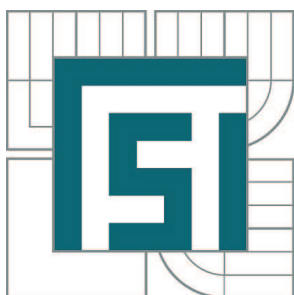


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE KONSTRUKCE RAMENE NÁPRAVY

OPTIMALIZATION OF SUSPENSION ARM DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. DANIEL GAŠPAR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Daniel Gašpar

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Optimalizace konstrukce ramene nápravy

v anglickém jazyce:

Optimalization of suspension arm design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukce ramene vlečené nápravy z hlediska tuhosti vedení kola zadní nápravy.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je optimalizace konstrukce ramene vlečené nápravy z hlediska tuhosti vedení kol. Za tímto účelem:

- vypracujte konstrukční návrh ramene nápravy,
- proveďte výpočty metodou MKP se zaměřením na tuhost vedení kola,
- úvodní návrh optimalizujte z hlediska tuhosti a hmotnosti ramene.

Seznam odborné literatury:

Reimpell,J.;Stoll,H.;Edward,A., The automotive chassis - engineering principles. Arnold, London 1996. ISBN 0-340-61443-9.

Gillespie,T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1992. ISBN 1-56091-199-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Porteš, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Bc. Daniel Gašpar
Optimalizace konstrukce ramene nápravy
DP, ÚADI, 2011, 113

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací ramene zavěšení z hlediska tuhosti vedení kola a hmotnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Střed klopení, odklon, odpružení závodního automobilu

ABSTRACT

Bc. Daniel Gašpar
Optimalization of suspension arm desing
DP, ÚADI, 2011, 113

This thesis is concerned with the optimalization of suspension arm desing in term of rigidity wheel direction and weight.

KEYWORDS

Roll center, wheel camber, race car suspension



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GAŠPAR, D. *Optimalizace ramene nápravy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 113 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Portěš, Dr..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petr Porteš, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Daniel Gašpar



PODĚKOVÁNÍ

Za účinnou podporu a pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru Portešovi, Dr. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Zavěšení.....	11
1.1 Závislé zavěšení	12
1.1.1 Tuhá náprava se čtyřmi šikmými rameny.....	13
1.1.2 Tuhá náprava de-dion	14
1.2 Nezávislé zavěšení	14
1.2.1 SLA zavěšení.....	15
1.2.2 Zavěšení McPherson	16
1.2.3 Kliková náprava.....	16
1.2.4 Kyvadlová úhlová náprava	17
2 Anti-squat geometrie zavěšení.....	18
2.1 Zadní tuhá náprava.....	20
2.2 Nezávislé zavěšení s poháněnou zadní nápravou	22
2.3 Nezávislé zavěšení s poháněnou přední nápravou.....	22
3 Anti-dive geometrie zavěšení	23
4 Středy klopení.....	24
4.1 Střed klopení tuhé nápravy	24
4.1.1 Tuhá náprava se čtyřmi šikmými rameny.....	24
4.2 Středy klopení u nezávislého zavěšení	25
4.2.1 Pozitivní geometrie kyvného ramene	26
4.2.2 Negativní geometrie kyvného ramene	27
4.2.3 Paralelní horizontální ramena.....	27
4.2.4 Paralelní ramena	28
4.2.5 Střed klopení u nápravy McPherson.....	28
4.2.6 Středy klopení u klikové nápravy	29
4.2.7 Středy klopení kyvadlové úhlové nápravy	30
5 Mechanika podvozku.....	31
5.1 Síly působící v bodě styku kola a vozovky.....	31
5.2 Intenzivní brzdění	37
5.3 Průjezd zatáčkou	39
5.3.1 Quasi-statický tuhý model vozidla	39
6 Výpočet zatěžujících sil působících na kolo.....	42
6.1 Základní hodnoty	42
6.2 Středně dobrý povrch vozovky:	43
6.3 Přejezd nerovností.....	43



6.4	Intenzivní brzdění	43
6.5	Průjezd zatáčkou	44
6.6	Vstupní hodnoty do MKP	44
7	Původní rameno náprav	46
7.1	Analýza napětí a deformace	49
7.1.1	Síťování	50
7.1.2	Zatěžování	52
7.1.3	Napětí, deformace a tuhost	53
8	Materiál	56
9	Vlastní návrh	57
9.1	Evo 1	57
9.2	Evo 2	61
9.3	Evo 3	64
9.4	Evo 4	67
9.5	Evo 5	70
9.6	Evo 6	74
9.7	Evo 7	78
9.8	Evo 8	81
9.9	Evo 9	85
9.10	Evo 10	89
9.11	Evo 11	92
9.12	Evo 12	95
9.13	Evo 13 (Finální)	99
10	Únava	105
	Závěr	106
	Seznam použitých zkratk a symbolů	111



