 milimetrů se zachovanými funkčními prvky. Jeden plechový profil byl se zachovanou zaoblenou přeponou a přepona druhého profilu byla upravena z oblého tvaru na rovnou přeponu.



Obr. 39 Výchozí tvary generátoru tvarů - vahadlo s oblou přeponou, s rovnou přeponou

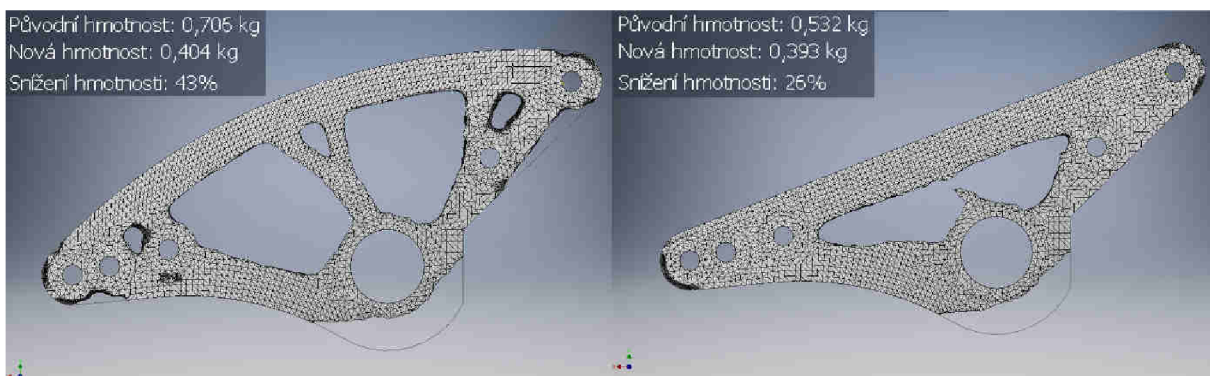


Na obr. 39 jsou zobrazeny symboly zatěžujících sil žlutou barvou. Tyto síly byly definovány jako zatížení ložiskem na válcové plochy děr. Velikost sil odpovídá špičkovému zatížení vahadla analyticky vypočtenému v kap. 5.1. Červenou barvou jsou zobrazeny definované zachovávané oblasti válcového tvaru, s kterými generátor tvaru nepracuje, a zůstanou nezměněny. Jako vazby byly použity vazby svorky, aplikované na válcové plochy v dírách pro ložisko. Touto vazbou byly odebrány axiální, radiální i tangenciální posuvy válcové plochy. Tangenciální fixace byla použita proto, aby bylo možné zatížit vahadlo silami od tlačné tyče a od tlumiče. Pokud by se tyto síly v důsledku malých nepřesností a chyb vzájemně nevyrušily v místě otočného středu, nemohl by být proveden výpočet z důvodu nedostatečných okrajových podmínek. Toto nastavení bylo totožné pro oba zkoumané profily vahadla.



Obr. 40 Nastavení generátoru tvarů - vahadlo s oblou přeponou, s rovnou přeponou

Po zavedení vazebních podmínek, zatížení a zachovávaných oblastí byl spuštěn proces generování tvaru s nastavenými požadavky přibližně stejné cílové hmotnosti. Detail nastavovaných parametrů je zobrazen na obr. 40, výsledky procesu na obr. 41.



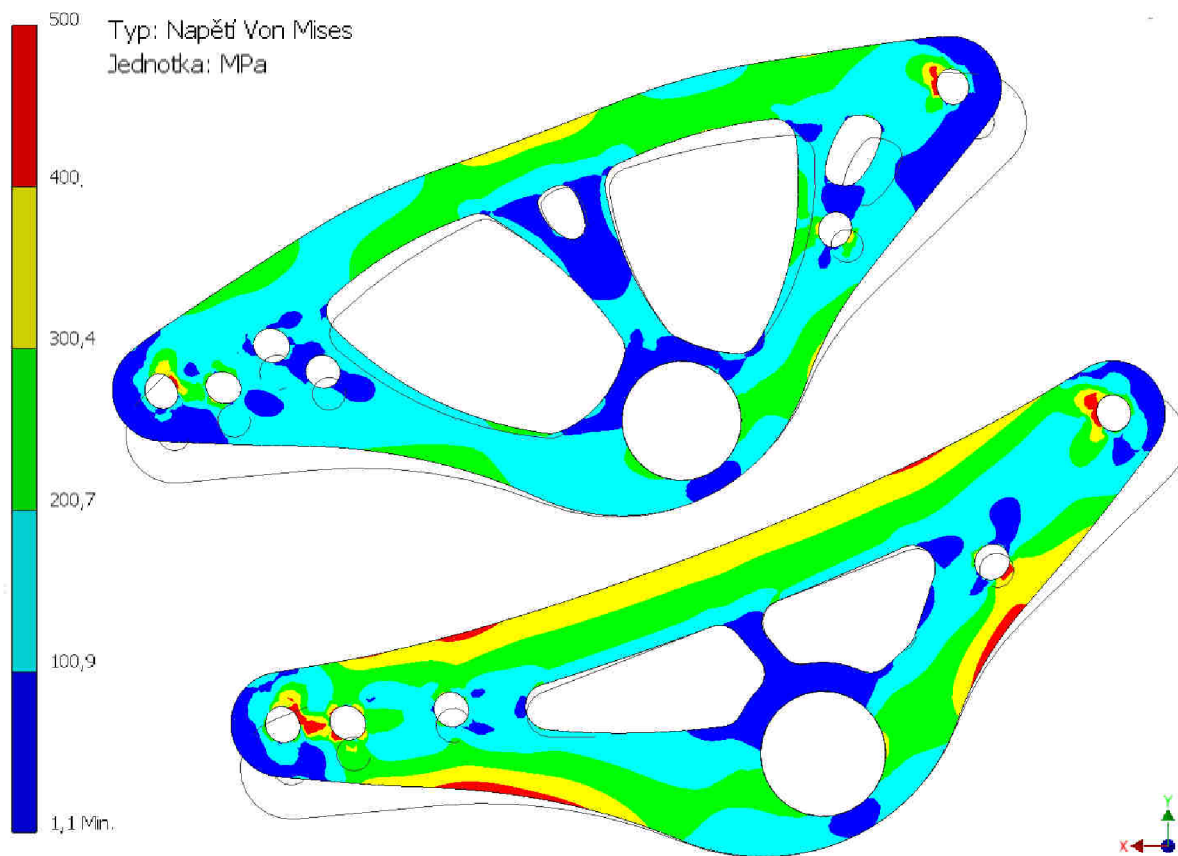
Obr. 41 Výsledky výpočtu generátoru tvarů



Generované tvary byly následně zobrazeny v prostředí modelování součástí. Úprava výchozích tvarů spočívala v odebrání těch částí, které byly naznačeny generátorem tvarů tak, aby bylo dosaženo stejné hmotnosti jak u vahadla s oblou přeponou, tak u vahadla s rovnou přeponou. Úprava spodní linie v okolí díry pro ložisko byla u obou profilů totožná, aby bylo možné je následně přímo porovnávat. V těle vahadel bylo již přistoupeno k úpravě individuálně, dle generátoru tvarů. Po úpravách byla vahadla opět podrobena simulaci zátěžného stavu statickou pevnostní analýzou. Opět v prostředí Inventor. Zatížení a zavazbení bylo provedeno totožně jako při generování tvarů.

Výsledky pevnostní analýzy na obr. 42 vykreslují průběh redukovaných napětí. Panel barev pro různé hodnoty napětí v levé části obrázku platí pro obě vahadla ve stejném měřítku. Z výsledků je patrné velmi vysoké napětí v oblasti působení zatěžovacích sil. Vzhledem k idealizaci zatěžujících podmínek ovšem nejsou směrodatné. V těle vahadel naopak očekáváme již reálný průběh hodnot napětí a při porovnání se na první pohled jeví vahadlo s oblou přeponou jako výhodnější tvar. Z průběhu napětí je patrné efektivnější využití objemu materiálu, než je tomu u vahadla s rovnou přeponou. U vahadla s rovnou přeponou se napětí na několika místech viditelně koncentruje a hodnoty přerůstají až do červené oblasti redukovaných napětí.

Podnět k tomuto zkoumání nebyl zcela náhodný. Inspirací se stalo jiné průmyslové odvětví, konkrétně stavitelství mostů. Při výstavbě mostních konstrukcí se využívá obloukových tlačných konstrukcí, jejichž tvar je výhodný z hlediska statického. Nejvýhodnějším tvarem oblouku je tvar paraboly, ale používají se také tvary kružnice či elipsy. Snahou je eliminovat ohybové momenty tak, aby byly jednotlivé průřezy namáhány téměř výhradně tlakem (zejména u betonových konstrukcí). [26]



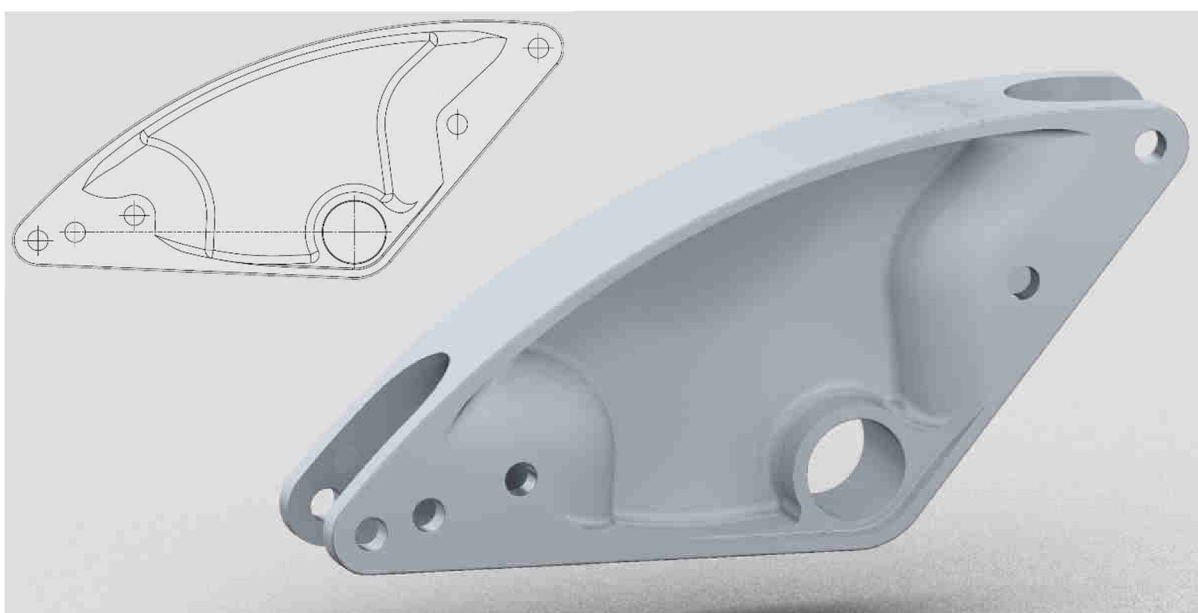
Obr. 42 Výsledky pevnostní analýzy optimalizovaných tvarů



6 PRVNÍ VÝVOJOVÁ VERZE VAHADLA

6.1 VERZE S PŮVODNÍMI ŠROUBY M12

První vývojová verze vahadla vychází z návrhového tvaru 06 na obr. 37. Oproti prvotním návrhům bylo ale výrazně upraveno, jak je vidět na obr. 43. Vahadlo je symetrické vůči nárysné rovině. Hlavní úpravou jsou vybrání rozvidlení elipsovitého tvaru. To proto, aby byl zajištěn co nejplynulejší přechod materiálu do nosného těla vahadla, které připomíná tvarem písmeno I. Kontura vahadla je tvořena oblou přeponou. Rovná plocha na vahadle vzniklá mezi dírou pro ložisko a rozvidlením pro uložení tlačné tyče je určena k nalepení tenkého pásu pryže. Tento pás pryže bude sloužit jako ochrana vahadla proti poškození pryžovým dorazem, který bude součástí sestavy základny vahadla. Rozvidlení na straně tlumiče a tyče stabilizátoru je plynule napojeno až k díře pro ložisko. V případě použití stabilizátoru je takto vzniklý prostor nutný pro výkyv stabilizátorové tyče ve vahadle.



Obr. 43 První vývojová verze

VLASTNOSTI MODELU

Hmotnost vahadla: 1,28 kg

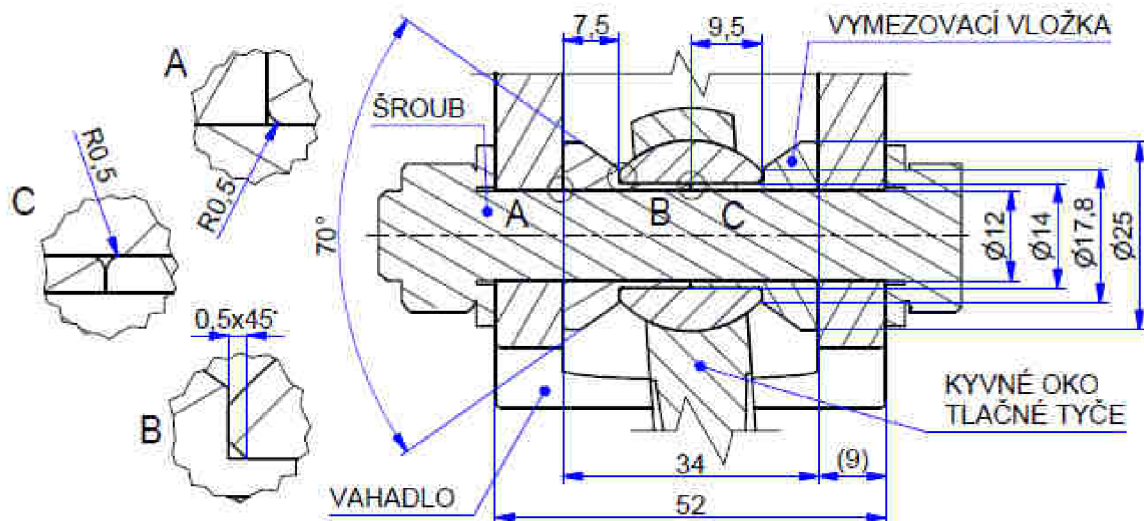
Moment setrvačnosti (vůči ose díry pro ložisko, bez ložisek): 15 421,813 kg·mm²

Hmotnost vahadla je oproti vahadlu svařovanému z ocelových plechů (2,99 kg – hmotnost bez kluzných ložisek, bez svarů, bez pryžového dorazu, hodnota z modelu sestavy) nižší přibližně o 57%. Tohoto výsledku mohlo být dosaženo díky válcovanému materiálu lehkých hliníkových slitin, který si i při své nízké hustotě zachovává vysokou pevnost.

Moment setrvačnosti vahadla je nižší přibližně o 44% vůči svařovanému vahadlu (27 733,042 kg·mm² – moment setrvačnosti vůči ose náboje pro ložiska, bez kluzných ložisek, bez svarů, bez pryžového dorazu, hodnota z modelu sestavy). Porovnání momentů setrvačnosti vůči ose rotace vahadla je uváděn, protože hmota vahadla soustředěná v těžišti vahadla rotující kolem osy rotace se promítá do setrvačných hmot zavěšení.



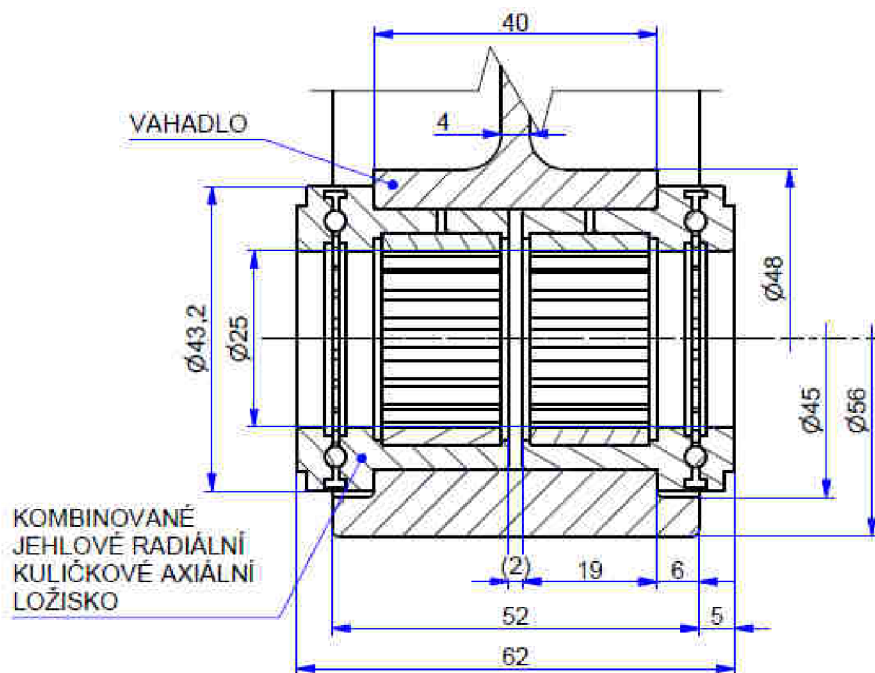
ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE, TLUMIČE VE VAHADLE



Obr. 44 První vývojová verze - řez uložením tlačné tyče s původními šrouby [mm]

Uložení tlačné tyče i tlumiče ve vahadle je navrženo s původními šrouby, které jsou na obr. 44 zjednodušeny včetně podložek tak, jak byly následně použity při pevnostní analýze sestavy s vahadlem. Šrouby jsou v přímém kontaktu s vahadlem. Pozici kyvného oka tlačné tyče v rozvidlení vahadla zajišťují vymezovací vložky. Stejně tak je vymezena i pozice kyvného oka tlumiče, včetně šroubů. Rozměry vymezovacích vložek nepřesahují rozměry původních vložek stávajícího řešení. Výroba je možná úpravou stávajících.

ULOŽENÍ VAHADLA



Obr. 45 První vývojová verze - řez uložením vahadla [mm]

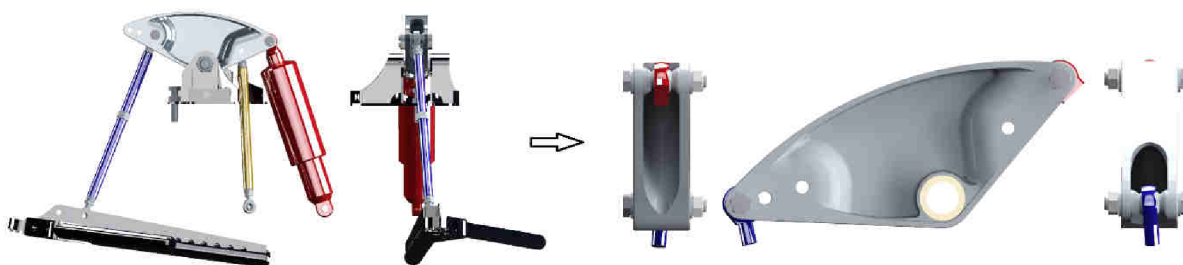
Uložení vahadla je navrženo tak, jak je patrné z obr. 45 s uvedenými základními rozměry. Rozměr 62 mm přímo odpovídá šířce základy pro vahadlo.



6.2 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VERZE S PŮVODNÍMI ŠROUBY M12

6.2.1 PŘÍPRAVA MODELU

Model sestavy vahadla se zjednodušenými navazujícími prvky byl nejprve zjednodušen v prostředí parametrického modeláře PTC Creo Parametric. Zjednodušení spočívá v odstranění nadbytečných součástí, v zjednodušení konce tlačné tyče, konce tlumiče, šroubů a ložiska tak, aby byly co nejlépe zachovány reálné podmínky zatížení vahadla. Dalším podstatným zjednodušením bylo odstranění vůlí v kontaktech mezi jednotlivými součástmi. Toto zjednodušení může mít za následek odklon od reálných podmínek, ovšem pro statickou deformačně napjatostní analýzu bylo toto zjednodušení považováno za přípustné. Velkou výhodou kontaktů bez vůlí pak byl rychlý a bezproblémový výpočet bez potíží s konvergencí výpočtu. Takto zjednodušený model byl následně exportován ve formátu STP (stepdata) a načten ve výpočtovém programu Ansys Workbench.



Obr. 46 Příprava modelu pevnostní analýzy

6.2.2 PŘÍŘAZENÍ MATERIÁLŮ

Zjednodušený model byl načítán do předpřipraveného projektu statické strukturální analýzy, který byl vytvořen jako výchozí pro všechny verze navržených sestav s vahadly. Projekt obsahoval zejména nadefinované materiály z kap. 5.3. Prvním krokem po načtení modelu sestavy bylo přiřazení odpovídajících materiálů součástem sestavy. Přiřazované materiály jednotlivým součástem jsou uvedeny v následující kap. 6.2.4. Všechny součásti sestavy (materiály) byly modelovány jako homogenní lineárně pružný izotropní materiál. Materiály jsou tedy určeny dvěma parametry, modulem pružnosti E a Poissonovým součinitelem μ .

6.2.3 DEFINOVÁNÍ KONTAKTŮ

Program Workbench automaticky detekuje a vytváří kontakty jednotlivých blízkých součástí sestavy podle výchozího nastavení. Toto výchozí nastavení bylo upraveno pro potřeby správného vytváření kontaktních ploch změnou hodnoty tolerance pro automatickou detekci kontaktu na hodnotu 0,1 mm.

Po automatickém vytvoření kontaktů byly jednotlivé kontakty předefinovány z výchozího typu *bonded* (pevně spojeno) na typ kontaktu se třením *frictional*. Další a poslední úpravou jednotlivých kontaktů bylo nastavení hodnot třecích součinitelů mezi jednotlivými povrchy dle hodnot uvedených v kap. 5.3 v závislosti na kontaktních materiálech. Pozn.: Jedinými kontakty definovanými jako kontakt ocel – ocel, statické tření, mastný povrch byly kontakty zjednodušených konců tlačné tyče a tlumiče s vnější plochou koule kyvného oka.