ÚVOD

Má diplomová práce se zabývá optimalizací konstrukce ramene kyvadlové úhlové vlečené nápravy a to z hlediska tuhosti vedení kola a hmotnosti. Optimalizace vychází z existujícího ramene a mým úkolem je, při zachování přípojných bodů ramene ke karosérii (dva kulové klouby a sdružená pružící jednotka) a polohy středu kola, vypracovat návrh ramene s ohledem na co nejnížší hmotnost a zároveň co nejvyšší tuhost.

Cílem práce je vypracovat konstrukční návrhy ramene nápravy, provést výpočty metodou MKP se zaměřením na tuhost vedení kola, návrhy optimalizovat z hlediska tuhosti a hmotnosti.

Náprava je tvořena několika konstrukčními celky: zavěšením kola, uložením kola, brzdou, řídicím ústrojím, hnacím ústrojím. Pod pojmem zavěšení kola rozumíme způsob připojení kola k rámu nebo karosérii. Zavěšení kola musí umožňovat svislý relativní pohyby vzhledem k rámu nebo karosérii a zabránit nežádoucím pohybům kola (tuhost vedení). Zavěšení přenáší síly a momenty mezi kolem a karosérii (neodpruženou a odpruženou hmotou). Jsou to síly svislé (zatížení vozidla), podélné (hnací a brzdné síly) a příčné síly (odstředivé síly).



Obrázek 1: Výchozí rameno zavešení

Výchozí rameno zavěšení je znázorněné na obr. 1, jak je patrné z obrázku, je to složitý svařenec ocelových trubek, který je obtížně měřitelný. Z cenových důvodů je nutné použít stávající uložení kola, brzdou soustavu a odpružení. Pro vytvoření modelu ramene jsem využil 3D skener, s jehož pomocí jsem zároveň přesně určil polohu přípojných bodů ke karosérii. Model byl následně importován do MKP, kde byl zatížen několika jízdními stavy a podroben pevnostnímu výpočtu, určil jsem také deformace v jednotlivých osách a z nich vypočítal tuhost ramene. Výsledky tohoto zatěžování jsem použil, jako odrazový můstek pro primární návrh ramene, ve kterém jsem se snažil vyhnout všem konstrukčním chybám původního návrhu. Optimalizace ramene tedy spočívala ve vyhodnocení výsledků získaných z MKP a jejich zohlednění do dalšího návrhu.



1 ZAVĚŠENÍ

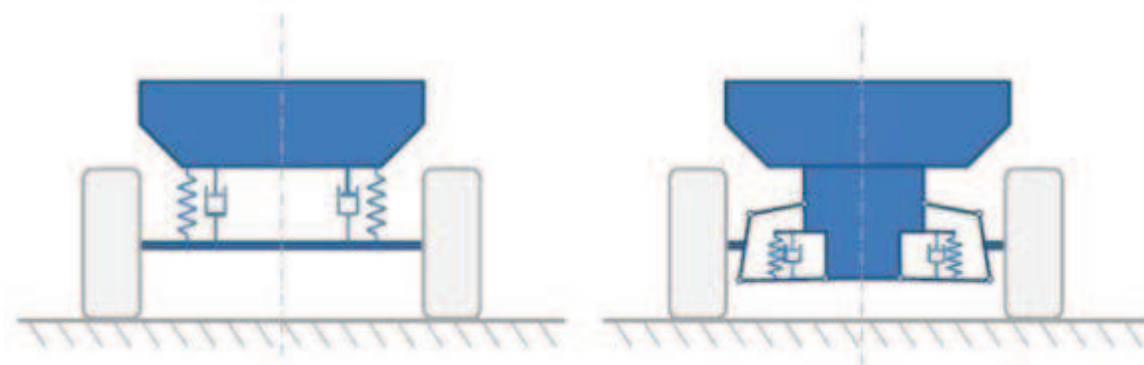
V této kapitole bych rád shrnul základní informace o typech zavěšení kol a jejich typických vlastnostech ovlivňující dynamiku vozidla. Pod pojmem zavěšení kola rozumíme způsob připojení kola k rámu nebo karosérii. Primárními funkcemi systému zavěšení jsou:

- ✚ Umožňovat vertikální poddajnost (pohyb), aby mohla být kola v kontaktu s nerovnou vozovkou a zároveň izolovat šasi od nerovností vozovky.
- ✚ Zajistit tuhost vedení kola a udržet geometrii kol.
- ✚ Zachycovat síly vzniklé v místě kontaktu kola s vozovkou. Síly svislé (zatížení vozidla), podélné (hnací a brzdné síly) a příčné síly (odstředivé síly)
- ✚ Zabraňovat klopení a klonění šasi
- ✚ Udržovat pneumatiky v kontaktu s vozovkou [1]

Vlastnosti zavěšení, které jsou důležité z pohledu dynamiky vozidla, jsou především kinematické, tedy pohyb způsobený přenosem sil a momentů z pneumatiky na šasi (odpruženou a neodpruženou hmotou). Při návrhu zavěšení musíme brát v úvahu také náklady, hmotnost, prostor, vyrobiteľnosť, montáž, atd. [1]

Zavěšení kol se obecně dělí do dvou velkých skupin obr. 2:

- ✚ Závislé zavěšení (tuhá náprava)
- ✚ Nezávislé zavěšení



Obrázek 2: Schéma zavěšení kol: a) Závislé zavěšení, b) Nezávislé zavěšení [3]



1.1 ZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ

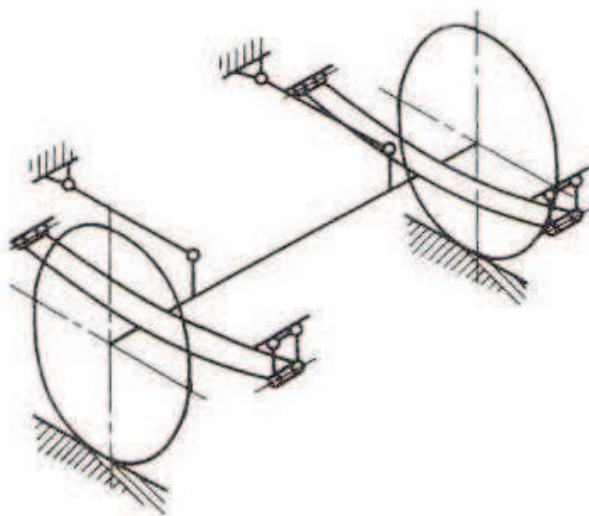
Závislé zavěšení je charakterizováno uložením kol na opačných koncích příčného nosníku. Pohyb jednoho kola je přenesen pomocí příčného nosníku i na druhé. Tuhé nápravy se používají v dnešní době už jen pro užitkové automobily a to hlavně z těchto důvodů:

- ✚ Hmotnosti tuhé nápravy může způsobovat tendence k odskakování na nerovné vozovce (hlavně u hnaných náprav).
- ✚ Vzájemné ovlivňování kol.
- ✚ Závislé zavěšení má výhodu v tom, že odklon kola není ovlivňován náklonem karoserie. Proto je odklon při průjezdu zatáčkou velice malý, způsobený jen deformací vnější pneumatiky.
- ✚ Snadno se udržuje geometrie kol, což minimalizuje opotřebení pneumatik.
- ✚ Rozchod kol se u závislého odpružení nemění.
- ✚ Prostor potřebný nad nápravou odpovídající kompresi pružin. [1],

Zavěšení tuhé nápravy pomocí dvou podélných listových pružin je jedním z nejstarších, nejjednodušších a nejlevnějších způsobů zavěšení. Listové pružiny u tohoto typu zavěšení zastávají tyto úlohy:

- ✚ vedení pneumatiky
- ✚ odpružení a tlumení.

Pro zajištění komfortní jízdy však musejí být listové pružiny dlouhé a s malým počtem listů, což způsobuje ztrátu boční stability, proto se v dnešní době používají listové pružiny jen u užitkových a nákladních automobilů, kde komfort není prioritou. U vysoce namáhaných náprav se dvojice podélných listových pružin doplňuje o takzvané suvné tyče, které přenášejí reakce od brzdného a hnacího momentu a odlehčují pružiny (obr. 3). [1], [3]

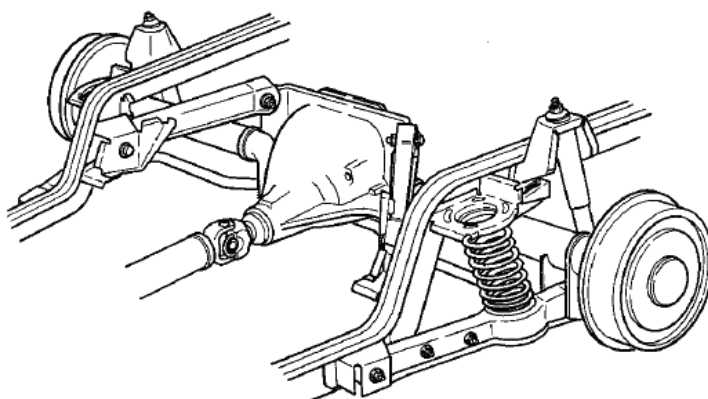


Obrázek 3: Tuhá náprava se suvnými tyčemi a listovými pružinami [3]

1.1.1 TUHÁ NÁPRAVA SE ČTYŘMI ŠIKMÝMI RAMENY

V reakci na nedostatky listových pružin, vzniká zadní tuhá náprava se čtyřmi rameny, jak ukazuje obr. 4, je určena hlavně pro osobní automobily s poháněnou zadní nápravou. Spodní pár ramen zachycuje podélné síly a horní pár hnací a brzdné momenty. Používá se s vinutými (nebo vzduchovými pružinami) namísto listových, což zajišťuje stabilnější vedení kola automobilu. I když je tuhá náprava se čtyřmi šikmými rameny dražší, její geometrie umožňuje:

- lepší polohu středu klopení
- omezení předklánění a zaklání
- ovlivnit samořízení [1]

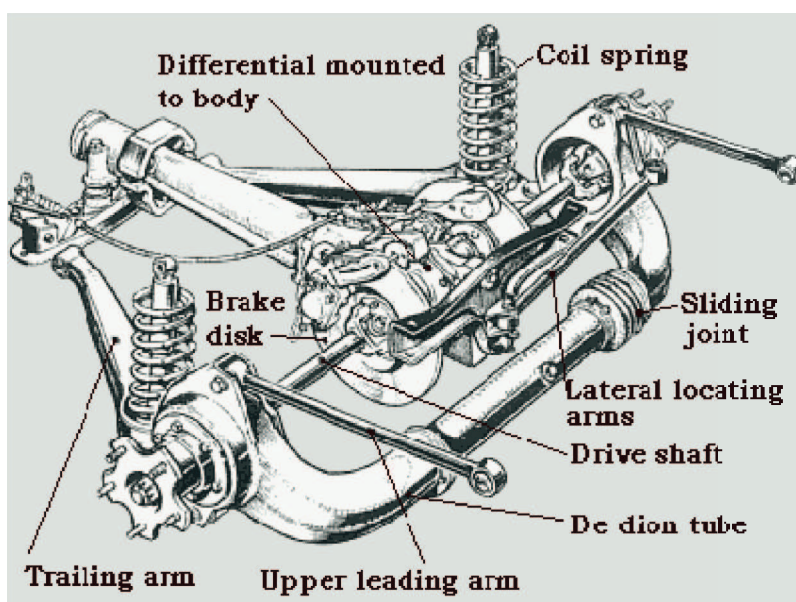


Obrázek 4: Tuhá náprava se čtyřmi rameny [1]



1.1.2 TUHÁ NÁPRAVA DE-DION

Náprava De-Dion (obr. 5) odstraňuje jednu z největších nevýhod poháněných tuhých náprav, jejich hmotnost. Toho se docílí oddělením pohonu od příčného nosníku, připevněním diferenciálu a rozvodovky ke karosérii, proto je zapotřebí použít kloubové hnací hřídele s možností osového posunu, další výhodou náprav De-Dion je úspora místa, diferenciál je připevněn ke karosérii a není tak nutné nechávat prostor na jeho posuvy. Nevýhodami jsou především cena a zvyšování zráť v celém systému odpružení vlivem tření (od hnacích hřídelů a teleskopických trubek). [1], [3]



Obrázek 5: Tuhá náprava De-Dion [5]

1.2 NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ

Na rozdíl od závislého zavěšení, nezávislé zavěšení kol umožňuje vertikální pohyb kol bez jejich vzájemného ovlivnění. Téměř všechny osobní automobily a lehké nákladní automobily využívají nezávislé zavěšení předních kol, výhodou je prostor pro motor, lepší odolnost proti neklidu v řízení a u poháněných náprav nižší hmotnost diferenciál a rozvodovka jsou připevněny ke karosérii. Střed klopení kola lze snadno měnit vhodnou geometrií ramen (sklonem a tvarem). Rozchod se při propružení mění. [1]