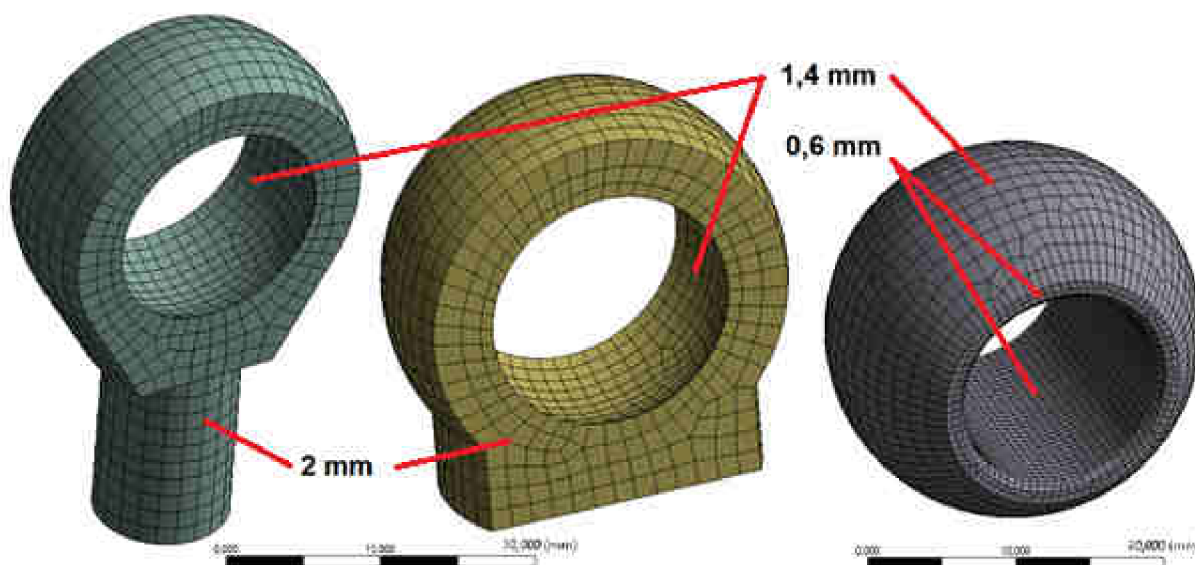
6.2.4 DISKRETIZACE MODELU

Významnou částí tvorby výpočtového modelu je definice kvalitní konečnoprvkové sítě pro jednotlivé součásti sestavy. Počet prvků a uzlů sítě totiž přímo ovlivňuje přesnost výsledků, diskretizační chybu.

Cílem při diskretizaci modelu bylo dosažení co nejjemnější a nejpravidelnější objemové sítě, která bude co nejděle kopírovat hrany a plochy součástí, ale za podmínky přijatelného času výpočtu. Čas výpočtu řešiče je množstvím uzlů a prvků sítě výrazně ovlivněn. Stejně tak je ovlivněn také použitou výpočtovou stanicí (hardwarem). Sít je možné vytvářet plně automaticky nebo je možné blíže specifikovat požadované vlastnosti. Zejména v místech, kde je očekáváno vyšší koncentrace napětí je vhodné sít zjemnit, aby byla zajištěna důvěryhodnost výsledků. Toho je možné docílit globálním nastavením sítě, definováním velikosti prvku vybraných entit (objemů, ploch, hran) aj.

Při tvorbě sítě bylo u všech součástí všech modifikací sestav s vahadlem nadefinováno vytváření sítě metodou *Hex Dominant* – objem síťovaný pomocí šestistěnnů. Vytvoření této sítě programem bylo sice časově náročnější, ale výsledný menší počet prvků sítě se následně projevil kratším výpočtovým časem. Globální nastavení sítě bylo nadále přizpůsobeno vůči výchozímu nastavení přepsáním hodnoty *Relevance* na 100%, *Relevance Center* zvoleno *Fine*, *Smoothing* zvoleno *High*, *Transition* zvoleno *Slow* a *Span Angle Center* zvoleno *Medium*. Těmito funkcemi byla ovlivněna hustota výskytu uzlů generované výpočetní sítě a zejména automatické řízení jemnější sítě v závislosti na diskretizované oblasti (zaoblení, tvarové přechody aj.). Pro ještě jemnější sít byla každá součást individuálně upravena řízeným rozměrem prvků tvořících sít.

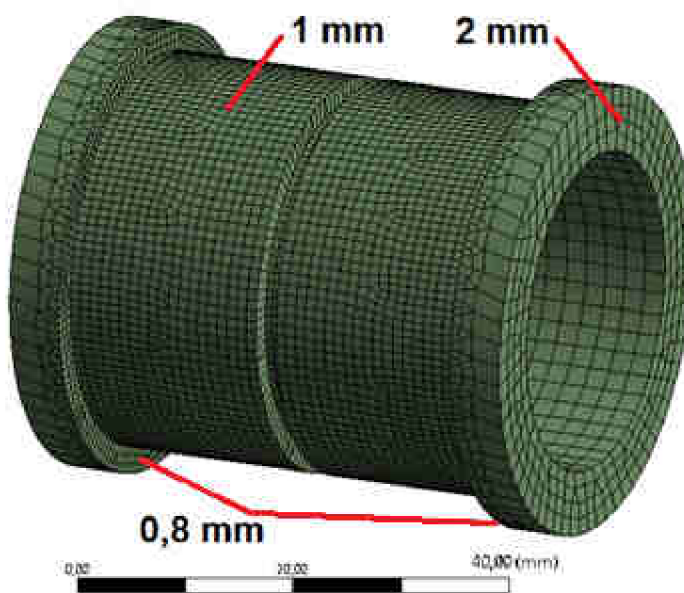
U zjednodušené náhrady tlačné tyče (14 387 uzlů, 3 732 prvků) a konce tlumiče (10 781 uzlů, 2742 prvků) byla nastavena velikost prvku příkazem *Body Sizing* na 2 mm. Příkazem *Face Sizing* byly nastaveny kontaktní plochy tlačné tyče a konce tlumiče na 1,4 mm. *Body Sizing* koule kyvného oka (56 440 uzlů, 15 909 prvků) nastaven na 1,4 mm, *Face Sizing* kontaktu s vymezovacími vložkami a se šrouby na 0,6 mm. Přiřazeným materiálem pro tyto součásti byla ocel (viz kap. 5.3). Tato nastavení a výsledná sít jsou názorná na obr. 47.



Obr. 47 Pohled sítě tlačné tyče, tlumiče, koule kyvného oka

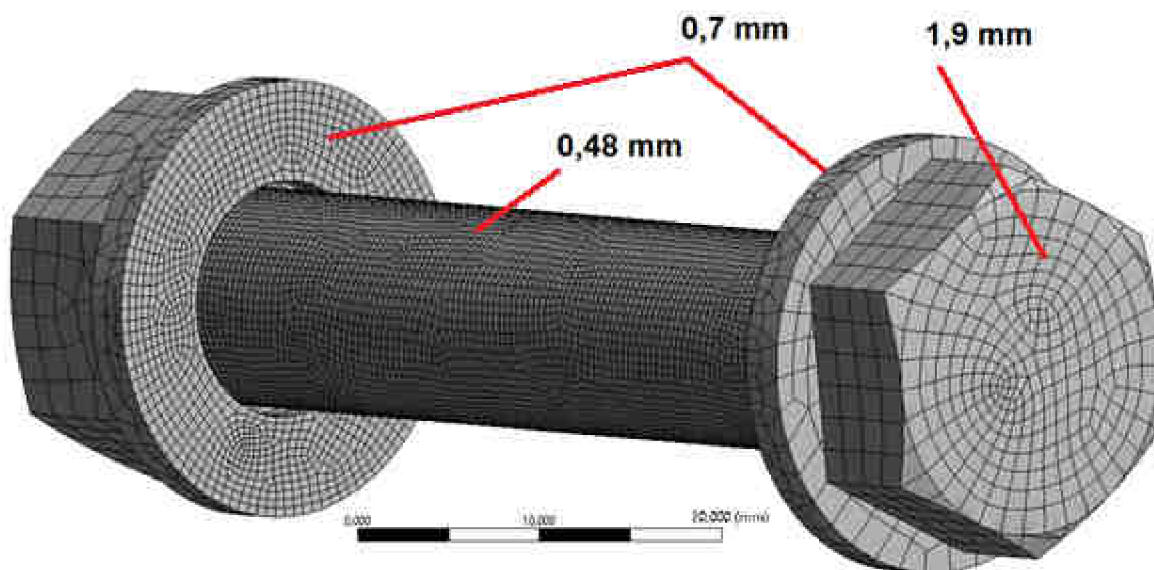


Maximální velikost prvků tvořících objem náhrady ložisek na obr. 48 byla nastavena na 2 mm. Kontaktní plochy náhrady ložisek byly nastaveny na 1 mm v radiálním směru a na 0,8 mm v axiálním směru. Tyto plochy jsou ve styku s vahadlem. Jako materiál byla přiřazena ocel (viz kap. 5.3). Výsledná síť náhrady ložisek je tvořena 81 965 uzly a 24 358 prvky.



Obr. 48 Pohled sítě náhrady ložisek

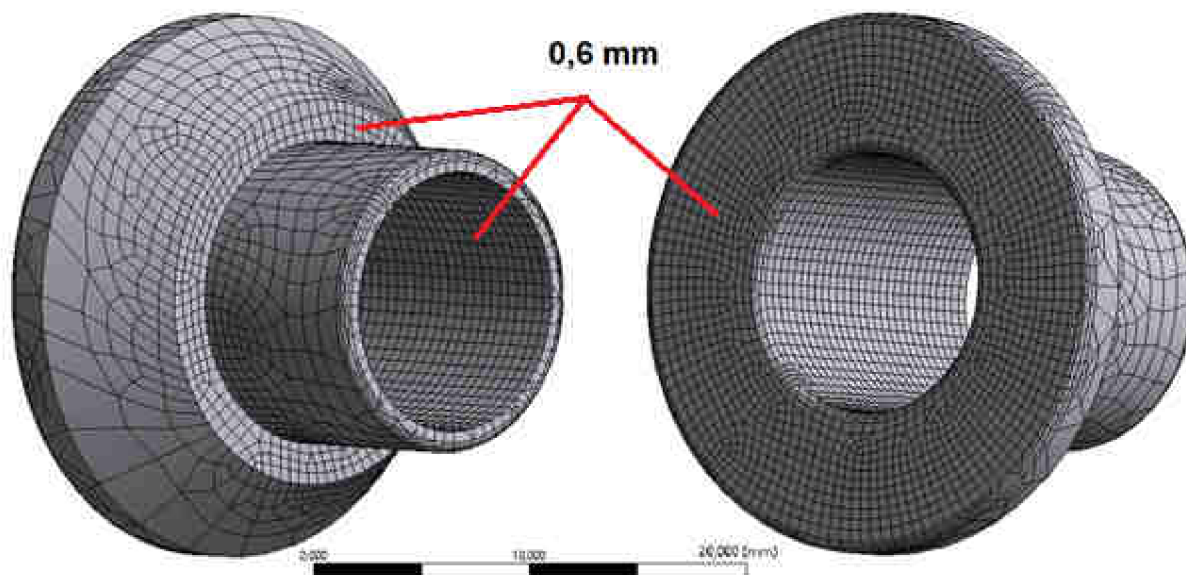
Maximální velikost prvků tvořících objem zjednodušeného modelu šroubu s podložkami na obr. 49 byla nastavena na 2 mm. Válcové plochy šroubů, které tvoří kontakt s vymezovacími vložkami a dírami vahadla, byly nastaveny příkazem *Face Sizing* na hodnotu 0,48 mm. *Face Sizing* 0,7 mm byl nastaven u ploch podložek šroubu, které jsou v přímém kontaktu s vnějšími stranami vahadla. Materiál šroubu ocel (viz kap. 5.3). Výsledná síť šroubu je tvořena 503 219 uzly a 149 628 prvky.



Obr. 49 Pohled sítě zjednodušeného modelu šroubu M12 s podložkami

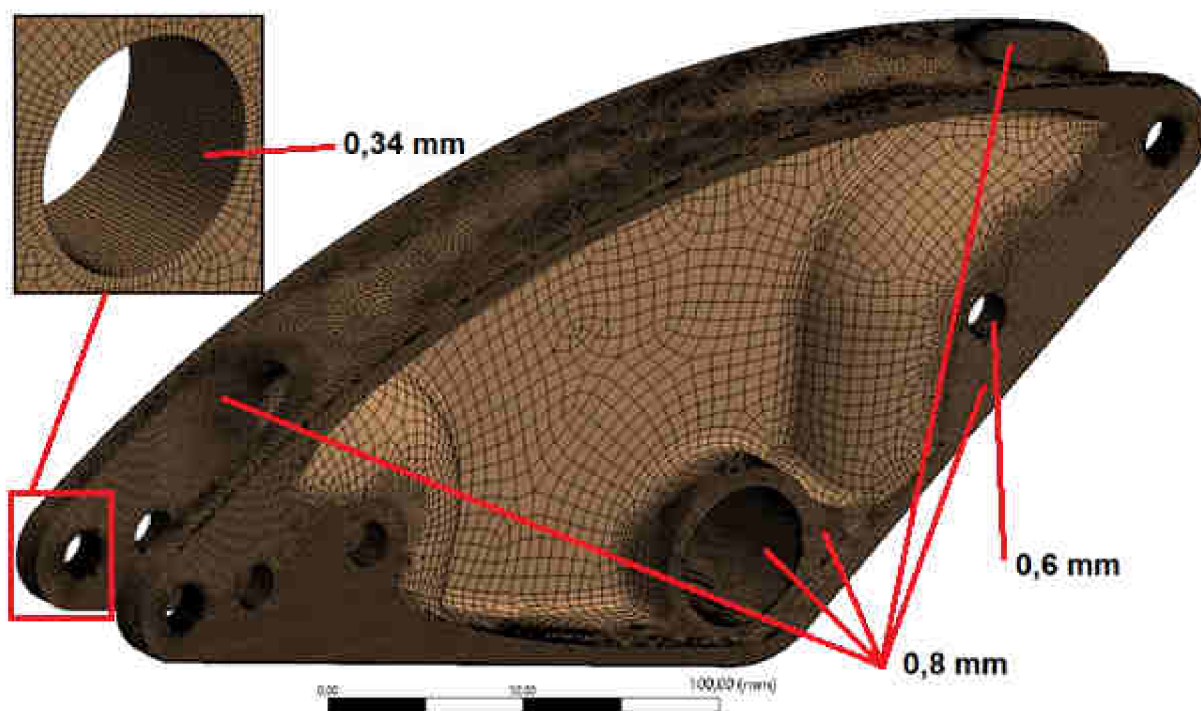


Vymezovacím vložkám (74 127 uzlů, 23 045 prvků) na obr. 50 byl přiřazen materiál hliníkové slitiny (viz kap. 5.3). Síť byla upravena příkazem *Face Sizing* na 0,6 mm pro válcové plochy (v kontaktu se šroubem), pro plochy kontaktu s vahadlem a pro čelní plochu kontaktu s koulí kyvného oka.



Obr. 50 Pohled sítě vymezovacích vložek pro šroub M12

Vahadlu byl přiřazen materiál hliníkové slitiny (viz kap 5.3). Síť o 2 326 161 uzlech a 676 115 prvcích na obr. 51 byla zjemněna v kontaktních plochách se šroubem příkazem *Face Sizing* na 0,34 mm, v dalších dírách na 0,6 mm. Vnější plochy vahadla, plochy kontaktu s ložisky a zaoblené vnitřní plochy rozvidlení byly upraveny příkazem *Face Sizing* na 0,8 mm.



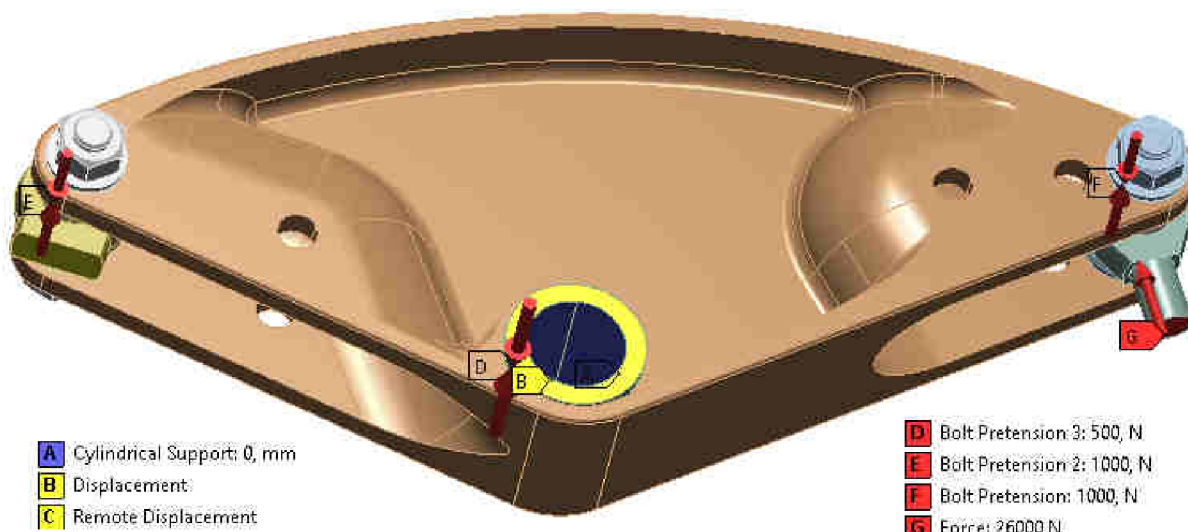
Obr. 51 Pohled sítě první vývojové verze vahadla



6.2.5 OKRAJOVÉ PODMÍNKY, ZATÍŽENÍ

Okrajové podmínky, které je nutné zavést pro výpočet, byly zadávány pouze na nevyhodnocované prvky sestavy. To znamená, že na šrouby, vymezovací vložky ani vahadlo nejsou aplikovány žádné idealizované okrajové podmínky z nabídky *Supports*, kterými by mohl být výsledek napjatosti v tělese zkreslen.

Na obr. 52 jsou zakresleny všechny aplikované okrajové podmínky. Na válcovou plochu náhrady ložisek byla aplikována vazba *Cylindrical Support*. Touto vazbou byla zafixována pozice válcové plochy v radiálním směru příkazem *Fixed*. Pozice náhrady ložisek v axiálním směru byla vymezena vazbou *Displacement* nastavením nulového posuvu plochy v ose náhrady ložisek. Poslední možný volný pohyb sestavy, kterým je rotace kolem osy náhrady ložisek, byl omezen aplikací vazby *Remote Displacement* na plochu řezu náhrady tlumiče. Modely sestavy s vahadlem byly vždy ukládány a následně načteny i s vlastním souřadným systémem vahadla. Vůči tomuto souřadnému systému byla v modelu sestavy zjištěna poloha spodního oka tlumiče. Tento bod byl následně využit při definici vzdálené fixace posuvu náhrady tlumiče. Silové zatížení bylo aplikováno co nejbližší místu měření síly (na plochu řezu zjednodušeného konce tlačné tyče). Zatížení odpovídá špičkové naměřené síle 25,98 N při 407,26 mm (viz graf 2) a sestava vahadla byla z parametrického modeláře ukládána vždy v poloze naměřené délky tlumiče pro odpovídající zatížení. Utažení šroubů bylo nadefinováno předpětím 1000 N příkazem *Bolt Pretension*. Předpětí utaženého čepu (šroubu) ložisek bylo definováno aplikací příkazu *Bolt Pretension* na 500 N.



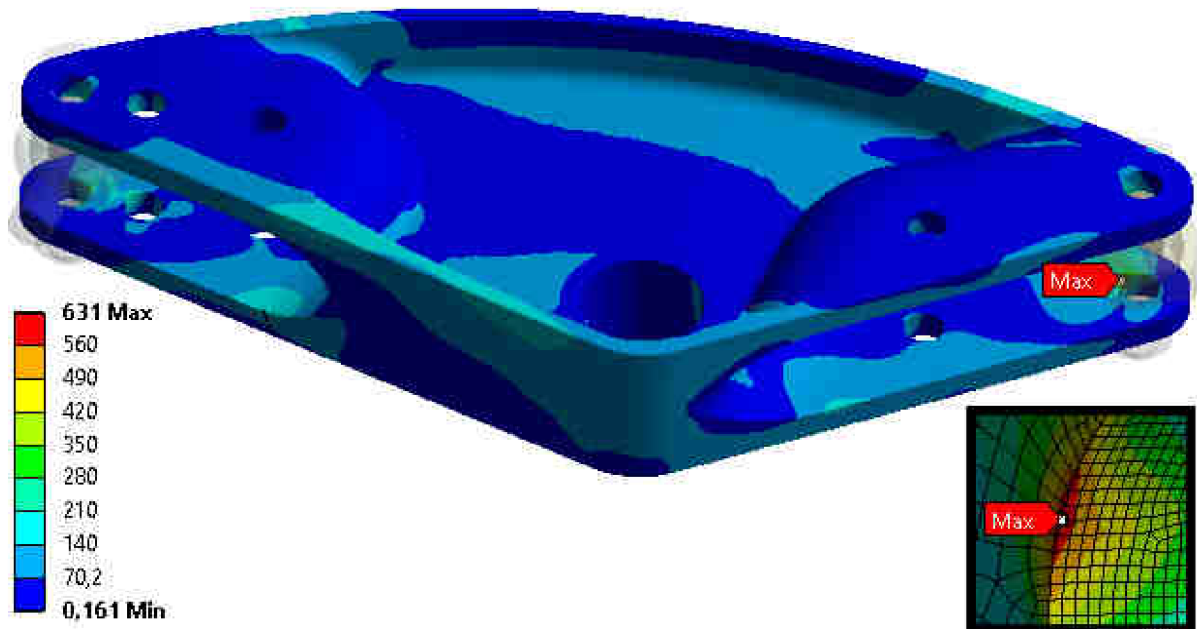
Obr. 52 Definice okrajových podmínek a zatížení

6.2.6 VÝSLEDKY

Okrajové podmínky a zatížení jsou aplikovány na model sestavy s vahadlem, který je v poloze fiktivního nejvyššího namáhání vahadla (uložení tlačné tyče ve vnější díře, zatížení maximální naměřenou silou). Jednotlivé součásti vstupují do výpočtu s lineárními materiálovými vlastnostmi. Předpokladem je tedy napjatost v tělesech nepřesahující hodnoty meze pevnosti materiálu. Pro posuzování napjatosti výrazně přesahující mez pružnosti, či překročení meze pevnosti by musel být materiál definován s nelineárními materiálovými vlastnostmi.