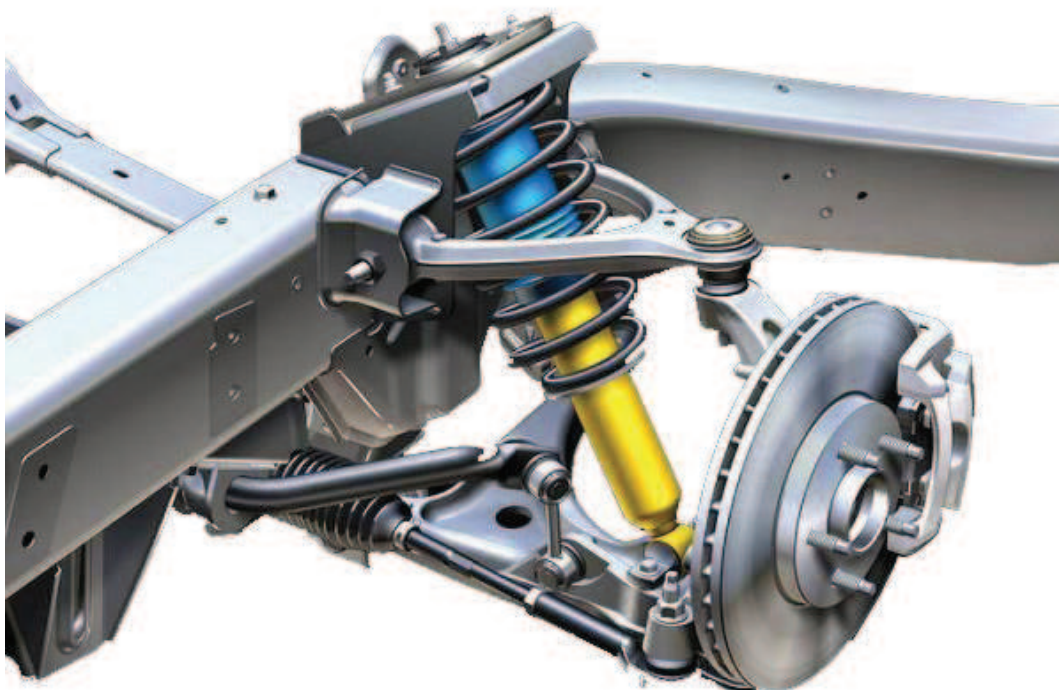
Nejpoužívanější typy nezávislého zavěšení jsou:

-  SLA zavěšení
-  náprava McPherson
-  Kyvadlová úhlová náprava
-  Kliková náprava



1.2.1 SLA ZAVĚŠENÍ

Nejpoužívanější typ zavěšení předních kol automobilů po druhé světové válce, je charakteristické dvěma příčnými rameny (lichoběžníkové, A-ramena), které vedou kolo, jak znázorňuje obr. 6. Příčné ramena nemají obvykle stejnou délku, proto SLA zavěšení. Často se také můžeme setkat s označení dvojité lichoběžníkové zavěšení.



Obrázek 6: SLA zavěšení [6]

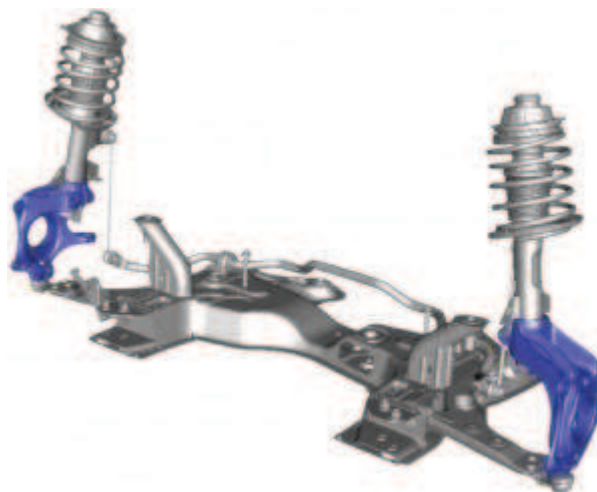
SLA zavěšení se výborně hodí pro koncepci automobilu s motorem umístěným podélně vpředu a náhonem na zadní kola, vhodné je také pokud má automobil samostatný rám. Rám absorbuje zatížení a je ideálním místem pro uchycení zavěšení. [1]

Návrh geometrie SLA zavěšení vyžaduje spoustu práce, aby se dosáhlo dobrých výsledků. Geometrie odklonu kol různě dlouhých ramen zavěšení, neutralizuje změnu odklonu vnějšího kola vzhledem ke klopení karosérie, ale obvykle má za následek nepříznivý stav na vnitřním kole zatáčky. Pokud jsou ramena stejně dlouhá, dochází k odstranění problému na vnitřním kole, ale jen za cenu ztráty kompenzace odklonu na vnějším kole zatáčky. Současně musí geometrie zabránit velkým změnám rozchodu kol. Velké změny rozchodu způsobují nadměrné opotřebování pneumatik. [1]