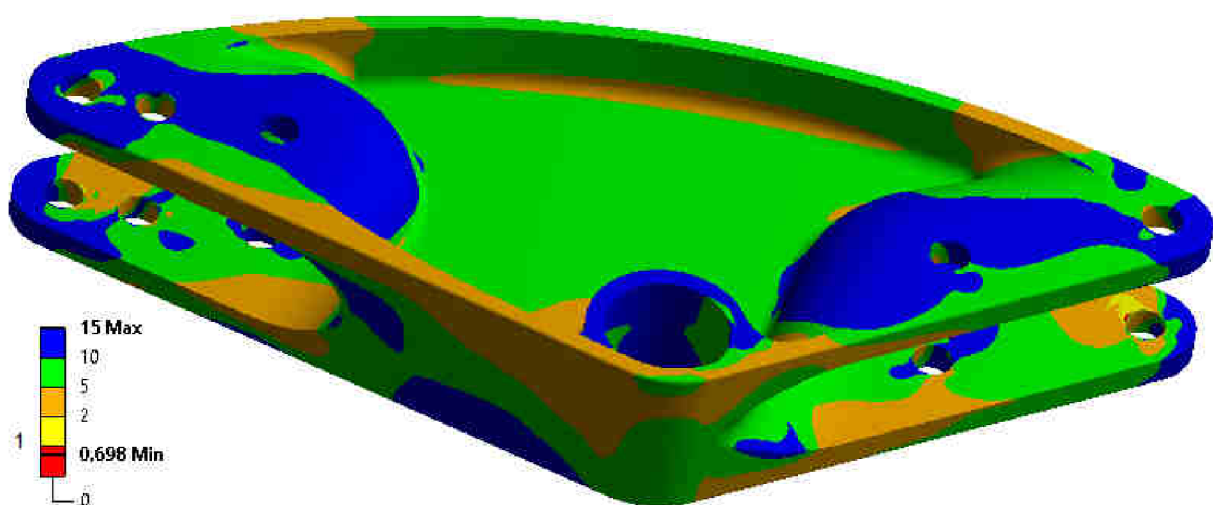
Výsledné napjatosti, jak na obr. 53, tak dále v této diplomové práci jsou vždy vykreslovány v hodnotách ekvivalentního napětí dle von Misesovy podmínky. Díky tomu je možné posuzovat třiosou napjatost v tělese prezentovanou redukováným napětím (ekvivalentním) vůči dovolenému napětí určenému jednoosým namáháním při tahové zkoušce (mez kluzu).



Obr. 53 První vývojová verze se šrouby M12 – ekvivalentní napětí [MPa]

Koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti na obr. 54 i dále v této diplomové práci je vždy určen jako podíl dovoleného napětí ($R_{p0,2}$ resp. R_e) hodnotou redukováného napětí (ekvivalentní napětí von Mises).

V celém objemu vahadla je koeficient bezpečnosti vyšší než 2. Ovšem v místě uložení šroubu tlumiče (kratší rameno síly od tlumiče, vyšší zatížení v důsledku vyšší síly) se vyskytuje v hraně díry vahadla napětí výrazně překračující dovolené hodnoty.

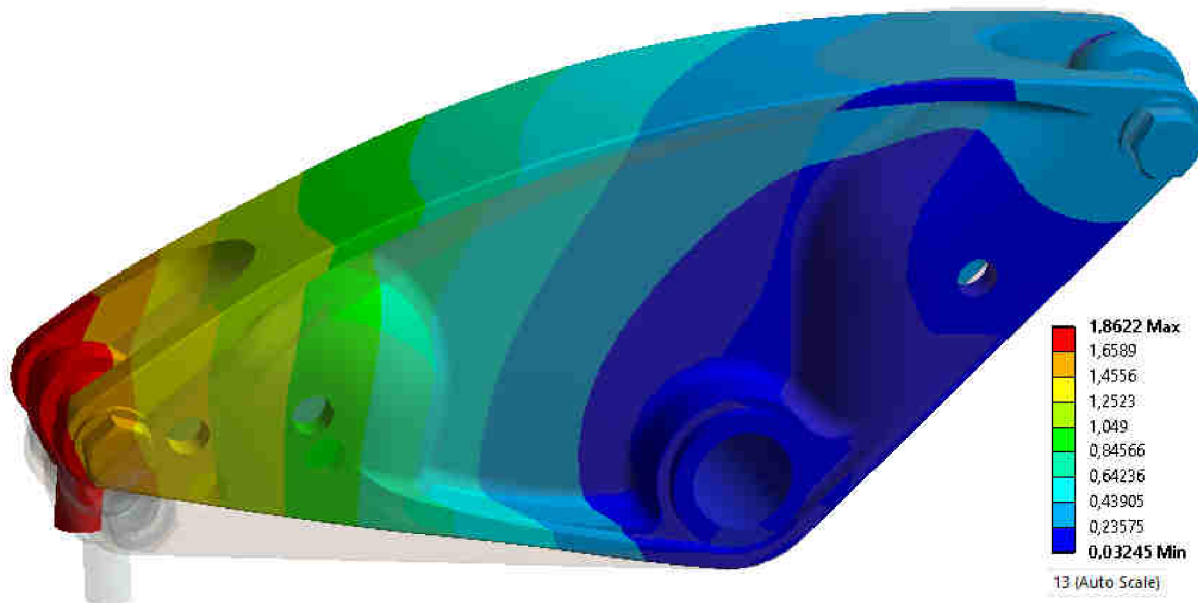


Obr. 54 První vývojová verze se šrouby M12 – koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti



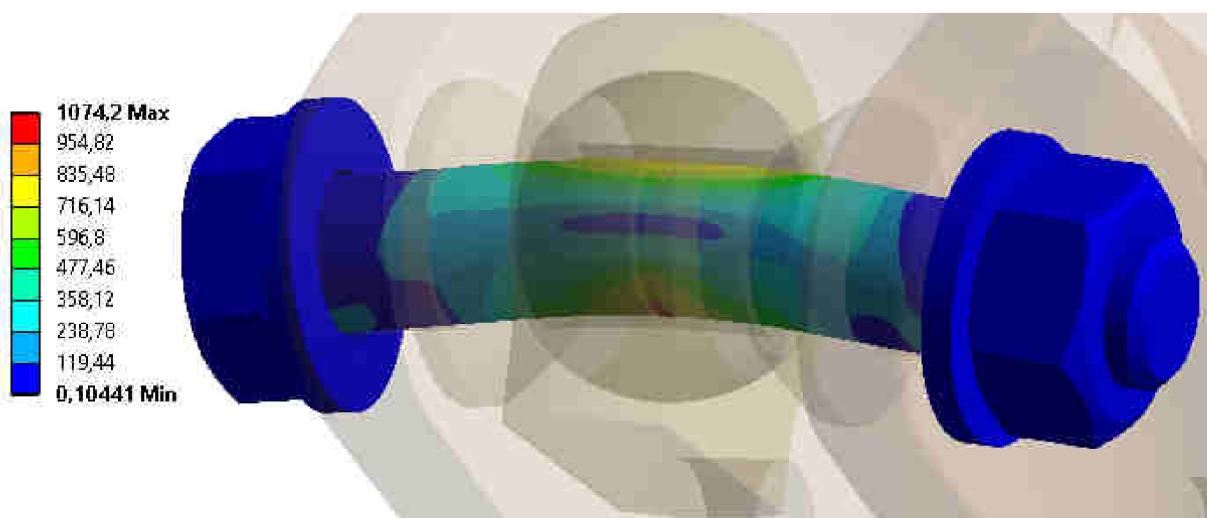
Hodnoty napětí v hraně díry vahadla nelze považovat za směrodatné a přikládat jim vážnost. Nicméně průběh napětí v těchto místech se zvýšeným napětím byl předpokládán a přetěžování v hraně, na kterou doléhá deformující se šroub, je očekáváno také při reálném provozu.

Celkový posun středu kyvného oka na obr. 55 je přibližně 1,7 mm. Tato hodnota je s ohledem na žádanou tuhost vahadla při velmi vysokém zatížení přijatelná.



Obr. 55 První vývojová verze se šrouby M12 – deformace sestavy [mm] (13x zvětšeno)

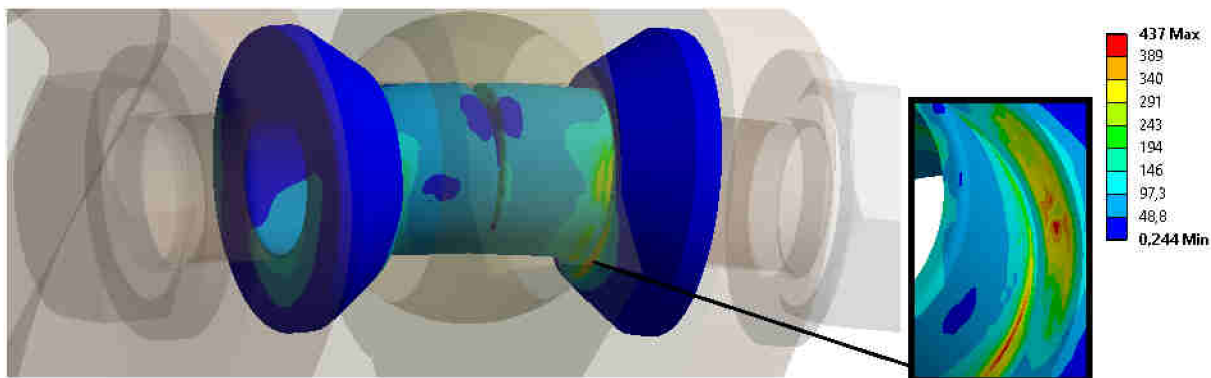
Na obr. 56 je vyobrazen šroub uložení tlumiče ve vahadle. Na tomto šroubu se vyskytlo maximální napětí 1074 MPa. Toto napětí je již téměř na hranici (1080 MPa) jmenovité meze kluzu šroubu pevnostní třídy 12.9. Maximální hodnota napětí se vyskytla v místě styku tří součástí bez jakékoli vůle, čímž mohou být výsledky zkresleny. S těmito šrouby bylo provozováno již svařované vahadlo, jehož vnitřní rozteč uložení činí 42 mm (výrazně více než 34 mm první vývojové verze). Předpokládá se vhodnost použití těchto stávajících šroubů.



Obr. 56 První vývojová verze se šrouby M12 – ekvivalentní napětí šroubu [MPa]



Na obr. 57 je vykresleno napětí ve vymešovacích vložkách uložení tlumiče ve vahadle. Maximální hodnoty napětí se objevují v kontaktní ploše vymešovací vložky s koulí kyvného oka. Jelikož bylo s těmito vložkami provozováno již svařované vahadlo a nevyskytlo se viditelné neúměrné poškození, jsou považovány hodnoty napětí s maximem 437 MPa za únosné vzhledem k použitému materiálu hliníkové slitiny.



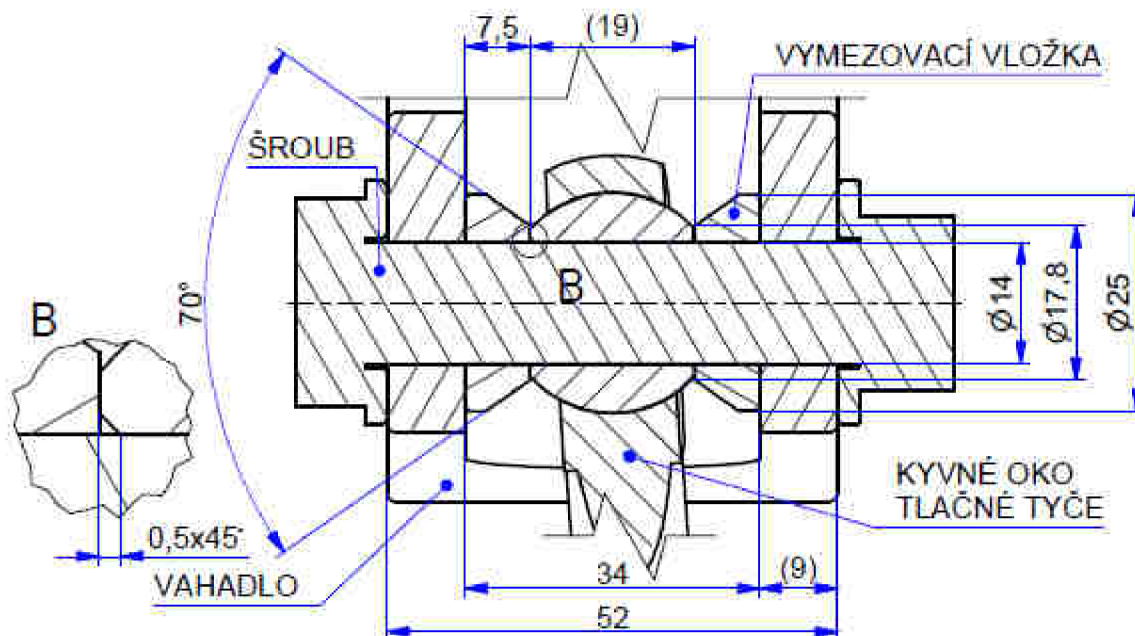
Obr. 57 První vývojová verze se šrouby M12 – ekvivalentní napětí vymešovacích vložek [MPa]



6.3 VERZE SE ŠROUBY M14

Z důvodu vysokého napětí v kontaktu šroubu M12 s vahadlem bylo navrženo uložení šroubem M14. Toto uložení je možné pouhou úpravou vymešovacích vložek a děr ve vahadle. Kulový kloub zůstává nezměněn.

ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE, TLUMIČE VE VAHADLE



Obr. 58 První vývojová verze - řez uložením tlačné tyče se šrouby M14 [mm]

Uložení tlačné tyče i tlumiče ve vahadle na obr. 58 je navrženo se šrouby M14. Oproti uložení se šrouby M12 je očekáván pokles napětí (tlaku) v místech kontaktu šroubů a vahadla. Šrouby jsou opět zjednodušeny jako jeden celek i s podložkami. Šroub je v přímém kontaktu s kyvným okem. Pozice kyvného oka je vymezena vymešovacími vložkami, jejichž výroba je možná úpravou původních vložek stávajícího řešení zkrácením a odstraněním tvaru vymešovacích polohu rozdílných průměrů původního šroubu M12 a kyvného oka. Uložení tlumiče je provedeno totožně jako uložení tlačné tyče. Uložení vahadla zůstává nezměněno v kombinovaném kuličkovém axiálním, jehlovém radiálním ložisku.

6.4 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VERZE SE ŠROUBY M14

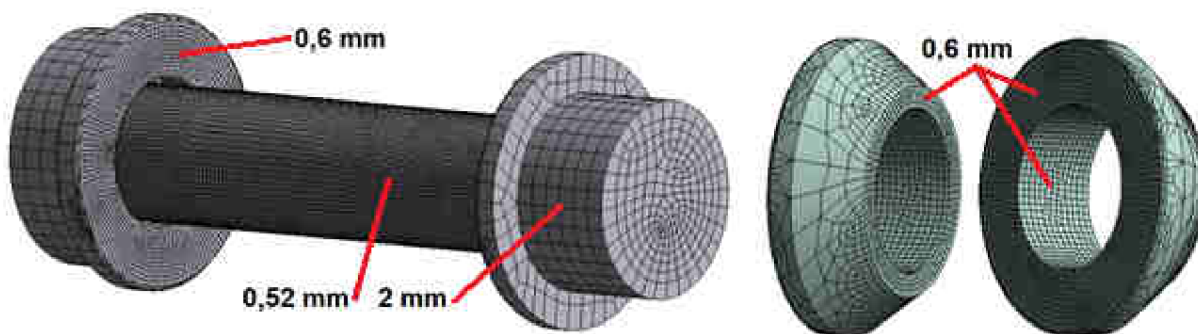
6.4.1 PŘÍPRAVA MODELU, VÝPOČTU

Principy přípravy modelu, přiřazení materiálů, definice kontaktů, diskretizace modelu i definice okrajových podmínek a zatížení proběhla obdobně jako u verze se šrouby M12 (viz kap. 6.2).

Nastavované rozměry sítě zůstaly nezměněny. Pouze u šroubů (507 812 uzlů, 152 223 prvků) a vahadla byly aplikovány na geometrie s odlišným průměrem a lehce změněny rozměry příkazů rozměrů sítě. V případě šroubu válcová plocha s větším průměrem upravena příkazem *Face Sizing* na 0,52 mm. Čelní plochy kontaktu s vahadlem upraveny příkazem *Face Sizing* na 0,6 mm. Řízená velikost prvku příkazem *Body Sizing* byla nastavena na 2 mm. V případě vahadla zůstaly předepsané rozměry sítě nezměněny, pouze aplikovány na větší průměry děr pro šrouby.



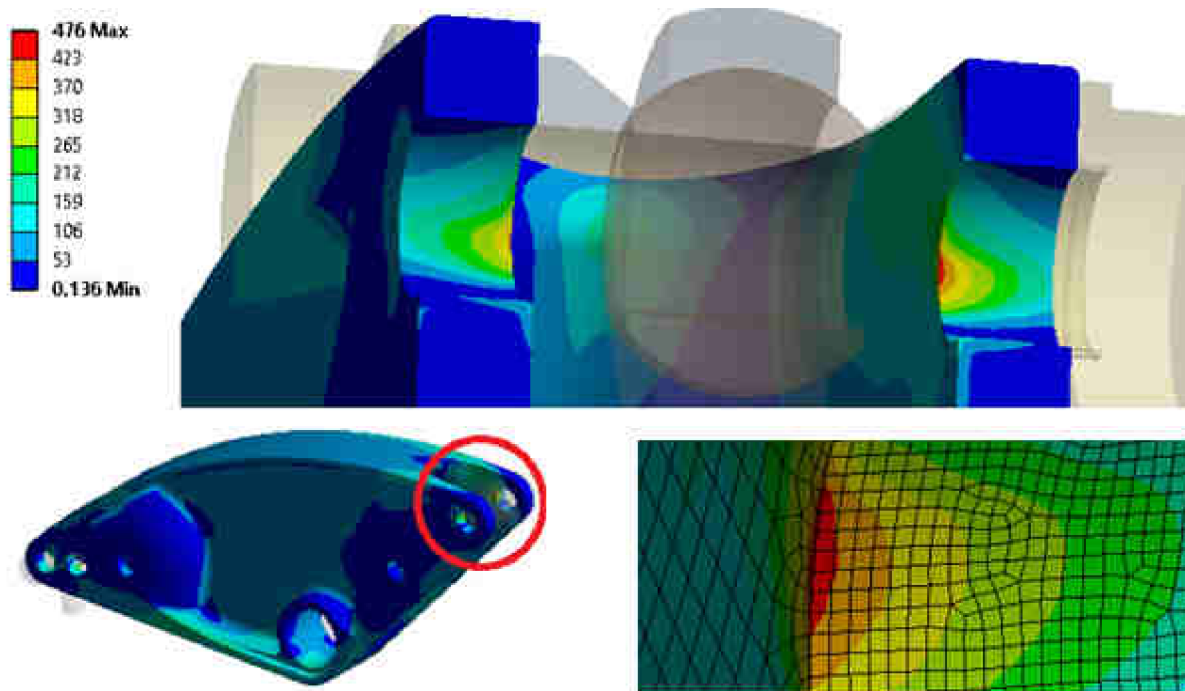
Vymezovací vložky (48 345 uzlů, 15 166 prvků) byly tvarem výrazně změněny. Všechny jejich plochy, které jsou součástí kontaktu s navazujícími prvky, byly upraveny příkazem *Face Sizing* na 0,6 mm. Hlavní změny sítě jsou patrné na obr. 59.



Obr. 59 Pohled sítě šroubu M14 a upravených vymezovacích vložek

6.4.2 VÝSLEDKY

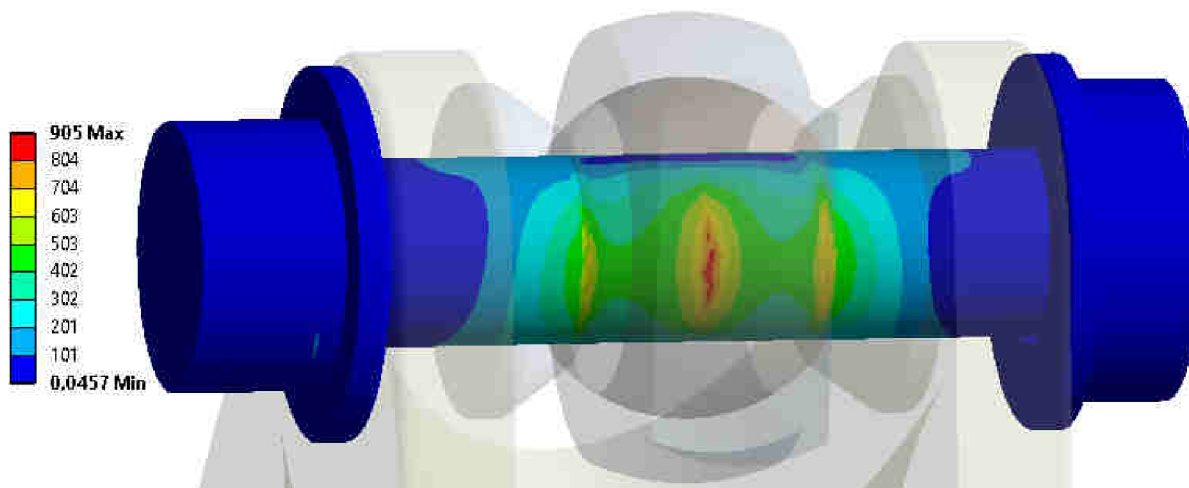
Jak je vidět na obr. 60, změna uložení se promítla do výsledků vypočteného napětí v pozitivním smyslu. Hodnoty ekvivalentního napětí v těle vahadla zůstaly bez znatelných změn v porovnání s vahadlem se šrouby M12. Koeficient bezpečnosti v těle vahadla je vyšší než hodnota 2. Výrazné zlepšení nastalo díky většímu průměru šroubu v oblasti kontaktu šroubu a děr vahadla. Nejvyšších hodnot dosahuje napětí v hraně jedné z děr na straně uložení tlumiče ve vahadle. Toto napětí ovšem opět přesahuje dovolené hodnoty napětí 440 MPa (mez kluzu hliníkové slitiny). Deformace vahadla se liší jen s nepodstatnými rozdíly vůči vahadlu se šrouby M12.



Obr. 60 První vývojová verze se šrouby M14 – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]

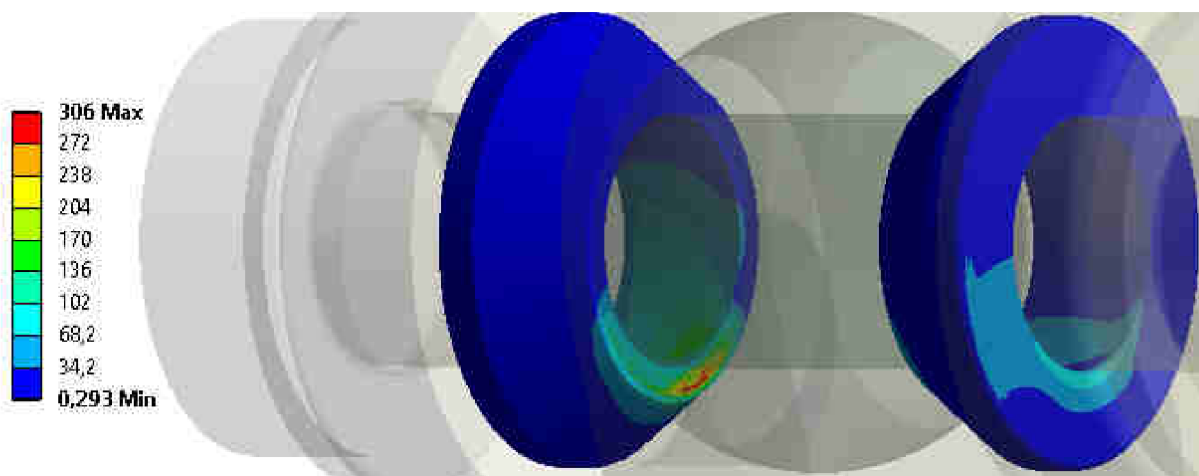


Pokles napětí byl zaznamenán také v případě zvětšeného průměru šroubu na obr. 61. Maximální vypočtené ekvivalentní napětí činí 905 MPa. Pokud by měl být šroub vyráběn, materiálové vlastnosti referenční chrom–molybdenové oceli uvedené v kap. 5.3 nedostačují vypočítanému napětí. Mez kluzu materiálu je překročena o 155 MPa. Meze pevnosti oceli není dosaženo. V případě normalizované součásti by zřejmě vyhověl i šroub pevnostní třídy 10.9. Nevýhodou tohoto uložení je vyšší hmotnost šroubů vůči šroubům M12. Větší průměr dříku šroubu a s ním spojená úprava vymezovacích vložek se také projevila zvýšeným napětím v důsledku otlacení v kontaktu šroubu a hran vymezovacích vložek.



Obr. 61 První vývojová verze se šrouby M14 – ekvivalentní napětí šroubu [MPa]

Na obr. 62 je vykresleno napětí ve vymezovacích vložkách uložení tlačné tyče ve vahadle. Maximální hodnoty napětí se objevují v kontaktní ploše vymezovací vložky s koulí kyvného oka. Maximální hodnota napětí 306 MPa je nižší než v případě vymezovacích vložek užitých se šroubem M12. Nižší napětí je zřejmě zapříčiněno tím, že vymezovací vložky nezasahují osazením mezi kouli kyvného oka a šroub, a nejsou tak komplexně deformovány spolu se šroubem.



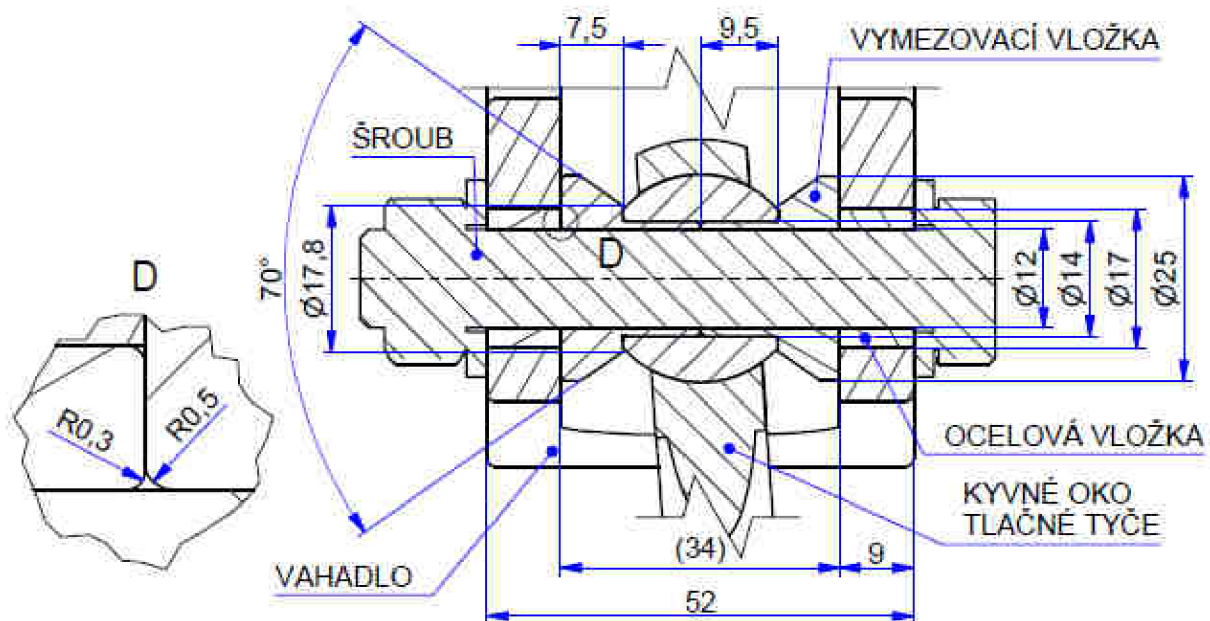
Obr. 62 První vývojová verze se šrouby M14 – ekvivalentní napětí vymezovacích vložek [MPa]



6.5 VERZE SE ŠROUBY M12, OCELOVÝMI VLOŽKAMI

Lícované šrouby nejsou standardně vyráběny s průměrem dřívku 12 mm a 14 mm. Standardním rozměrem je průměr lícovaného šroubu 11 mm, 13 mm atd. Tyto rozměry ovšem nejsou vhodné pro používaná kyvná oka. Šroub o průměru 11 mm by byl zřejmě přetěžován (riziko výrazné deformace). U šroubu rozměru 13 mm by vznikla obtížně vyplnitelná vůle mezi kyvným okem a lícovaným šroubem. Je tedy žádoucí užití původních šroubů M12, z důvodu nižší hmotnosti vůči vyráběnému čepu o rozměru 14 mm. Únosnost těchto šroubů je navíc ověřena také praxí – dosavadním provozem. Problém při užití původních šroubů nastává v místě kontaktu s vahadlem. Styk rozdílných materiálů o různých tvrdostech (ocelové šrouby výrazně vyšší tvrdost) může způsobit otlacení plochy v dírách vahadla, vznik vůlí, iniciace trhlin. U některých litých disků kol z lehkých slitin je ze stejných důvodů zalita ocelová vložka, kterou poté prochází šroub. Verze vahadla s původními šrouby a ocelovými vložkami proto může být řešením, jak rozložit napětí v dírách vahadla rovnoměrněji. Uložení vahadla v ložisku zůstává.

ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE, TLUMIČE VE VAHADLE



Obr. 63 První vývojová verze - řez uložením tlačné tyče se šrouby M12, ocelovými vložkami [mm]

6.6 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VERZE SE ŠROUBY M12, OCELOVÝMI VLOŽKAMI

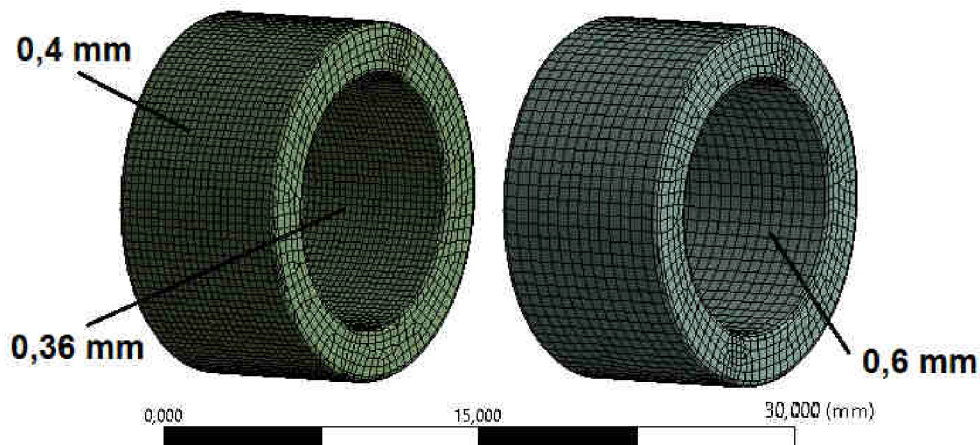
6.6.1 PŘÍPRAVA MODELU, VÝPOČTU

Princip přípravy modelu, přiřazení materiálů, definice kontaktů, diskretizace modelu, definice okrajových podmínek i zatížení proběhlo obdobně jako u verze se šrouby M12 (viz kap. 6.2).

Nastavované rozměry sítě zůstaly až na drobné změny nezměněny. V případě vahadla zůstaly předepsané rozměry sítě nezměněny, pouze aplikovány na větší průměry děr pro ocelové vložky. Ocelovým vložkám byl přiřazen materiál ocel. Diskretizace modelu ocelových vložek byla nastavena odlišně pro vložky, které jsou součástí uložení tlačné tyče nebo tlumiče a odlišně pro ocelové vložky, které jsou pouze vloženy v dírách vahadla.



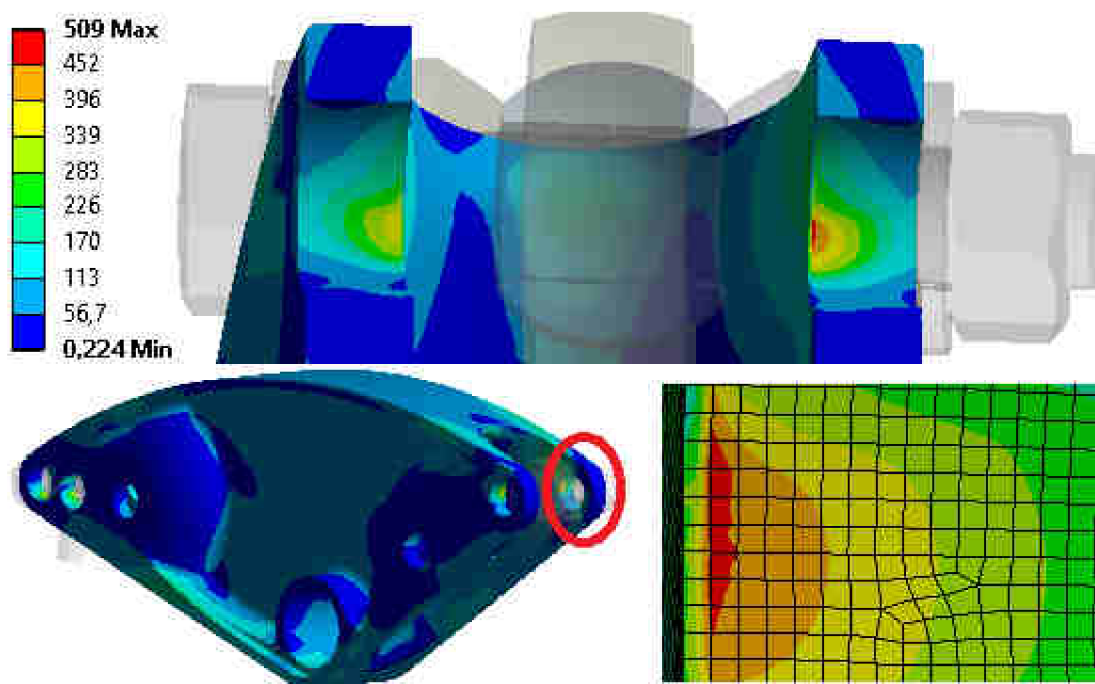
Na obr. 64 jsou vyobrazeny dvě různá nastavení sítě. Sít' obou vložek byla upravena příkazem *Body Sizing* na 0,6 mm (ocelové vložky bez zjemnění 41 885 uzlů, 11 737 prvků). Vložky, které tvoří uložení šroubů (103 830 uzlů, 27 878 prvků), byly dále zjemněny na vnitřní ploše aplikací příkazu *Face Sizing* s charakteristickým rozměrem 0,36 mm a na vnější kontaktní ploše s vahadlem příkazem *Face Sizing* s rozměrem 0,4 mm.



Obr. 64 Pohled sítě ocelových vložek (vlevo součástí uložení, vpravo jen vložena ve vahadle)

6.6.2 VÝSLEDKY

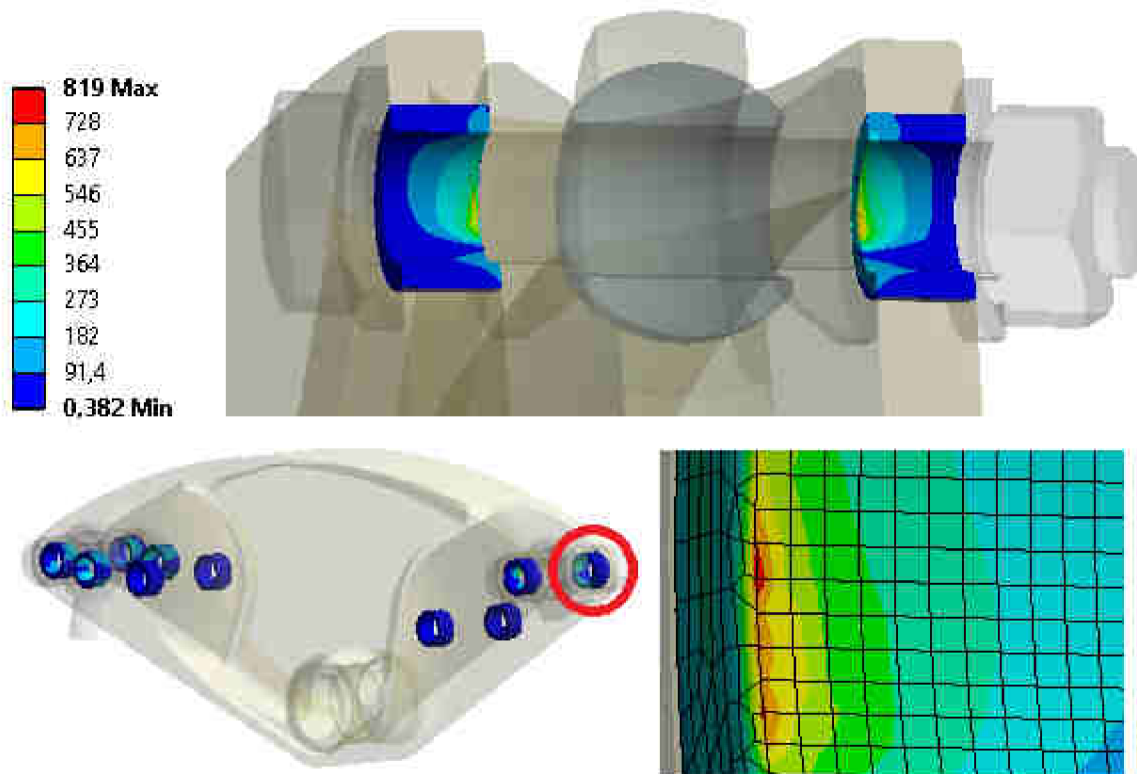
Jak je vidět na obr. 65, v porovnání s vahadlem se šrouby M12 bez ocelových vložek došlo ke snížení maximálního ekvivalentního napětí vahadla asi o 20 %. Toto napětí se opět vyskytuje na straně tlumiče v oblasti kontaktu s ocelovou vložkou. I přes snížení napětí opět přesahuje dovolené hodnoty (mez kluzu hliníkové slitiny 440 MPa).



Obr. 65 První vývojová verze se šrouby M12, oc. vložkami – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]



Na obr. 66 je možné pozorovat průběh ekvivalentního napětí v ocelových vložkách, které jsou výrazně pretíženy v hraně kontaktu s prohýbajícím se šroubem. Výsledkem je napětí převyšující mez kluzu chrom–molybdenové oceli o 69 MPa. Toto překročení meze pružnosti materiálu by mohlo způsobit plastickou deformaci v exponovaném místě. Nicméně důsledkem otačení ocelové vložky by se napětí rovnoměrněji rozložilo po válcové ploše vložky. Takto rozložené napětí by se dále rovnoměrněji přenášelo přes vnější válcovou plochu vložky do vahadla, jehož výrobní náklady jsou neporovnatelné s ocelovými vložkami.



Obr. 66 První vývojová verze se šrouby M12, oc. vložkami – ekvivalentní napětí ocelových vložek [MPa]

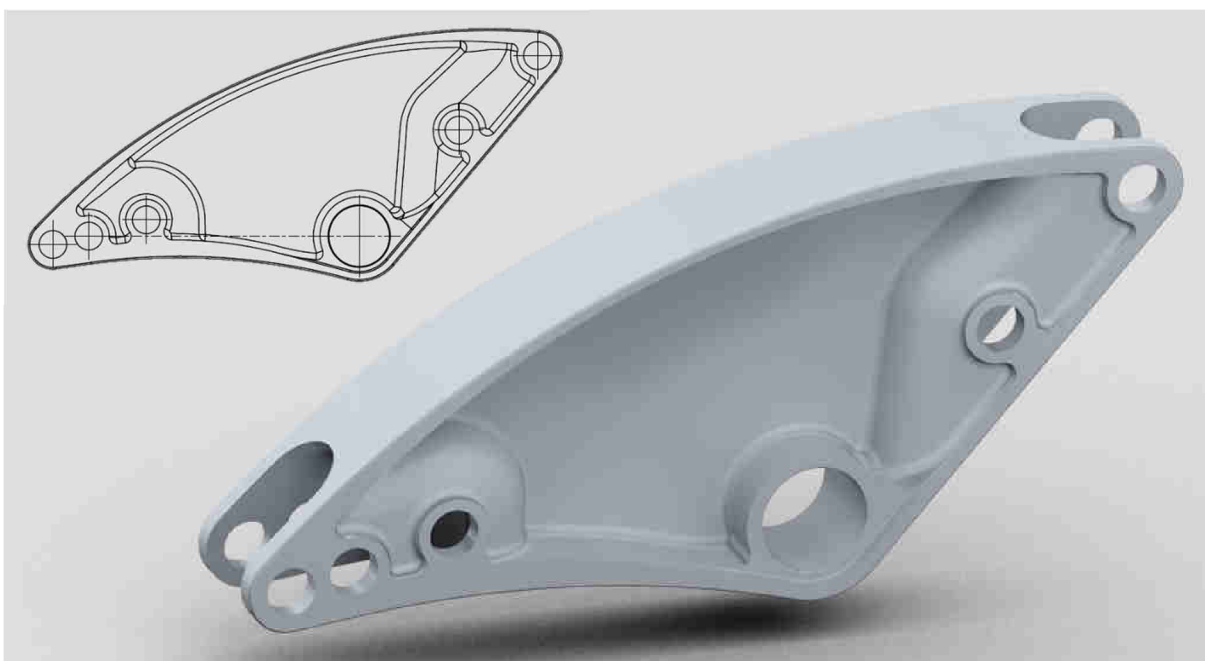
Ekvivalentní napětí zjednodušených náhrad šroubů M12 a vymezovacích vložek se při simulaci zatížení vahadla s ocelovými vložkami nelišilo v porovnání s verzí se šrouby M12 bez ocelových vložek. Průběhy napětí těchto součástí je možné sledovat již v kap. 6.2.6. U šroubů i vymezovacích vložek napětí nepřesahuje mez kluzu materiálu. Stejně tak deformace vahadla a posunutí odpovídá s minimálními odchylkami simulaci z uvedené kapitoly a je zbytečné zde znovu uvádět.

Další úpravy a vývojové verze vahadel byly konstruovány právě s použitím ocelových vložek, které jsou vsazeny ve vahadle a tvoří přechodný člen mezi dřikem šroubu a dírou vahadla.