1.2.2 ZAVĚŠENÍ MCPHERSON

Earle S. MacPherson, vyvinul zavěšení s podobnou geometrií, jako má LSA zavěšení, kde je horní rameno nahrazeno posuvným vedením. Vedení je teleskopický tlumič, který je na svém dolním konci pevně uchycen k těhlici a horní konec je přichycen ke karoserii nebo šasi. Teleskopický tlumič udržuje kolo v příčném směru, tím je zatěžován daleko většími silami než obyčejný tlumič, toto zatěžování se projevuje zvýšeným třením v tlumiči (zablokování tlumiče). Pro odstranění tohoto nepříznivého jevu se používá šroubová pružina uložená šikmo. [1], [3]

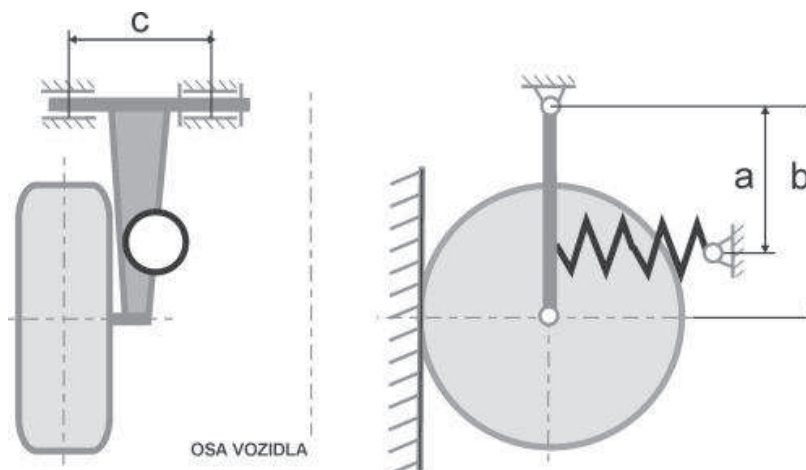


Obrázek 7: Zavěšení McPherson [7]

Hlavní předností zavěšení McPherson je zástavbový prostor pro motor, který může být uložený příčně, což je velkou výhodou u automobilů s naháněnou přední nápravou. Dalšími výhodami jsou menší počet dílů zavěšení a schopnost pohlcovat zatížení na vzdálenějších místech karoserie (nedochází ke koncentraci zatížení). Mezi nevýhody patří vyšší instalační výška. [1]

1.2.3 KLIKOVÁ NÁPRAVA

Kliková náprava má podélné ramena s příčnou osou kývání (tzn. kolmou na podélnou osu automobilu). V dnešní době se používá zejména pro zadní nepoháněné nápravy. Vhodná je pro svou jednoduchost, poměrně nízkou hmotnost a zabírá také málo prostoru (nezasahuje do zavazadlového prostoru).

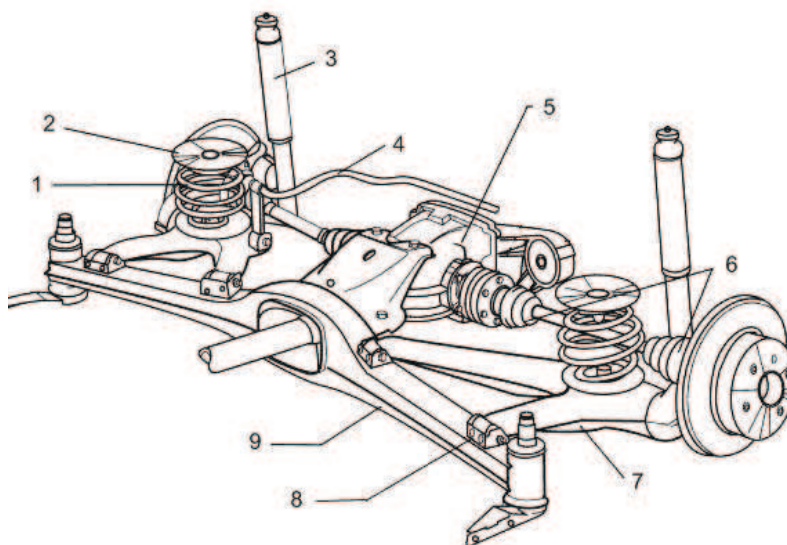


Obrázek 8: Kliková náprava [4]

Uložení ramen je obvykle realizováno pomocí pryžových ložisek, aby se snížil hluk a přenos vibrací. Abychom snížily namáhání (deformaci) ramene a zatížení pryžových ložisek, musí být pružina co nejblíže bodu dotyku středu kola s vozovkou (tzn. nejlépe $A=B$) a zároveň vzdálenost mezi ložisky by měla být co největší.

1.2.4 KYVADLOVÁ ÚHLOVÁ NÁPRAVA

Tento druh náprav zpopularizovali BMW a Mercedes Benz. Používá se jako zadní náprava a osa kývání bývá obvykle šikmá v nárysu i půdorysu. V půdorysu často osa kývání svírá s podélnou osou automobilu uhel 25° . Při propružení dochází vlivem šikmé osy kývání k samořízení. Kombinace samořízení a odklonu vnějšího kola působí proti zatáčení, dojde k v zniku nedotáčivosti. [1]



Obrázek 9: Kyvadlová úhlová náprava [4]

2 ANTI-SQUAT GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ

Následující rozbor včetně použitých vztahů vychází z literatury [1]

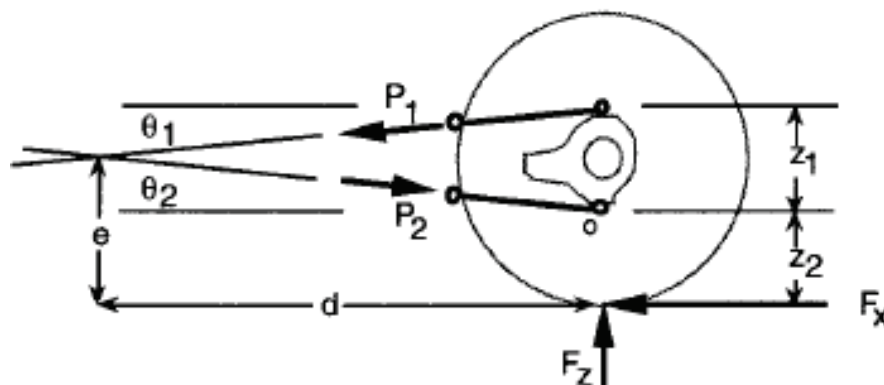
Při akceleraci vozidla se zvyšuje zatížení na zadních kolech v důsledku podélného transferu hmotnosti. Zatížení zadní nápravy je:

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x h}{g L} \right) \quad (1)$$

Kde:

- b...vzdálenost od předního kola k těžišti
- L...rozvor
- a_x ...podélné zrychlení
- h...výška těžiště

Druhý výraz v závorce vyjadřuje efekt podélného přenosu zatížení vlivem akcelerace. Transfer zatížení se dostává na nápravu a kolo hlavně prostřednictvím zavěšení. Proto dochází implicitně ke kompresi zadního zavěšení, která se u vozidel s poháněnou zadní nápravou nazývá „Power Squat.“ Současně dochází k dekompresi přední nápravy, kombinace obou těchto jevů se nazývá záklon vozidla. Systém zavěšení vozidla musí být navržen tak, aby všechny tyto jevy minimalizoval.



Obrázek 10: Síly působící na zadní nápravu [1]

Síly zabraňující anti-squat efektu jsou generována na zadní hnací nápravě geometrií zavěšení. Mechaniku systém lze nejnázne pochopit, pokud budeme předpokládat, že jsou všechna zavěšení funkčně ekvivalentní s klikovou nápravou, pokud jede o síly a momenty. Pro účely analýzy uvažujeme, že hnací náprava je uchycena na horním a dolním rameni, jak je znázorněno na obrázku 10. Horizontální síla F_x je reakcí na hnací sílu, a síla F_z je reakce na vertikální složky sil z ramen zavěšení. Statické zatížení nápravy můžeme pro účel této analýzy zanedbat. Podle Newtonova druhého zákona pro vertikální a horizontální směr a momenty k bodu „o“ dostáváme rovnice ve tvaru:



$$F_x + P_1 \cos \theta_1 - P_2 \cos \theta_2 = 0 \quad (2)$$

$$F_z - P_1 \sin \theta_1 - P_2 \sin \theta_2 = 0 \quad (3)$$

$$F_x z_2 - P_1 \cos \theta_1 z_1 = 0 \quad (4)$$

Z rovnice (4) vyjádříme reakci P_1 :

$$P_1 = \frac{F_x z_2}{\cos \theta_1 z_1} \quad (5)$$

Z rovnice (2) vyjádříme reakci P_2 a dosadíme ji (5):

$$P_2 = \frac{F_x (1 + z_2/z_1)}{\cos \theta_2} \quad (6)$$

Potom použijeme rovnici (3) pro vyjádření síly F_z :

$$F_z = P_1 \sin \theta_1 + P_2 \sin \theta_2 = F_x \frac{z_2}{z_1} \tan \theta_1 + F_x (1 + \frac{z_2}{z_1}) \tan \theta_2 \quad (7)$$