7 DRUHÁ VÝVOJOVÁ VERZE

Druhá vývojová verze vahadla vychází přímo z první vývojové verze na obr. 43. Oproti této verzi bylo ale výrazně upraveno, jak je vidět na obrázku obr. 67. Kontura vahadla je tvořena oblou přeponou. Díry vahadla většího průměru pro ocelové vložky. Vahadlo je symetrické vůči nárysné rovině. Žebro vahadla je zúženo na 2,5 mm. Hlavní úpravou je vybrání obou rozvidlení kruhového tvaru, přes která materiál plynule přechází do nosného těla vahadla, které připomíná tvarem písmeno I. Další podstatnou úpravou je zúžení vahadla na šířku 49 mm. Díky tomuto zúžení je možné jako výchozí polotovar použít užší válcovanou desku s lepšími mechanickými vlastnostmi. Zúžení vahadla s sebou nese také negativní dopad. Hrana spojující díru pro ložisko a rozvidlení pro uložení tlačné tyče musela být zaoblena, aby byla zajištěna vůle vykyvující se tlačné tyče při úplném vyvěšení kola. Tato hrana bude také případně sloužit k nalepení tenkého pásu pryže (ochrana proti poškození pevným pryžovým dorazem vyvěšení kola). Rovná hrana mezi dírou pro ložisko a uložení tlumiče zůstává. Rozvidlení na straně tlumiče a tyče stabilizátoru je plynule napojeno až k díře pro ložisko – prostor pro tyč stabilizátoru.



Obr. 67 Druhá vývojová verze vahadla

VLASTNOSTI MODELU

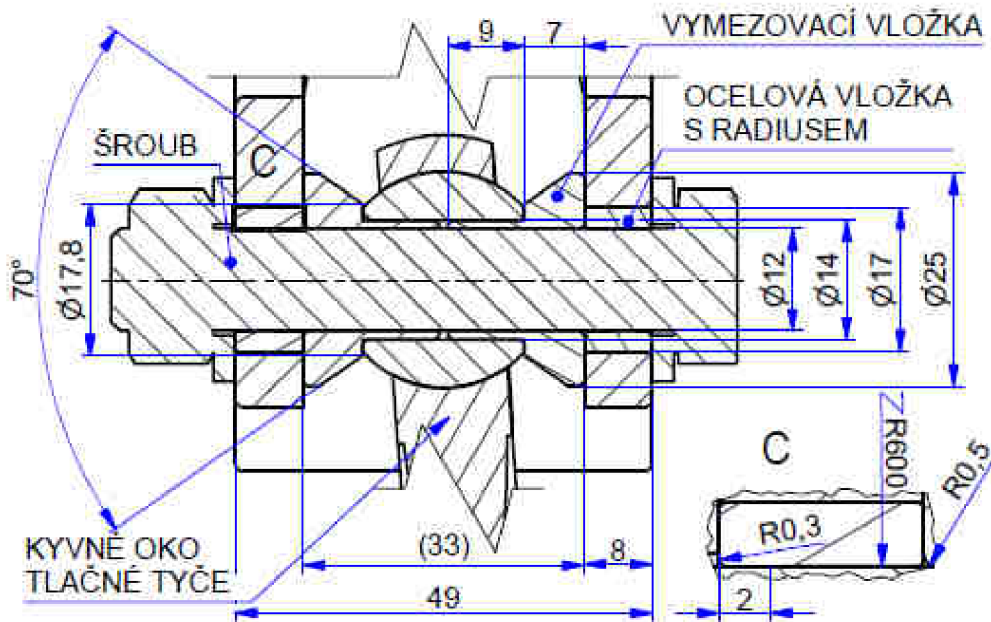
Hmotnost vahadla: 0,905 kg + 0,071g (10 kusů ocelových vložek)

Moment setrvačnosti: 10 743,785 kg·mm² (vůči ose díry pro ložisko, bez ložisek, bez ocelových vložek), moment setrvačnosti s vložkami 12 321,895 kg·mm²

Hmotnost vahadla i s ocelovými vložkami je vůči vahadlu svařovanému (2,99 kg – hmotnost bez kluzných ložisek, bez svarů, bez pryžové desky, hodnota z modelu sestavy) nižší přibližně o 67%. Moment setrvačnosti vahadla s ocelovými vložkami je nižší přibližně o 55% vůči svařovanému vahadlu (27 733,042 kg·mm² – moment setrvačnosti vůči ose náboje pro ložiska, bez kluzných ložisek, bez svarů, bez pryžové desky, hodnota z modelu sestavy).



ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE, TLUMIČE VE VAHADLE



Obr. 68 Druhá vývojová verze - řez uložením tlačné tyče se šrouby M12, ocelovými vložkami s radiusem [mm]

Na obr. 68 je názorně vyobrazen řez uložením tlačné tyče ve vahadle se zakótovanými hlavními rozměry. Byly použity ocelové vložky se zaoblenou vnitřní plochou tvořící kontakt se šroubem. Plocha je v šířce 2 mm čistě válcového tvaru. Na tuto se tečně napojuje plocha s radiusem 600 mm. Tyto hodnoty byly zjištěny jako vhodné z výpočtů přechodných verzí vahadel. Ocelové vložky se tak směrem ke kyvnému oku plynule rozšiřují. Uložení vahadla v ložisku je totožné jako u první vývojové verze (viz kap. 6.1).

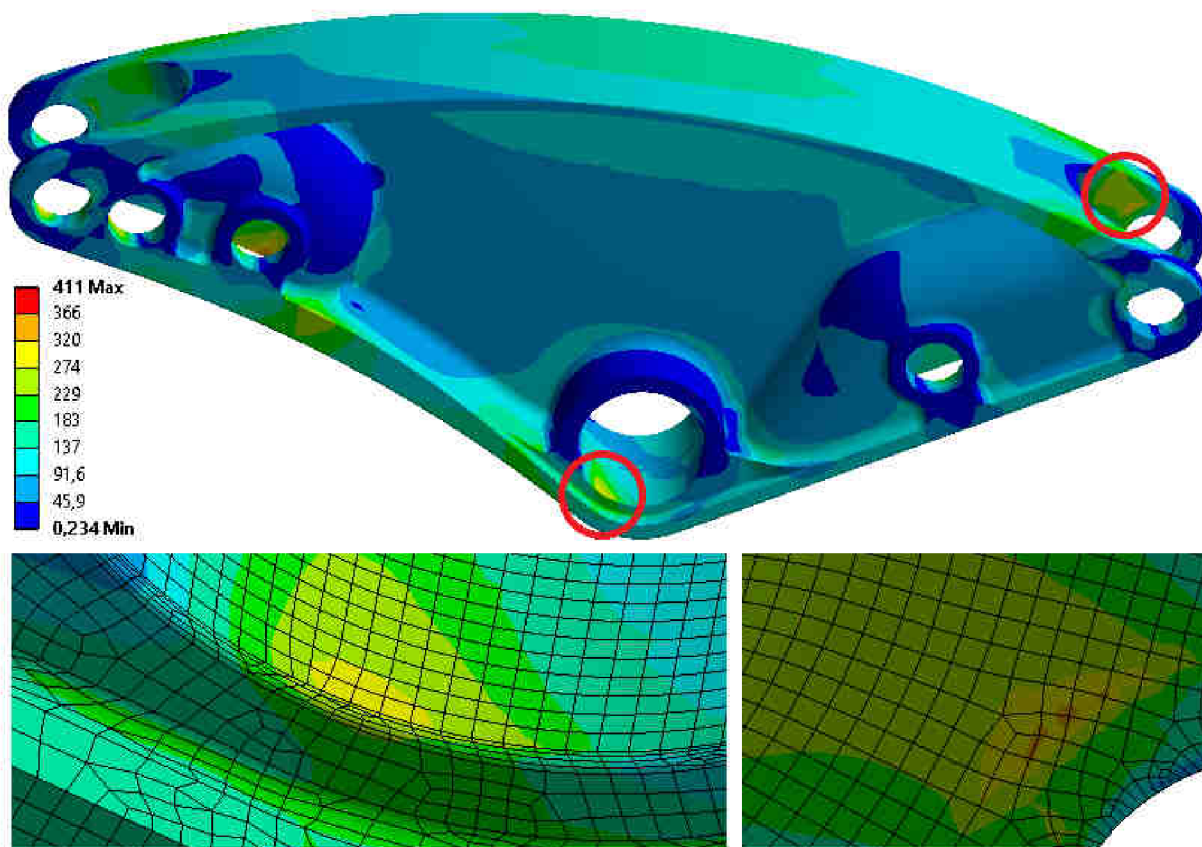
7.1 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA DRUHÉ VÝVOJOVÉ VERZE

7.1.1 PŘÍPRAVA MODELU, VÝPOČTU

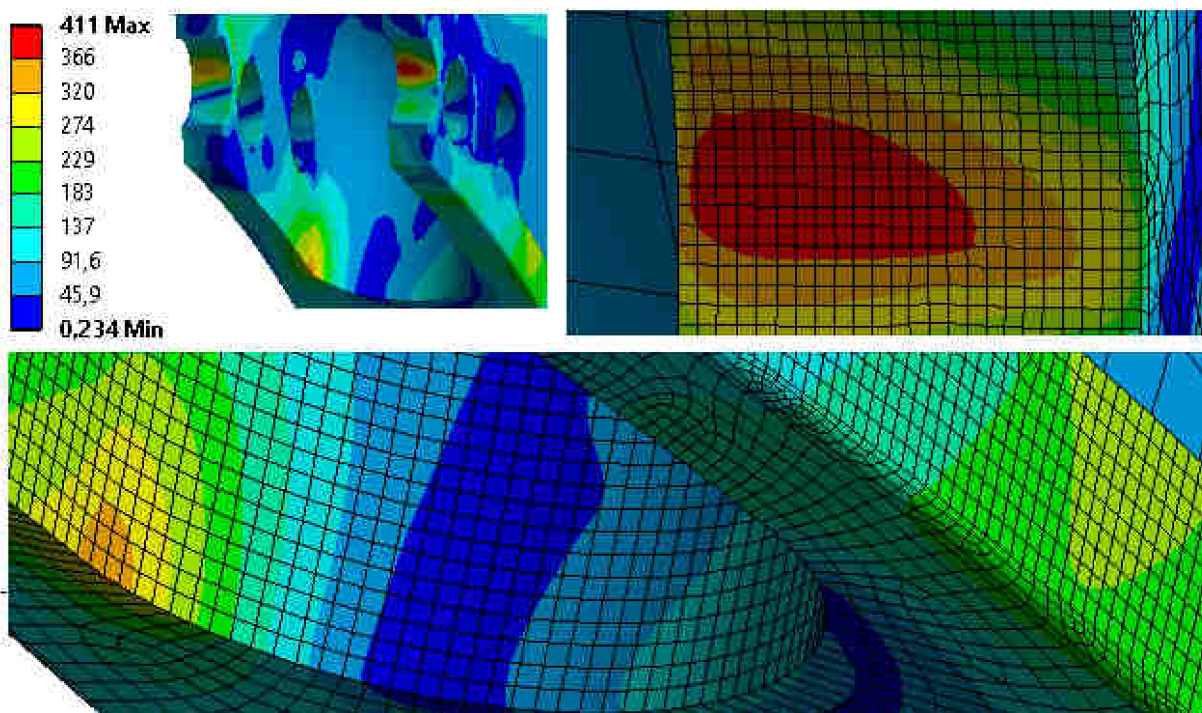
Princip přípravy modelu, přiřazení materiálů, definice kontaktů, diskretizace modelu, definice okrajových podmínek i zatížení proběhlo obdobně jako u první vývojové verze s původními šrouby M12 (viz kap. 6.2). V případě nastavení sítě ocelových vložek bylo postupováno obdobně jako u vahadla s původními šrouby M12 a ocelovými vložkami (viz kap. 6.6).

7.1.2 VÝSLEDKY

Výsledky výpočtu napěťové analýzy vahadla jsou zobrazeny na obr. 69 a na obr. 70. Odlehčená druhá vývojová verze vahadla (sít' o 1 174 115 uzlech a 356 671 prvcích) vykazuje nižší únosnost v několika místech. Úprava elipsových přechodů na tvar půlkružnic se projevila právě v přechodu materiálu mezi rozvidlením a tělem vahadla. V těchto místech dochází ke koncentraci napětí až na hodnotu 340 MPa. Celková nižší tuhost vahadla se projevila v místě kontaktu náhrady ložiska a ve stěně rozvidlení uložení tlumiče. Místo s maximálním napětím se přesunulo do otvoru pro ocelovou vložku na straně tlačné tyče, kde nabývá hodnot až 411 MPa. Z obr. 70 je patrné rovnoměrné rozložení napětí, kterého bylo dosaženo právě úpravou ocelových vložek.



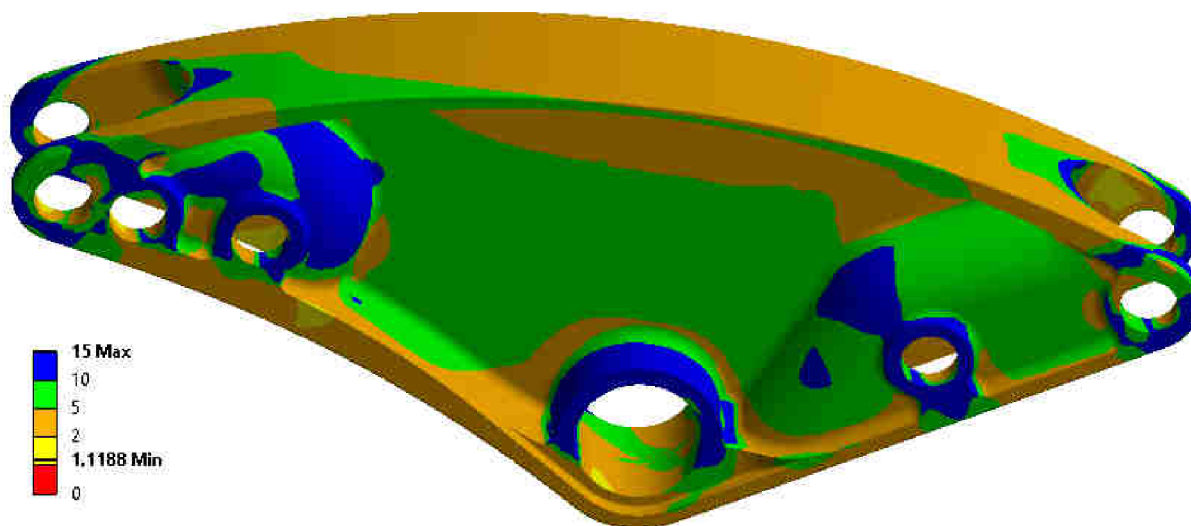
Obr. 69 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]



Obr. 70 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí vahadlo, detaily [MPa]

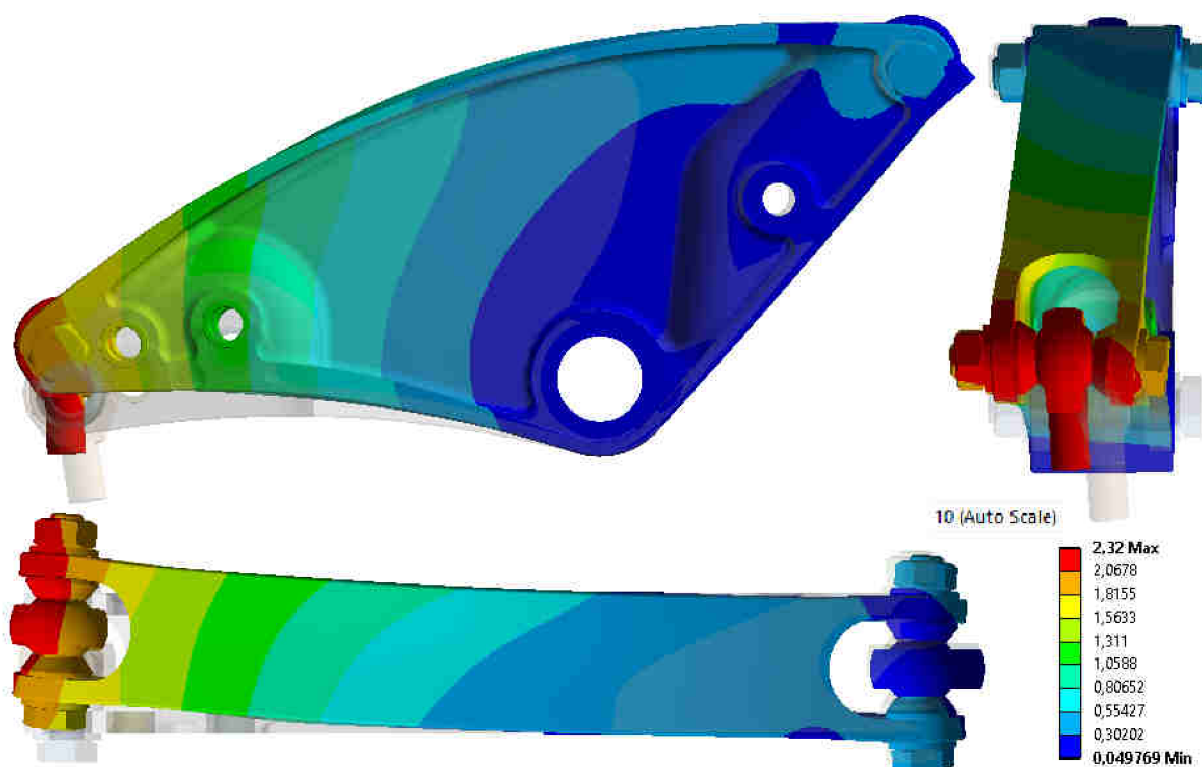


Jelikož je vahadlo užší, byl koeficient bezpečnosti vypočítáván z dovoleného napětí 460 MPa (mez kluzu hliníkové slitiny). Koeficient bezpečnosti nabývá nejnižší hodnoty v kontaktu ocelové vložky s vahadlem. Proti vahadlu první vývojové verze se v těle vahadla objevují místa s koeficientem bezpečnosti nižším než 2. V těchto místech koeficient bezpečnosti klesal k hodnotám 1,3 až 1,6.



Obr. 71 Druhá vývojová verze – koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti

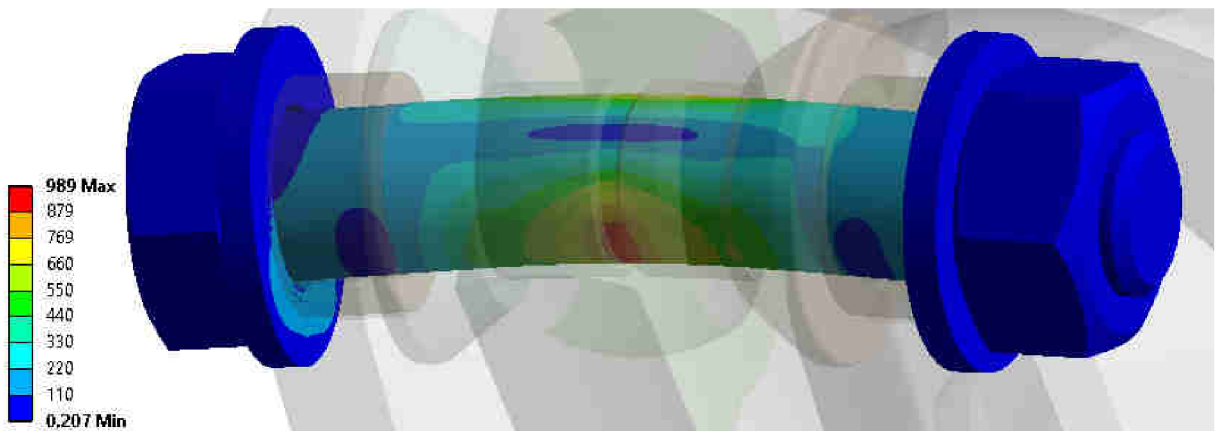
Nižší tuhost vahadla v důsledku odlehčení se projevila také v celkové deformaci na obr. 72. Střed koule kyvného oka se absolutně posunul o přibližně 2 mm. Tato hodnota byla uznána jako hraniční přijatelná vzhledem k vysokému zatížení.



Obr. 72 Druhá vývojová verze – deformace sestavy [mm] (10x zvětšeno)

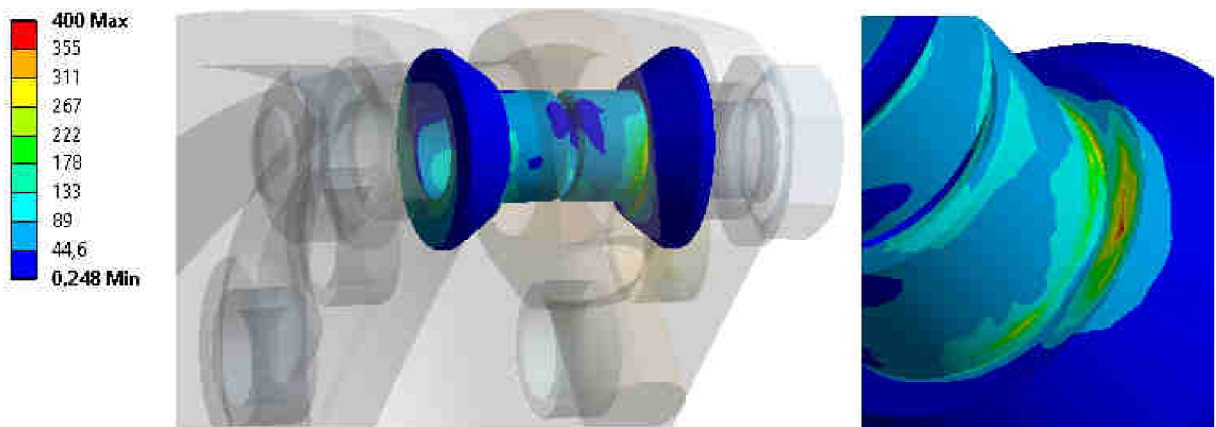


Maximální napětí původních šroubů M12 uložení tlumiče na obr. 73 nepřesahuje mez kluzu šroubů pevnostní třídy 12,9 s rezervou 90 MPa.



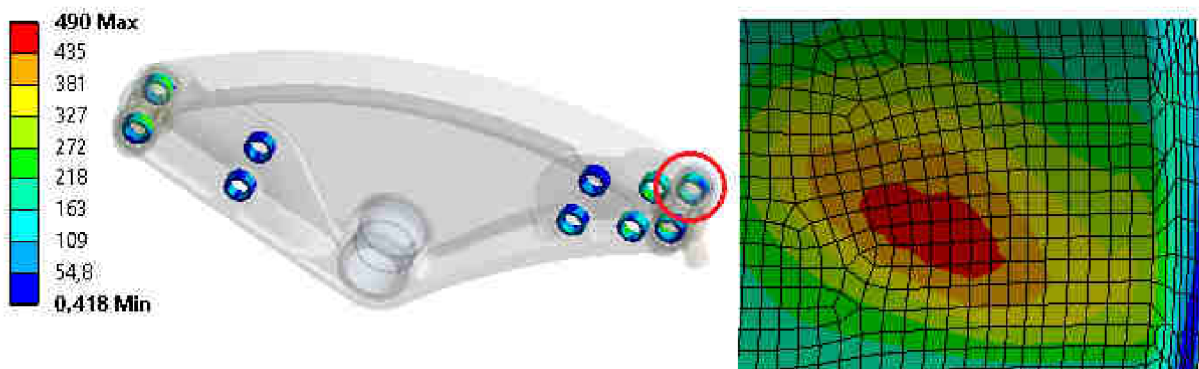
Obr. 73 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí šroubu [MPa]

Přepracování vahadla se promítlo v maximálním napětí vymežovacích vložek na obr. 74. Maximální napětí se objevuje v kontaktu s kyvným okem na straně tlačné tyče.



Obr. 74 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí vymežovacích vložek [MPa]

Zaoblení vnitřní plochy ocelové vložky na obr. 75 v detailu mělo za následek rovnoměrné rozložení napětí v kontaktu se šroubem a výrazný pokles maximální hodnoty.

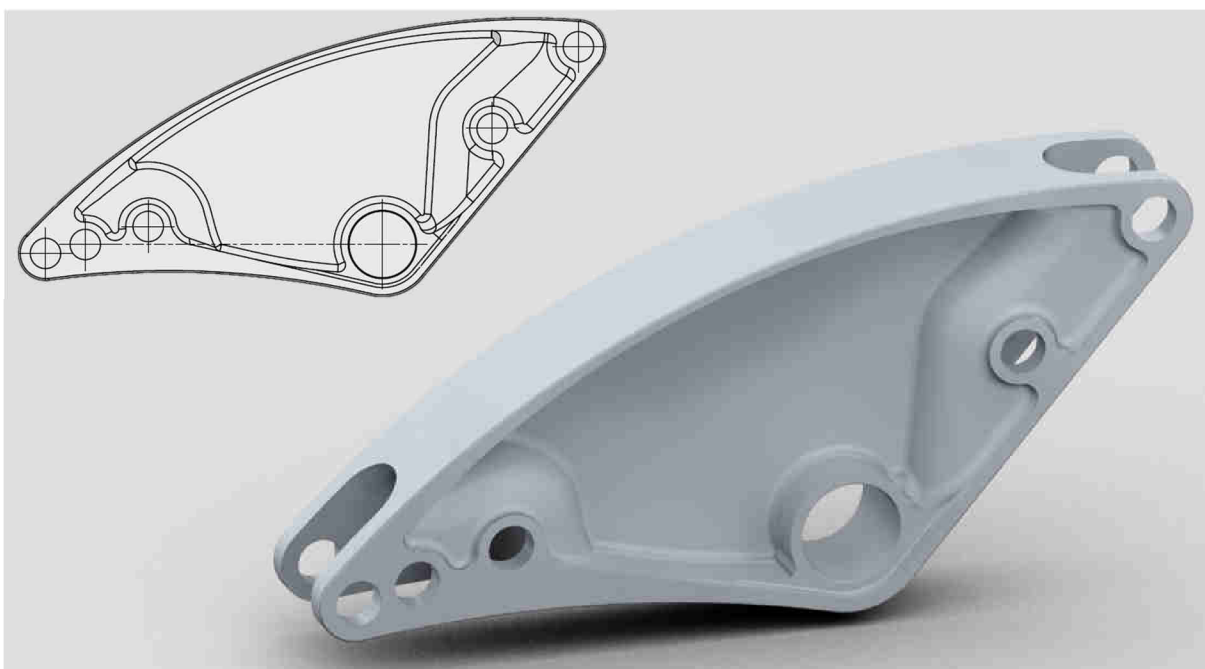


Obr. 75 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí ocelových vložek s radiusem [MPa]



8 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledné konstrukční řešení vahadla na obr. 76 přímo vychází z druhé vývojové verze. Toto vahadlo, ač bylo lehké, muselo být kombinací úprav pozměněno kvůli výskytu míst s velkou koncentrací napětí. Zejména v přechodu rozvidlení uložení tlačné tyče do těla vahadla. Nadále byla upravena geometrie uložení vahadla vyztužením vnějšího lemu. Kontura vahadla je tvořena oblou přeponou, je symetrické, díry vahadla odpovídají vnějšímu rozměru ocelových vložek s radiusem. Vnější šířka vahadla činí 49 mm. Šířka stěn v místě vybrání uložení tlačné tyče a tlumiče byla rozšířena směrem do vybrání ve vahadle na 9 mm. Aby nedošlo ke kolizi tlačné tyče s hranou stěny vahadla při úplném vyvěšení kola, zůstává hrana spojující uložení tlačné tyče a otvoru pro ložiska výrazně zaoblena. Výsledná minimální vůle mezi tlačnou tyčí a hranou vahadla činí 1,5 mm. Rozvidlení na straně tlumiče a tyče stabilizátoru je plynule napojeno až k díře pro ložisko. Plynulý přechod z rozvidlení do žebra vahadla půlkruhového tvaru je konstruován subtilněji vůči druhé vývojové verzi vahadla. Konkrétní rozměry důležitých změn a funkčních prvků jsou vyobrazeny na obr. 77 a na obr. 78.



Obr. 76 Výsledné konstrukční řešení

VLASTNOSTI MODELU

Hmotnost vahadla: 0,951 kg + 0,080g (10 kusů ocelových vložek)

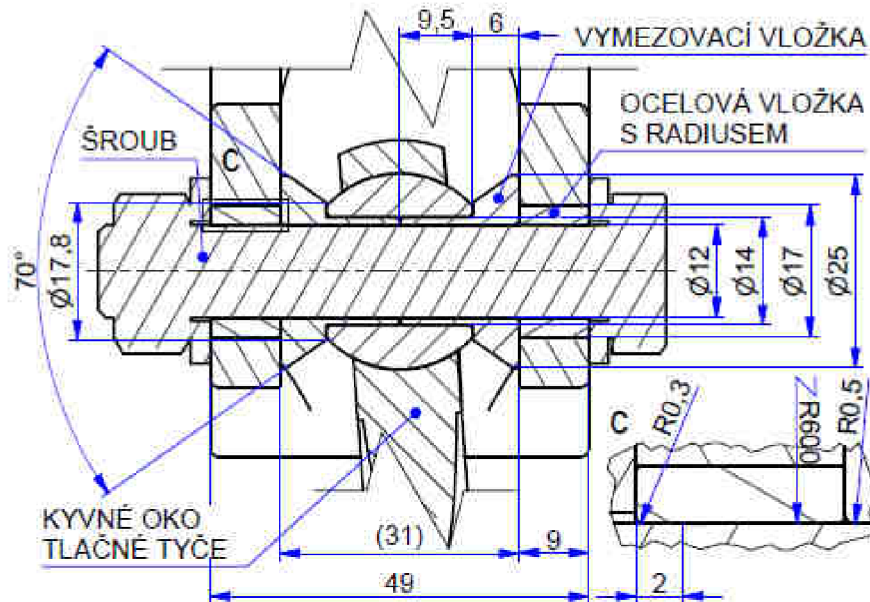
Moment setrvačnosti: 11 600,356 kg·mm² (vůči ose díry pro ložisko, bez ložisek, bez ocelových vložek), moment setrvačnosti s vložkami 13 374,667 kg·mm²

Hmotnost vahadla i s ocelovými vložkami je vůči vahadlu svařovanému (2,99 kg – hmotnost bez kluzných ložisek, bez svarů, bez pryžové desky, hodnota z modelu sestavy) nižší přibližně o 65%. Moment setrvačnosti vahadla s ocelovými vložkami je nižší přibližně o 51% vůči svařovanému vahadlu (27 733,042 kg·mm² – moment setrvačnosti vůči ose náboje pro ložiska, bez kluzných ložisek, bez svarů, bez pryžové desky, hodnota z modelu sestavy).



ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE, TLUMIČE VE VAHADLE

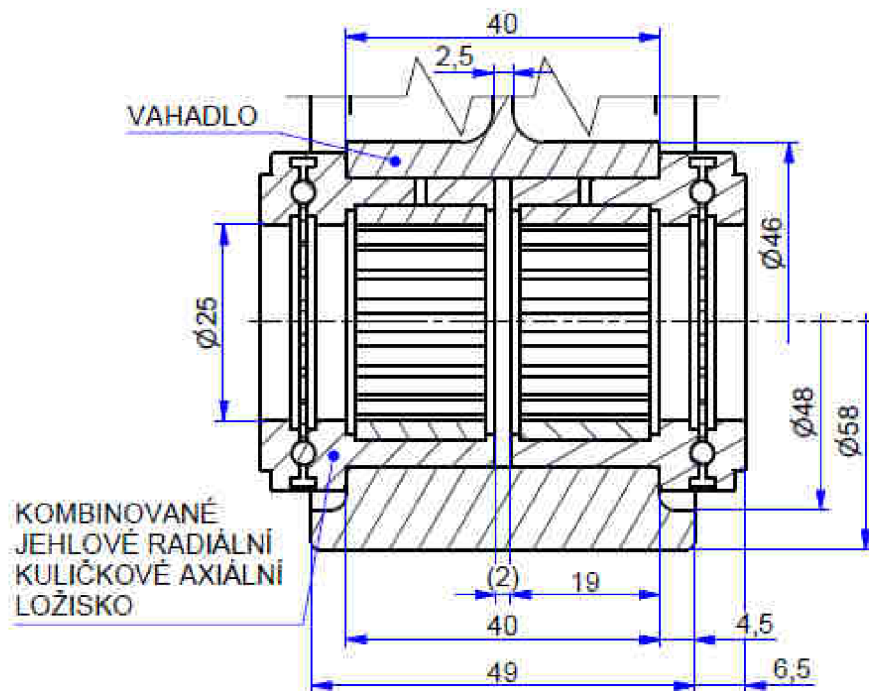
Na obr. 77 jsou patrné důležité rozměry, použití původních šroubů M12 a ocelových vložek s radiusem pro rovnoměrné zatížení děr ve vahadle.



Obr. 77 Výsledné konstrukční řešení - řez uložením tlačné tyče se šrouby M12, ocelovými vložkami s radiusem [mm]

ULOŽENÍ VAHADLA

Na obr. 78 jsou uvedeny rozměrové změny uložení vahadla v ložisku vůči první a druhé verzi.



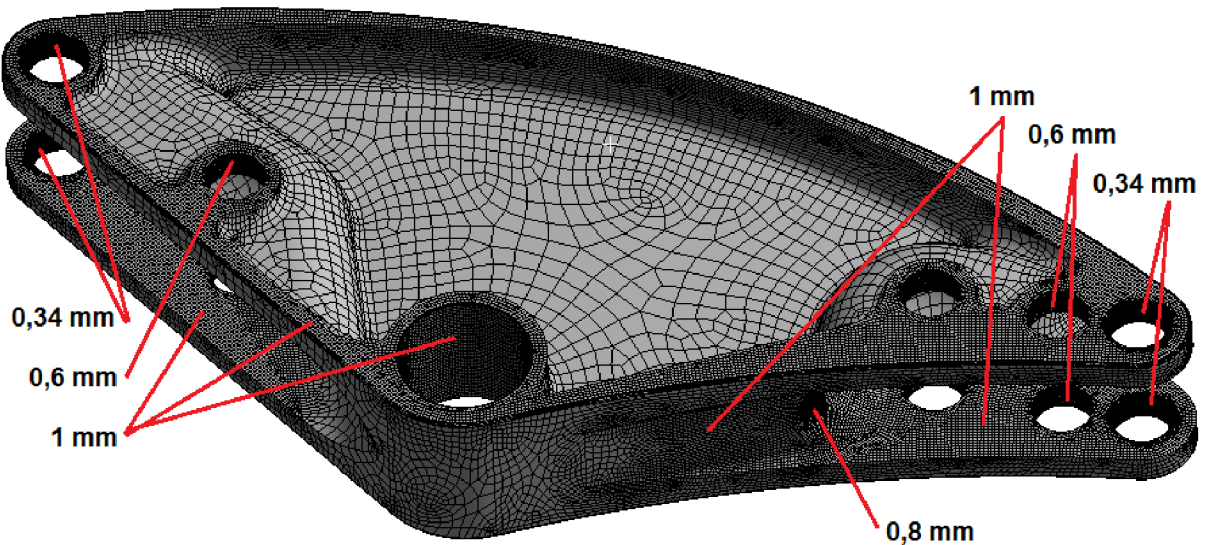
Obr. 78 Výsledné konstrukční řešení - řez uložením vahadla [mm]



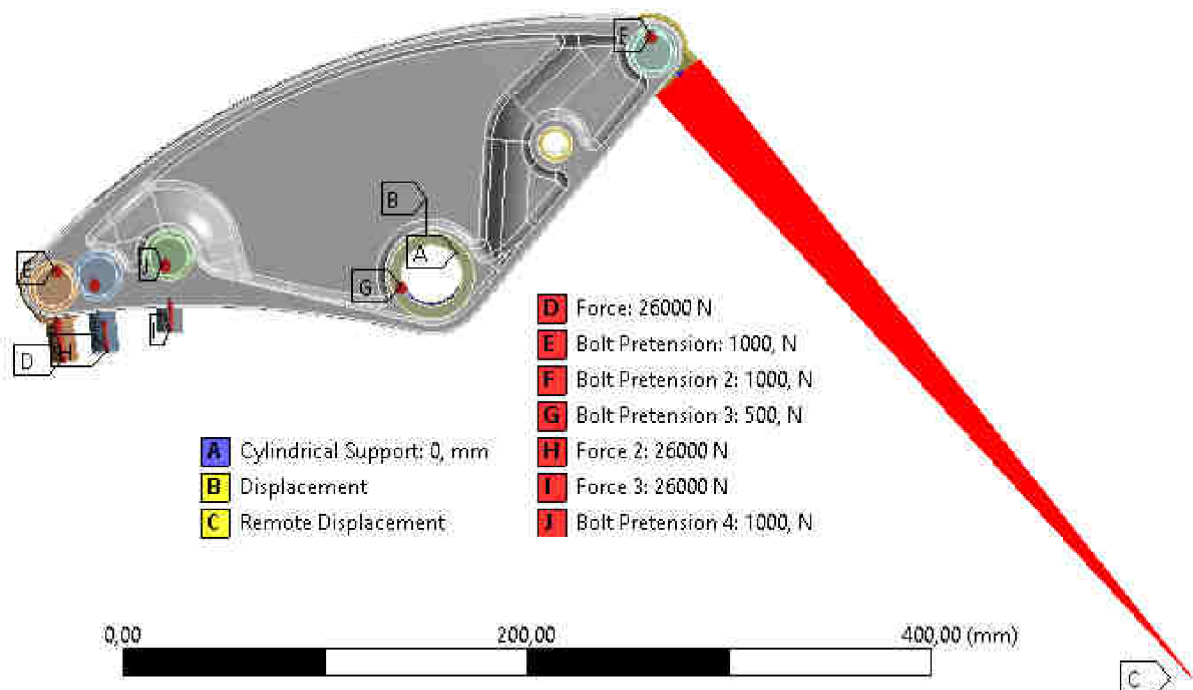
8.1 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA VÝSLEDNÉHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

8.1.1 PŘÍPRAVA MODELU, VÝPOČTU

Princip přípravy modelu, přiřazení materiálů, definice kontaktů, diskretizace modelu, definice okrajových podmínek i zatížení byl obdobný jako u první vývojové verze (viz kap. 6.2). V případě nastavení sítě ocelových vložek bylo postupováno obdobně jako u vahadla s původními šrouby M12 a ocelovými vložkami (viz kap. 6.6). Nastavované rozměry sítě vahadla (1 339 826 uzlů, 405 621 prvků) se mírně liší v závislosti na rozdílné geometrii. Tyto nastavované rozměry jsou uvedeny na obr. 79.



Obr. 79 Pohled sítě výsledného konstrukčního řešení vahadla



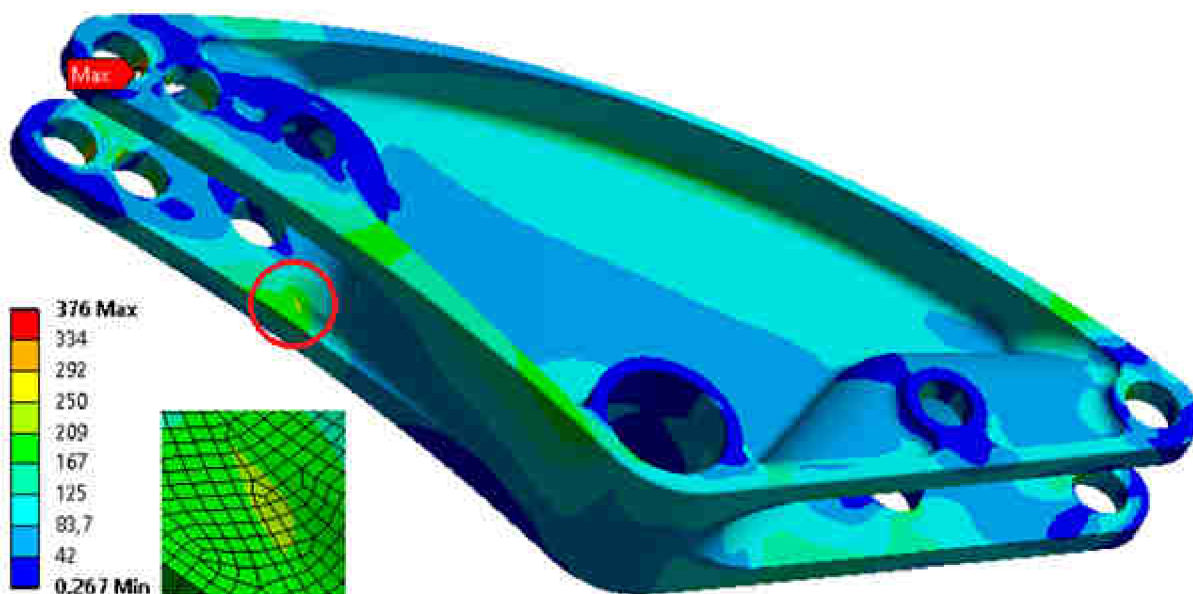
Obr. 80 Definice okrajových podmínek a zatížení výsledné verze vahadla



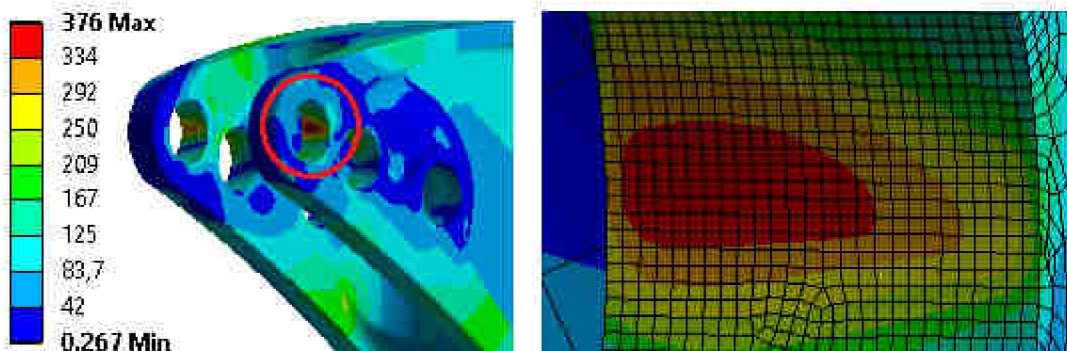
Při návrhu byly doposud všechny sestavy s vahadlem ukládány z parametrického modeláře s uložením tlačné tyče na nejdelším možném rameni síly od osy uložení vahadla (ložiska). Byla tak simulována fiktivní situace kritického zatížení vahadla. Finální verze vahadla byla kontrolována vůči meznímu stavu ztráty pružnosti ve třech stavech – 3 polohy náhrady tlačné tyče (viz obr. 80). Prvním stavem byl již uvedený fiktivní stav přesunu tlačné tyče s maximální naměřenou silou do vnější díry, druhým fiktivním stavem bylo uložení tlačné tyče ve střední díře opět s maximální naměřenou silou. Třetí stav odpovídal reálnému zatížení vahadla, tak jak bylo zatížení vahadla maximální silou naměřeno. Náhrada tlačné tyče byla uložena v díře nejbližší ose uložení vahadla a aplikována maximální naměřená síla.

8.1.2 VÝSLEDKY (ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE VE VNĚJŠÍ DÍŘE)

Tento zátěžný stav je možné porovnávat vůči první a druhé vývojové verzi vahadla. Výsledky výpočtu napjatostně deformační analýzy vahadla je možné pozorovat na obr. 81 a obr. 82, na kterých je vykresleno ekvivalentní (redukované) napětí. Nejvíce přetěžované místo na vahadle je kontaktní plocha ocelové vložky s dírou na straně tlačné tyče. Rozšířením této díry na 9 mm a užitím ocelových vložek s radiusem došlo k ještě rovnoměrnějšímu rozložení napětí.



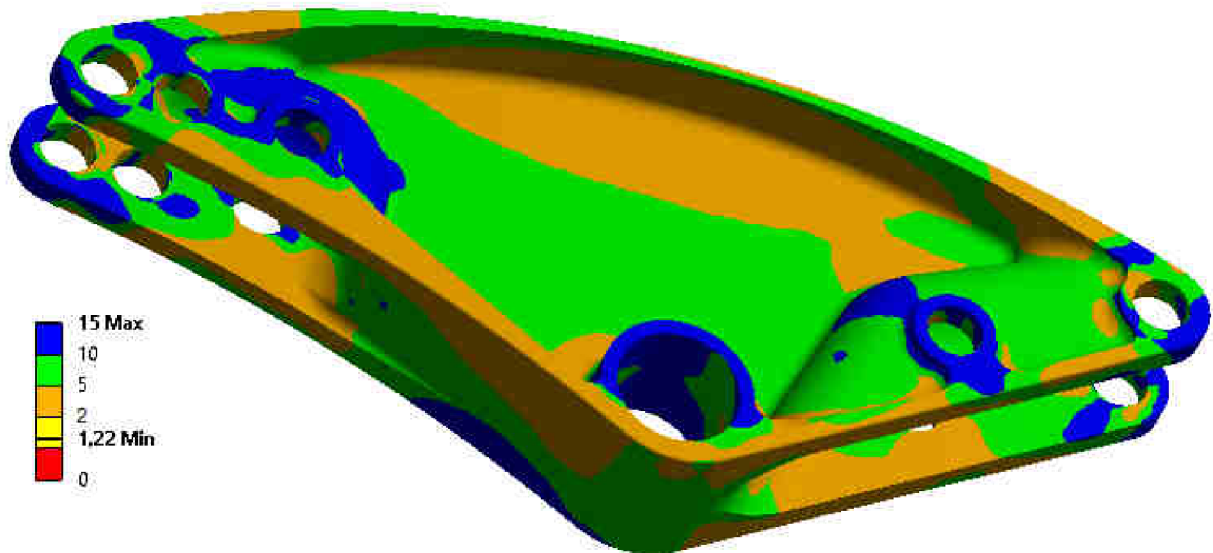
Obr. 81 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]



Obr. 82 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo, detaily [MPa]

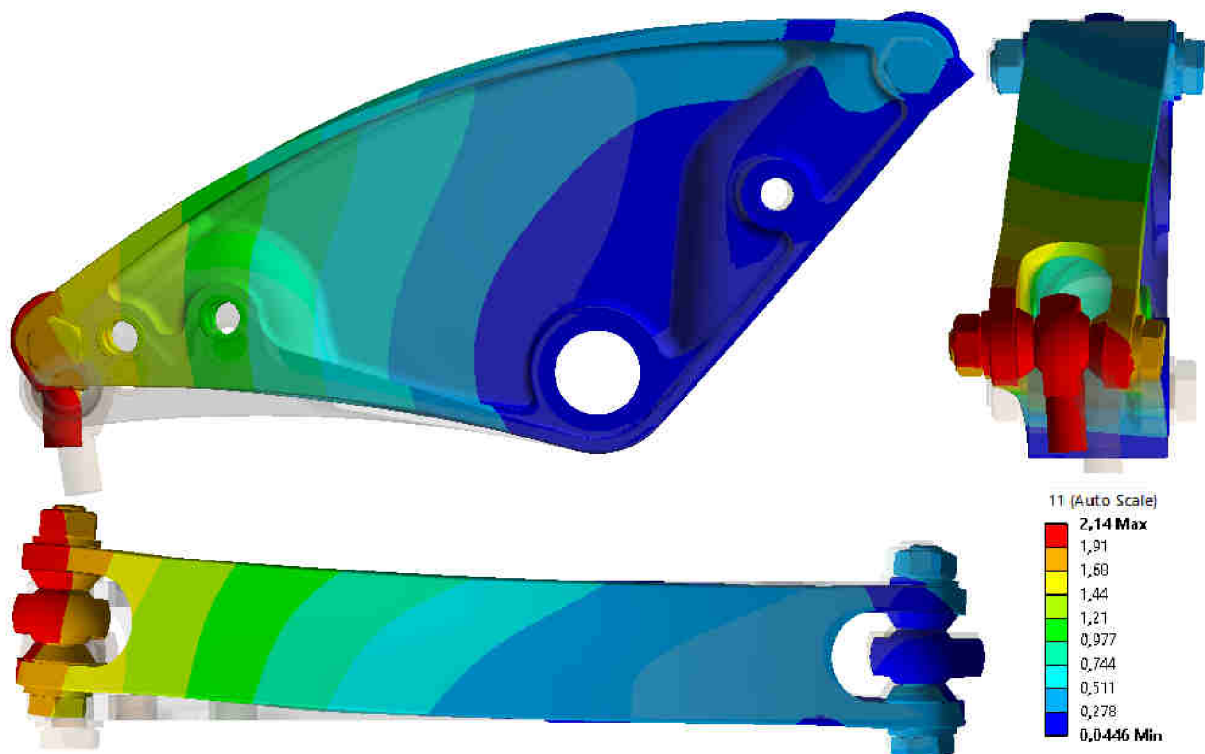


Koeficient bezpečnosti je opět vypočítáván jako podíl dovolených hodnot napětí (mez kluzu hliníkové slitiny) a ekvivalentního (redukovaného) napětí dle von Misesovy podmínky. V celém těle vahadla na obr. 83 je koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti vyšší než hodnota 2. V místě s maximálním napětím pak klesá na hodnotu přibližně 1,22.



Obr. 83 Výsledné konstrukční řešení – koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti

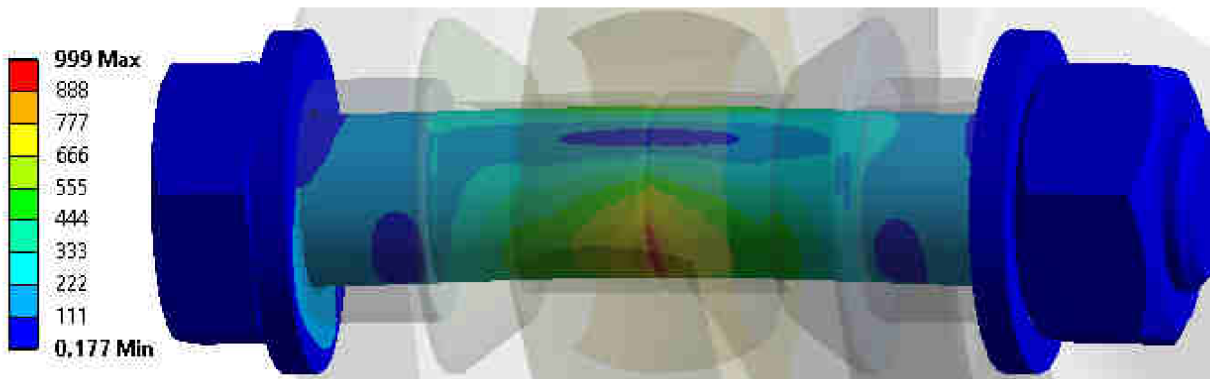
Na obr. 84 je možné pozorovat deformaci vahadla vůči výchozímu nedeformovanému stavu. Absolutní posun středu kyvného oka tlačné tyče činí přibližně 1,9 mm, což je přijatelné.



Obr. 84 Výsledné konstrukční řešení – deformace vahadla [mm] (10x zvětšeno)

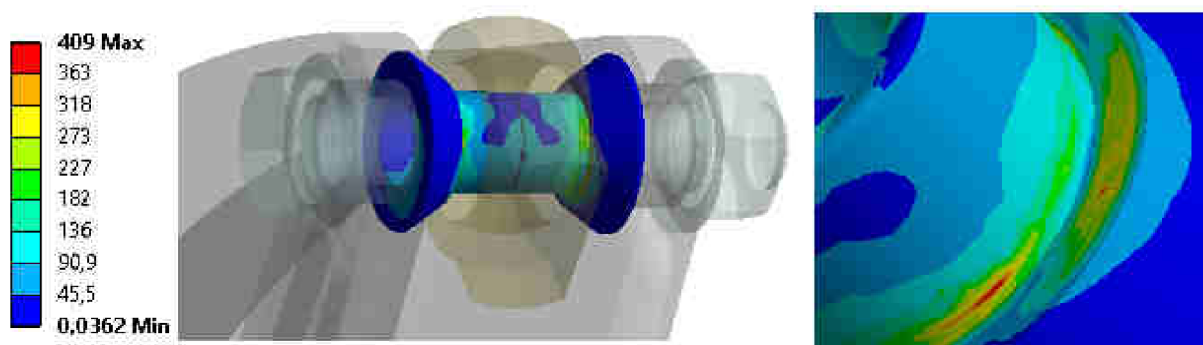


Na obr. 85 je vyobrazen šroub uložení tlačné tyče ve vahadle, na kterém se vyskytla nejvyšší hodnota ekvivalentního napětí 999 MPa. Toto napětí je vyhovující vzhledem k použitým šroubům pevnostní třídy 12.9 s minimální rezervou 80 MPa vůči mezi pružnosti materiálu.



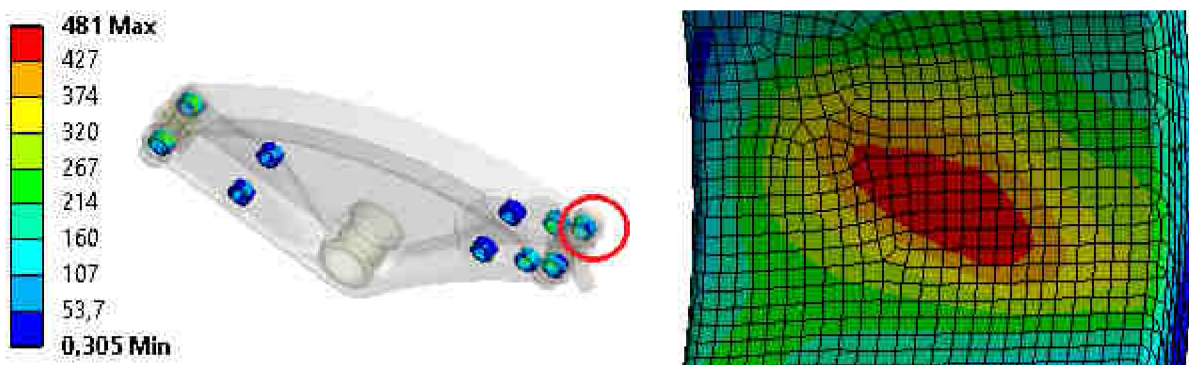
Obr. 85 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí šroubů [MPa]

Nejvyšší ekvivalentní napětí vymezovacích vložek na obr. 86 v detailu nepřesahuje mez kluzu hliníkové slitiny. Toto místo je součástí kontaktu se zkosenou hranou koule kyvného oka, a proto není toto místo vyhodnocováno jako kritické, výsledky zde mohou být mírně zkesleny.



Obr. 86 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vymezovacích vložek [MPa]

Maximální napětí ocelových vložek nepřesahuje hodnoty 481 MPa. Z obr. 87 je patrné rovnoměrné rozložení napětí v ocelové vložce s radiusem. Toto maximální ekvivalentní napětí bylo zjištěno u ocelové vložky, která je vložena a souvisí s nejvíce přetěžovaným místem vahadla. Maximální hodnoty napětí jsou pro použitý materiál ocel přijatelné s velkou rezervou.

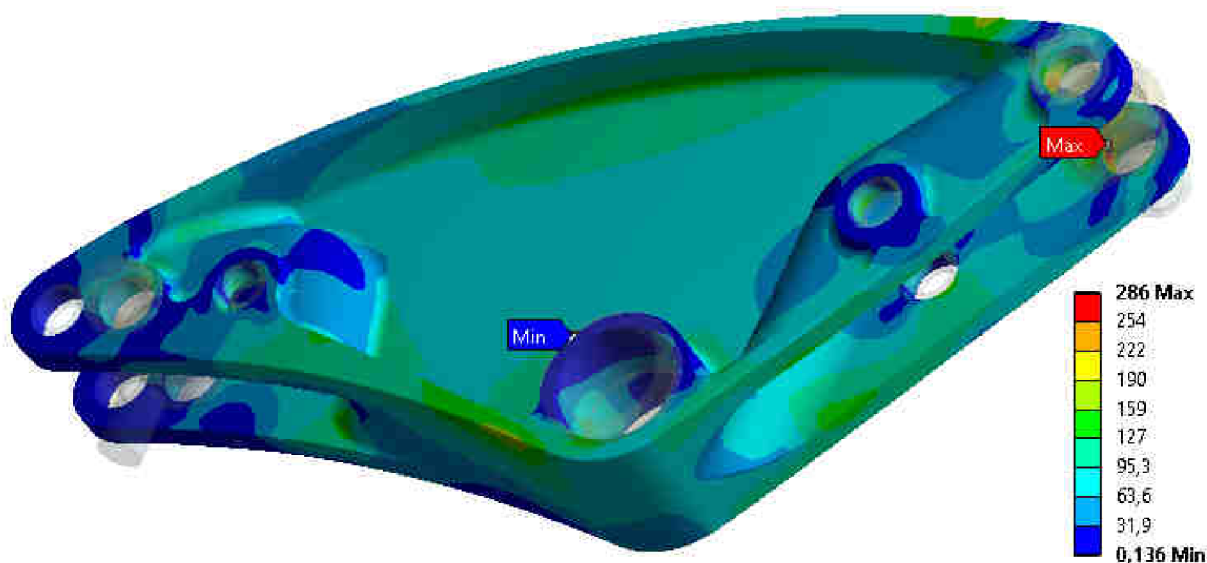


Obr. 87 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí ocelových vložek s radiusem [MPa]



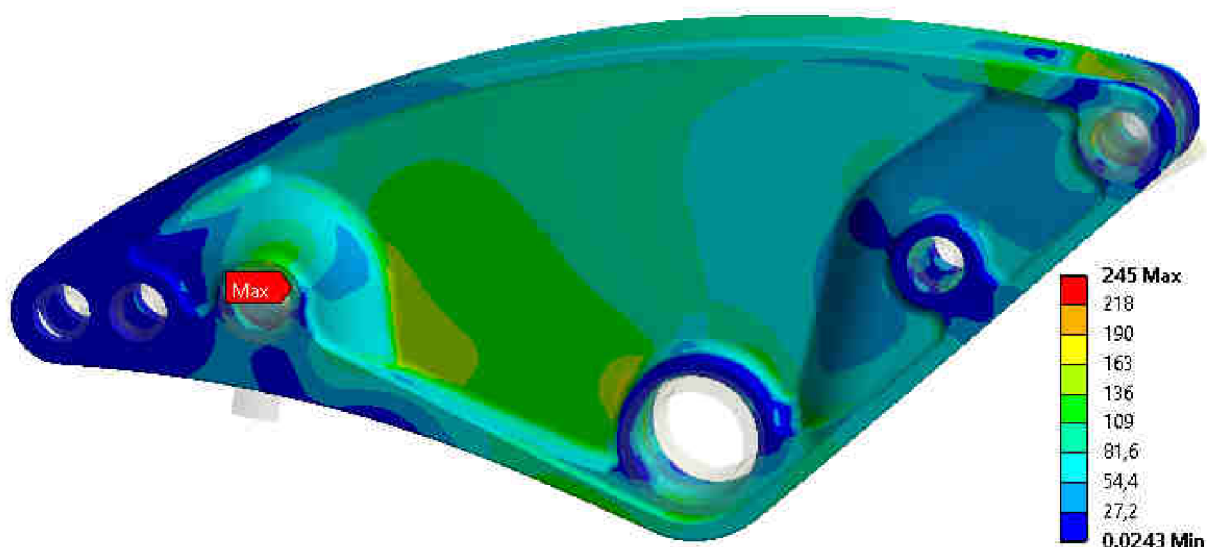
8.1.3 VÝSLEDKY – ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE VE STŘEDNÍ A VNITŘNÍ DÍŘE

Vahadlo s variabilní možností uložení tlačné tyče je nutné kontrolovat kromě uložení tlačné tyče ve vnější díře také v dalších dvou variantách uložení tlačné tyče. Při uložení tlačné tyče ve střední díře a zatížení maximální měřenou silou jsou výsledky na obr. 88 výrazně příznivější vůči výsledkům uložení ve vnější díře, což bylo také očekáváno již v přístupu k zatížení vahadla (viz kap. 5.1). Koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti je v místech kontaktu ocelových vložek s vahadlem 1,6. V těle vahadla je pak vyšší než 2,2. Absolutní posun středu koule kyvného oka způsobený deformací po zatížení činí přibližně 1,5 mm.



Obr. 88 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo, střední díra [MPa]

Při uložení tlačné tyče ve vnitřní díře na obr. 89 (stav, při kterém byly hodnoty zatížení měřeny) je koeficient bezpečnosti v místě uložení ocelových vložek 1,8. V těle vahadla vyšší než 2,6. Absolutní posun středu koule kyvného oka je přibližně 0,9 mm.



Obr. 89 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo, vnitřní díra [MPa]



8.1.4 VÝSLEDKY – ULOŽENÍ TLAČNÉ TYČE VE VNĚJŠÍ DÍŘE, 6 POLOH ZAVĚŠENÍ

Po konstrukci výsledného vahadla bylo nutné potvrdit předpoklad, že zvolená základní konfigurace sestavy (délky tlumiče, maximální naměřená síla) s vahadlem je opravdu tou s nejvyšší napjatostí ve vahadle (viz tab. 7, červeně zvýrazněno). Proto byly z grafu 2 vybrány ty konfigurace sestavy (délky tlumiče), při kterých naměřená síla přesahuje 20 kN. Na obr. 90 jsou vyobrazeny krajní polohy rozsahu výkyvu vahadla, pro které podmínka platí. Jednotlivé konfigurace zjednodušených sestav byly exportovány z parametrického modeláře a podrobeny deformačně napjatostní analýze. Zatěžování bylo realizováno opět přes zjednodušený konec tlačné tyče uložené ve vnější díře vahadla. Z kap. 8.1.3 je již jasné, že tento fiktivní zatěžovací stav odpovídá nejvyšším deformacím a napětí ve vahadle. Výsledky pro jednotlivé konfigurace sestavy jsou uvedeny v tabulce. Výsledky potvrzují správnost předpokladu. Nejvyššího zatížení vahadla je dosaženo právě v poloze s maximální naměřenou silou.



Obr. 90 Rozsah výkyvu vahadla, síla v tlačné tyči vyšší než 20 kN

Tab. 7 Polohy zavěšení, síla v tlačné tyči vyšší než 20 kN

Měřená délka tlumiče [mm]	Měřená síla v tlačné tyči [N]	Max. hodnota ekvivalentního napětí [MPa]	Min. koeficient bezpečnosti (mezní stav pružnosti) [-]	Min. koeficient bezpečnosti v těle vahadla (mezní stav pružnosti) [-]
397,7	22 652	328	1,4	2,3
402,1	25 374	368	1,2	2,0
407,2 Vnější díra	25 980 (26 kN)	376	1,2	2,0
407,2 Střední díra	25 980 (26 kN)	286	1,6	2,2
407,2 Měřená díra	25 980 (26 kN)	245	1,8	2,6
411,6	22 130	313	1,4	2,4
420,4	20 830	288	1,6	2,7
425,8	21 502	298	1,5	2,5



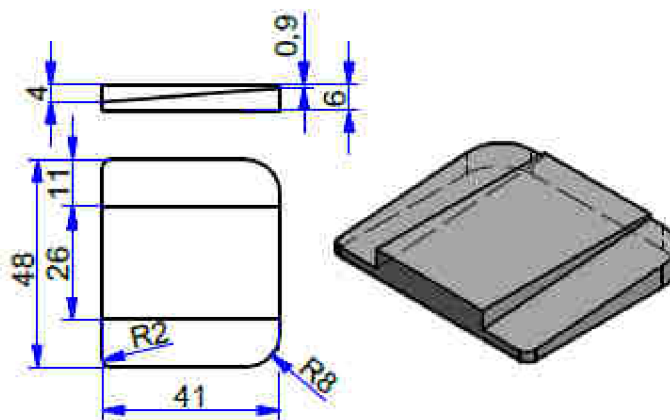
8.2 KONSTRUKCE DORAZU VYVĚŠENÍ KOLA

Konstrukční řešení dolního dorazu zavěšení kola bylo navrženo v návaznosti na stávající řešení svařovaného vahadla s přinýtovanou pryžovou deskou. Variabilní nastavení dorazu na obr. 91 zůstalo zachováno šroubovým spojem. Šroub sloužící ke kotvení základny vahadla v karoserii je ustaven pomocí kontramatice, která přímo dosedá na základní plechový profil základny. Hlava šroubu je nastavena do požadované polohy a vymezuje tak maximální vyvěšení kola, resp. výkyv vahadla.



Obr. 91 Konstrukční řešení dolního dorazu

Pryžová dorazová plocha na obr. 92 je navržena tak, aby sloužila jako ochrana velmi zatěžovaných tvarů vahadla proti případnému porušení např. v situacích, kdy se do podběhu na plochu kontaktu pryžové dorazové plochy a dorazové plochy pryžového kloboučku mohou dostat drobné cizí předměty (kameny, hlína). Spojení pryžové dorazové plochy s vahadlem může být provedeno kontaktním lepením lepidlem pro lepení nesavých materiálů (např. alkaprén). Stejně tak u spojení pryžového kloboučku a hlavy šroubu.



Obr. 92 Hlavní rozměry a tvary dorazové plochy



9 DISKUZE

Z různých tvarů vahadel v praktických nasazeních odpružení systémem tlačné tyče, které byly do jisté míry inspirací při prvních konstrukčních návrzích vahadla, postupně vykrytalizoval tvar vnější kontury velmi se podobající svařovanému vahadlu stávajícího řešení.

Nejvíce inspirací pramenilo z rozboru přestavby sériového vahadla zavěšení vozu Ariel Atom (viz kap. 1.3.5) a to zejména v oblasti návrhu uložení vahadla v ložiscích. Konstrukce vahadla se také opírala o příklad užití vahadla u sportovního prototypu Le Mans Bentley Speed 8 (viz kap. 1.3.2), které tvarem výrazně připomíná.

Vahadlo vychází z předem určeného žádaného materiálu hliníkové slitiny a svou šířkou umožňuje výrobu z válcované desky s nejvyšší zaručenou pevností. Zaoblená přepona vahadla se i po deformačně napjatostní analýze zjednodušených sestav s vahadly ukázala jako opodstatněná, a to hlavně z důvodu rovnoměrnosti rozložení napjatosti v objemu vahadla. Byl tak s výhodou využit dostupný prostor vyhrazený již svařovaným vahadlem stávající konstrukce.

V oblasti děr pro šrouby uložení byl výpočty potvrzen předpoklad nejvyššího zatížení vahadla. Právě z toho důvodu byla těmto místům přikládána velká pozornost. S cílem rozložení napjatosti byly navrženy ocelové vložky určené k vložení a nalepení do děr vahadla. Tyto vložky tak tvoří přechodný člen mezi šrouby a obráběným vahadlem. Zajištění těchto ocelových vložek vložených s minimální vůlí a bez přesahu vhodným lepidlem (viz příloha 5). Šířka ocelových vložek je určena šířkou stěn vahadla v těchto místech. Ty vznikají vybráním do tvaru rozvidlení. Rozvidlení na straně tlačné tyče a tvar vahadla zde podléhá také nutnosti zachování určité vůle mezi hranou vahadla a tlačnou tyčí při vyvěšení kola. K zachování vůle v kombinaci s co nejširší stěnou pro ocelovou vložku musela být tato strana vahadla zaoblena. Jedinou výhodou tohoto vydutí je vzniklý prostor pro co největší dorazový klobouček tlumící vyvěšení kola.

Pohled modelu výsledného konstrukčního řešení sestavy s vahadlem je na obr. 93 vyobrazen v poloze dolního dorazu zajištěného dorazovým kloboučkem na stavitelném šroubu. Z bokorysu je patrné uložení vahadla v základně kombinovaným kuličkovým axiálním, jehlovým radiálním ložiskem. Čep ložiska je tvořen stávajícím šroubem průměru 25 mm.



Obr. 93 Detailní pohled modelu vahadla a navazujících prvků výsledného konstrukčního řešení



Mnoho přechodných verzí vahadla nelze uvádět, ale nejdůležitější evoluční verze navrhovaného vahadla jsou popsány v předchozích kapitolách a pro srovnání jsou ještě jednou uvedeny v tabulce 8. Hmotnost je určována z modelu vahadla. U vahadel s ocelovými vložkami je hmotnost uvedena včetně hmotnosti ocelových vložek v počtu 10 kusů. Pro každou verzi jsou uvedeny dvě hodnoty maximálního zjištěného ekvivalentního (redukovaného) napětí a dvě hodnoty koeficientu bezpečnosti. Tímto způsobem je rozlišeno mezi oblastí kontaktu vahadla se šrouby, případně s ocelovými vložkami, a mezi oblastí těla vahadla, tedy vzdálených míst od oblastí uložení. Toto rozlišení je uvedeno pro lepší specifikaci napjatosti u jednotlivých verzí vahadel, které se liší nejen tvary ale také způsobem uložení navazujících prvků v nich.

Tab. 8 Porovnání konstruovaných verzí vahadel

Verze vahadla	Hmotnost [g]	Max. hodnota ekvivalentního napětí [MPa]	Max. hodnota ekvivalentního o napětí v těle vahadla [MPa]	Min. koeficient bezpečnosti (mezní stav pružnosti) [-]	Min. koeficient bezpečnosti v těle vahadla (mezní stav pružnosti) [-]
První (šrouby M12)	1280	630	225	0,7	2,0
První (šrouby M14)	1270	476	218	0,9	2,0
První (šrouby M12, ocelové vložky)	1360	508	222	0,9	2,0
Druhá (šrouby M12, ocelové vložky)	976	411	340	1,0	1,3
Výsledné konstrukční řešení (šrouby M12, ocelové vložky)	1031	376	232	1,2	2,0

Výsledné konstrukční řešení není vahadlem s nejnižší hmotností, ovšem kombinuje nízkou hmotnost a optimální rozložení napjatosti při zatížení maximální naměřenou silou při přejezdu příčné nerovnosti na autokrosově trati. Díky tvarování vnitřní díry ocelových vložek pro šrouby M12 původního řešení bylo dosaženo dostatečného koeficientu bezpečnosti v oblasti kontaktu ocelové vložky a vahadla. Výsledné redukované napětí v tomto místě je dokonce o 100 MPa nižší, než je tomu u vahadla s navrženými šrouby o průměru 14 mm.

V porovnání se svařovaným vahadlem stávajícího řešení bylo dosaženo 65% úspory hmotnosti svařovaného vahadla. Hmotnost vahadla ze slitiny hliníku s označením EN AW – 7075 T651 je tedy přibližně jen jednou třetinou svařovaného vahadla. Výrazného snížení bylo dosaženo také v hodnotách momentu setrvačnosti vůči ose uložení vahadla v základně a to přibližně o jednu polovinu.



ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vahadla odpružení přední nápravy autokrosového vozidla. Vahadlo je součástí mechanismu zavěšení systémem tlačné tyče.

V rešeršní části diplomové práce jsou popsány základní typy zavěšení kol, které se vyskytují v autokrosových vozech. Podrobněji je pak popsáno lichoběžníkové zavěšení kol, které je základem pro odpružení vozu systémem tlačné tyče. V poslední části byla popsána některá reálná nasazení tohoto zavěšení.

V diplomové práci je proveden rozbor stávajícího řešení sestavy s vahadlem, popis měření zatížení vahadla, rozbor naměřených dat, stanovení zatížení vahadla a diskutovány technické přístupy pro měření zdvihu kola. Nadále byly navrženy různé tvary vahadel a typy jejich uložení, které se staly výchozím bodem řešení hlavní části této práce.

V hlavní části diplomové práce konstrukčního typu je popsán přístup ke stanovení vhodného tvaru vahadla programovou optimalizací tvarů zatěžovaných součástí v programu Inventor. Nadále je zvolený tvar vahadla dále upravován a posuzován v návaznosti na analýzu napjatosti součástí pomocí metody konečných prvků v programu Ansys. V diplomové práci jsou uvedeny, popsány a analyzovány tři hlavní a zásadní tvary navrhovaného vahadla modelovaného v programu Creo Parametric, z nichž první konstrukční návrh je nadále členěn podle typu uložení navazujících prvků sestavy na vahadlo.

Výstupem diplomové práce je konstrukční návrh vahadla přední nápravy, kterým je možné nahradit stávající svařované vahadlo a dosáhnout výrazného snížení hmotnosti sestavy zavěšení. Vahadlo je navrženo s uložení ve dvou kombinovaných ložiscích. Kombinovaná axiální kuličková, radiální jehlová ložiska byla vybrána z důvodu nejvyšší únosnosti a s cílem snížení třecích ztrát v uložení vůči kluznému ložisku stávajícího řešení. Návrh vahadla splňuje požadavky montáže vahadla bez nutných výraznějších úprav či zásahů do stávající sestavy zavěšení kola systémem tlačné tyče. Vahadlo si zachovává jeho variabilitu a polohu funkčních prvků. To znamená, že návrh vahadla je uzpůsoben stejně jako svařované vahadlo k variabilnímu nastavení zavěšení kola změnou polohy montáže tlačné tyče ve vahadle. Nadále je k vahadlu navržen také konstrukční návrh dorazu vyvěšení kola. Výroba vahadla frézováním.

Spolu s nasazením vahadla do provozu je vhodné další zkoumání funkčnosti návrhu a to zejména ověření vhodnosti užití ložiska s valivými elementy, případně návrh dalších modifikací vahadla. Předmětem dalšího zkoumání by se tak například mohl stát konstrukční návrh vahadla, které nebude symetrické vůči rovině kolmé k ose jeho uložení. Takové vahadlo by teoreticky mohlo lépe korespondovat s nesouměrným zatížením vahadla z hlediska optimálního rozložení napětí.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REIMPELL, Jörn, Helmut STOLL a Jürgen W. BETZLER. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5054-0.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac. rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] SEWARD, Derek. *Race Car Design*. London: Palgrave Macmillan, 2014. ISBN 978-1-137-03014-6.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. Brno: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] *Audi Technology Portal: Chassis* [online]. Ingolstadt: Audi Communications, 2014 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/wheel-suspension-steering/front-suspension>
- [6] *Autokrosar.cz: Autocross* [online]. Humpolec: WordPress, c2005-2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.autokrosar.cz>
- [7] *Autolexicon.net* [online]. Sajdl, 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/>
- [8] *Viva F1: Suspension: Pushing and Pulling* [online]. WordPress, c2008-2013 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.vivaf1.com/blog/?p=10173>
- [9] *Team-BHP: Technical Stuff* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/66945-pics-video-red-bull-formula-1-car-assembly-engine-fire-up-mumbai-3.html>
- [10] *Fourtitude: In market find of the day* [online]. Toronto: VerticalScope [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://fourtitude.com/news/motorsport_news_6/2001-audi-r8-lmp900-bentley-speed-8-planned-for-rm-monterey-auction/
- [11] *Edmunds: Car Reviews* [online]. Dan Edmunds, 2012 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.edmunds.com/car-reviews/track-tests/2012-lamborghini-aventador-suspension-walkaround.html>
- [12] *Lamborghini: Models* [online]. Automobili Lamborghini, 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.lamborghini.com/en/models/aventador-lp-700-4/technical-specifications/>
- [13] *eMercedesBenz: Autos* [online]. Jim Davis, 2010 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.mercedesbenz.com/autos/mercedes-benz/sls-amg/mercedes-benz-sls-amg-e-cell-gullwing-official-info-and-photos/>
- [14] *PistonHeads: V8 Ariel Atom Gets 900bhp Per Tonne* [online]. c1998-2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?t=898305>
- [15] *Ariel Motor Company: Ariel Atom* [online]. Somerset, 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.arielmotor.co.uk/atom/overview/>



- [16] *DPcars: Ariel Atom* [online]. Portland: Dennis Palatov, 2010 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.dpcars.net>
- [17] *Palatov Motorsport LCC* [online]. Portland, 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.palatov.com>
- [18] *Alfa Racing CZ: Automobily a příslušenství*. In: *Facebook* [online]. Přerov, 2014 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/Alfa-Racing-CZ-182200445305730>
- [19] DAVISON, Eric. *Snake bit: Carroll Shelby's controversial Series 1 sports car*. St. Paul, MN: Motorbooks International, 2004. ISBN 076031781X.
- [20] *Crash and Burn Racing: Shelby Series 1* [online]. 2009 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.crashandburnracing.net/series1.htm>
- [21] *The Darkroom: Rebuilding a legend, one car at a time* [online]. Maryland: Robert Hamilton, 2013 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://darkroom.baltimoresun.com/2013/08/rebuilding-a-legend-one-car-at-a-time/#1>
- [22] *Haberkorn: Normované díly: Silentbloky* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/dydoc/view/se-normovane_dily-silentbloky.pdf
- [23] *Autodesk knowledge network: Autodesk Inventor 2016* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2016/CSY/>
- [24] *E-konstrukér: Součinitel tření* [online]. Jakub Kratina, 2013 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [25] *Bohdan Bolzano: Technická podpora* [online]. Kladno, 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-42crmo4>
- [26] KARMAZÍNOVÁ, Marcela, Karel SÝKORA a Milan ŠMAK. *Konstrukce a dopravní stavby: Konstrukce – základní typy konstrukcí konstrukční řešení staveb, mosty*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, fakulta stavební.
- [27] *Curtiss–Wright: Penny & Giles: Sensors* [online]. 2015 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.cw-industrialgroup.com/Products/Sensors/Linear-Position-Sensors-Transducers/Linear-Displacement-Sensor-SLS130.aspx>
- [28] *AJP – tech: Baumer: Senzory* [online]. c2009-2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.ajptech.cz/produkty/prumyslova-automatizace/baumer-senzory/snimace/magneticke-snimace/>
- [29] *SKF, Česká republika: Výrobky: Katalogy ložisek* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.timken.com/en-US/products/Pages/Catalogs.aspx>
- [30] *TIMKEN: Products & Services: Catalogs* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.timken.com/en-US/products/Pages/Catalogs.aspx>
- [31] *Alcom Alval: Válcované hliníkové desky* [online]. Bruntál, 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.hlinik.cz/valcovane-hlinikove-desky#seznam-produktu>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ

<i>aj.</i>	...	a jiné
atd.	...	a tak dále
CAD	...	počítačem podporované projektování (<i>Computer Aided Design</i>)
MKP	...	metoda konečných prvků
např.	...	například
oc.	...	ocel
pozn.	...	poznámka
resp.	...	respektive
tzv.	...	tak zvaný
F	[N]	měřená síla v tlačné tyči
F _l	[N]	imaginární síla v tlačné tyči
l	[mm]	měřená délka tlumiče
F _{tl}	[N]	síla zachycená tlumičem
F _{rad}	[N]	síla působící v ložisku, radiální složka
F _{ax}	[N]	síla působící v ložisku, axiální složka
t	[s]	čas
R _e	[MPa]	mez kluzu (pružnosti) v tahu
R _m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
R _{p0,2}	[MPa]	smluvní mez kluzu (pružnosti) v tahu



SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Fotografie vozů autokrosové divize Touring Autocross, autor Tomáš Němec [6]	10
Obr. 2 MacPherson přední poháněná náprava Audi TT [5]	12
Obr. 3 Pohled na zavěšení MacPherson autokrosového vozidla [6]	13
Obr. 4 Lichoběžníková přední poháněná náprava Audi R8 [5].....	14
Obr. 5 Systém odpružení McLaren MP4-27 a Ferrari F2012 [8].....	15
Obr. 6 Odpružení systémem tlačné tyče a vahadla [3].....	16
Obr. 7 Přídavná pružina a její deformační charakteristika [2]	17
Obr. 8 Typy plných pryžových tlumičích bloků [22].....	18
Obr. 9 Příklad řešení dolního hydraulického dorazu [2]	18
Obr. 10 Red Bull - vahadlo odpružení zadní nápravy F1 [9]	19
Obr. 11 Bentley Speed 8 – vahadlo odpružení zadní nápravy 83 [10].....	20
Obr. 12 Audi R8 LMP900 - vahadlo odpružení zadní nápravy [10].....	21
Obr. 13 Lamborghini Aventador LP700-4 – zavěšení kola přední nápravy [11].....	22
Obr. 14 Lamborghini Aventador LP700-4 – zavěšení kola zadní nápravy [11]	23
Obr. 15 Mercedes-Benz SLS AMG E-CELL – zavěšení kola přední nápravy [13]	24
Obr. 16 Ariel Atom 500 V8 Limited Edition – zavěšení kola přední nápravy [14].....	25
Obr. 17 Ariel Atom - nové vahadlo vlevo, vpravo originální, původní vahadlo [16].....	26
Obr. 18 Ariel Atom - náhrada originálního vahadla plastovým prototypem [16].....	27
Obr. 19 Ariel Atom - výsledky zjednodušené simulace zatížení nového vahadla [16].....	27
Obr. 20 Alfa Racing, s.r.o. - detail zavěšení přední nápravy [18].....	28
Obr. 21 Shelby Series 1 - detail zavěšení přední nápravy, uložení vahadla [20]	29
Obr. 22 Model sestavy zavěšení pravého předního kola	31
Obr. 23 Detailní pohled modelu vahadla a navazujících prvků stávající konstrukce	31
Obr. 24 Pohled z boku na reálné vahadlo	32
Obr. 25 Doraz vyvěšení kola přinýtovanou pryžovou deskou	32
Obr. 26 Uložení vahadla kluznými ložisky - vlevo reálné součásti, vpravo model sestavy	33
Obr. 27 Uložení tlačné tyče a tlumiče/pružiny ve vahadle.....	34
Obr. 28 Umístění měřící aparatury zatížení vahadla na mechanismu zavěšení	35
Obr. 29 Lineární potenciometrický snímač polohy Penny & Giles SLS 130/75/L/50.....	37
Obr. 30 Snímač s lankovým mechanismem SP1 – 25.....	38
Obr. 31 Magnetický snímač měření úhlu [28].....	38
Obr. 32 Mechanismus zavěšení v programu Creo Parametric 2.0	39
Obr. 33 Grafické řešení radiálního zatížení ložiska	41
Obr. 34 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [29]	42



Obr. 35 Kuželíkové ložisko typ TSL [30]	43
Obr. 36 Kombinované axiálně-radiální ložisko [29]	44
Obr. 37 Návrhy tvaru vahadla	46
Obr. 38 Autodesk Inventor 2016 R2 - Generátor tvarů [23]	47
Obr. 39 Výchozí tvary generátoru tvarů - vahadlo s oblou přeponou, s rovnou přeponou	47
Obr. 40 Nastavení generátoru tvarů - vahadlo s oblou přeponou, s rovnou přeponou	48
Obr. 41 Výsledky výpočtu generátoru tvarů	48
Obr. 42 Výsledky pevnostní analýzy optimalizovaných tvarů	49
Obr. 43 První vývojová verze	50
Obr. 44 První vývojová verze - řez uložením tlačné tyče s původními šrouby [mm]	51
Obr. 45 První vývojová verze - řez uložením vahadla [mm]	51
Obr. 46 Příprava modelu pevnostní analýzy	52
Obr. 47 Pohled sítě tlačné tyče, tlumiče, koule kyvného oka	53
Obr. 48 Pohled sítě náhrady ložisek	54
Obr. 49 Pohled sítě zjednodušeného modelu šroubu M12 s podložkami	54
Obr. 50 Pohled sítě vymežovacích vložek pro šroub M12	55
Obr. 51 Pohled sítě první vývojové verze vahadla	55
Obr. 52 Definice okrajových podmínek a zatížení	56
Obr. 53 První vývojová verze se šrouby M12 – ekvivalentní napětí [MPa]	57
Obr. 54 První vývojová verze se šrouby M12 – koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti	57
Obr. 55 První vývojová verze se šrouby M12 – deformace sestavy [mm] (13x zvětšeno)	58
Obr. 56 První vývojová verze se šrouby M12 – ekvivalentní napětí šroubu [MPa]	58
Obr. 57 První vývojová verze se šrouby M12 – ekvivalentní napětí vymežovacích vložek [MPa]	59
Obr. 58 První vývojová verze - řez uložením tlačné tyče se šrouby M14 [mm]	60
Obr. 59 Pohled sítě šroubu M14 a upravených vymežovacích vložek	61
Obr. 60 První vývojová verze se šrouby M14 – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]	61
Obr. 61 První vývojová verze se šrouby M14 – ekvivalentní napětí šroubu [MPa]	62
Obr. 62 První vývojová verze se šrouby M14 – ekvivalentní napětí vymežovacích vložek [MPa]	62
Obr. 63 První vývojová verze - řez uložením tlačné tyče se šrouby M12, ocelovými vložkami [mm]	63
Obr. 64 Pohled sítě ocelových vložek (vlevo součástí uložení, vpravo jen vložena ve vahadle)	64
Obr. 65 První vývojová verze se šrouby M12, oc. vložkami – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]	64



Obr. 66 První vývojová verze se šrouby M12, oc. vložkami – ekvivalentní napětí ocelových vložek [MPa]	65
Obr. 67 Druhá vývojová verze vahadla	66
Obr. 68 Druhá vývojová verze - řez uložením tlačné tyče se šrouby M12, ocelovými vložkami s radiusem [mm]	67
Obr. 69 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]	68
Obr. 70 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí vahadlo, detaily [MPa]	68
Obr. 71 Druhá vývojová verze – koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti	69
Obr. 72 Druhá vývojová verze – deformace sestavy [mm] (10x zvětšeno)	69
Obr. 73 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí šroubu [MPa]	70
Obr. 74 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí vymešovacích vložek [MPa]	70
Obr. 75 Druhá vývojová verze – ekvivalentní napětí ocelových vložek s radiusem [MPa]	70
Obr. 76 Výsledné konstrukční řešení	71
Obr. 77 Výsledné konstrukční řešení - řez uložením tlačné tyče se šrouby M12, ocelovými vložkami s radiusem [mm]	72
Obr. 78 Výsledné konstrukční řešení - řez uložením vahadla [mm]	72
Obr. 79 Pohled sítě výsledného konstrukčního řešení vahadla	73
Obr. 80 Definice okrajových podmínek a zatížení výsledné verze vahadla	73
Obr. 81 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo [MPa]	74
Obr. 82 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo, detaily [MPa]	74
Obr. 83 Výsledné konstrukční řešení – koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti	75
Obr. 84 Výsledné konstrukční řešení – deformace vahadla [mm] (10x zvětšeno)	75
Obr. 85 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí šroubů [MPa]	76
Obr. 86 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vymešovacích vložek [MPa]	76
Obr. 87 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí ocelových vložek s radiusem [MPa]	76
Obr. 88 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo, střední díra [MPa]	77
Obr. 89 Výsledné konstrukční řešení – ekvivalentní napětí vahadlo, vnitřní díra [MPa]	77
Obr. 90 Rozsah výkyvu vahadla, síla v tlačné tyči vyšší než 20 kN	78
Obr. 91 Konstrukční řešení dolního dorazu	79
Obr. 92 Hlavní rozměry a tvary dorazové plochy	79
Obr. 93 Detailní pohled modelu vahadla a navazujících prvků výsledného konstrukčního řešení	80
Graf 1 Průběh naměřené síly F [kN] v čase t [s]	36
Graf 2 Průběh naměřené síly F [kN] v závislosti na délce tlumiče l [mm]	36



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Specifikace kyvného oka tlačné tyče.....	I
Příloha 2: Specifikace materiálu pro výrobu vahadla	II – III
Příloha 3: Specifikace referenčního materiálu součástí sestavy z oceli.....	IV
Příloha 4: Specifikace kombinovaného ložiska SKF NKX 25 Z.....	V
Příloha 5: Výkresová dokumentace	