Pro geometrii znázorněnou na obr. 10 platí:

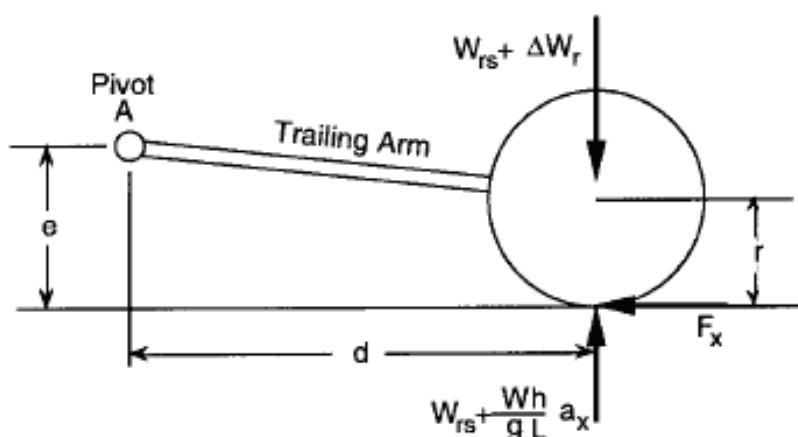
$$\tan \theta_1 = \frac{z_1 + z_2 - e}{d}; \tan \theta_2 = \frac{e - z_2}{d} \quad (8)$$

Po dosazení (8) do (7) dostaneme:

$$\frac{F_z}{F_x} = \frac{e}{d} \quad (9)$$



Výraz uvedený v rovnici (9) je podobný tomu, který bychom dostali, kdyby byla ramena zavěšení nahrazena jen jedním ramenem (kliková náprava), které by bylo ke karosérii přichyceno v místě průsečíků os obou ramen. Průsečí reprezentuje virtuální reakční bod, kde reakční moment ramene zavěšení může být rozdělen na ekvivalentní podélné a vertikální síly působící na karoserii. Vzhledem k tomu, že všechny zavěšení jsou funkčně ekvivalentní s klikovou nápravou, budeme anti-squat schopnosti kvantifikovat právě na tomto druhu nápravy, jak ukazuje obr. 11.



Obrázek 11: Síly působící na klikovou nápravu při akceleraci [1]

Na obrázku je bod „A“ myšlený přichytný bod ke karosérii, rameno je pevně přichyceno ke karoserii a má schopnost přenášet vertikální síly na odpruženou hmotu, které jsou navrženy tak aby zabránili zakloňování karoserie.

2.1 ZADNÍ TUHÁ NÁPRAVA

Momenty kolem působící v místě čepu „A“ vyjádříme pomocí Newtonova druhého zákona. Suma momentů musí být nulová, pokud je systém v rovnováze. Všimněme si, že na obr. 11 je zatížení kola rozděleno na statické a dynamické složky. Dynamická složka je způsobena akcelerací vozidla (podélným transferem zatížení). Pro jednoduchost nebudeme uvažovat hmotnost nápravy.

$$\sum M_A = W_{rs}d + \frac{Wh}{g} L a_x d - W_{rs}d - \Delta W_r d - F_x e = 0 \quad (10)$$

Kde:

-  W_{rs} ... Statické zatížení nápravy
-  ΔW_r ... Změna zatížení vlivem akcelerace



Touto rovnicí lze řešit pomocí:

$$\Delta W_r = \frac{W h}{g l} a_x - F_x \frac{e}{d} = K_r \delta_r \quad (11)$$

Kde:

-  K_r ... Tuhost pružiny zadní nápravy
-  δ_r ... Deformace pružiny zadní nápravy
-  ΔW_r ... Změna zatížení zadní nápravy

Změna zatížení přední nápravy je ve tvaru:

$$\Delta W_f = -\frac{W h}{g l} a_x = K_f \delta_f \quad (12)$$

Úhel záklonu karoserie vozidla θ_p způsobené akcelerací je dán vztahem:

$$\theta_p = \frac{\delta_r - \delta_f}{L} = \frac{1}{L} \frac{W h a_x}{g L K_r} - \frac{1}{L} \frac{F_x e}{K_r d} + \frac{1}{L} \frac{W h a_x}{g L K_f} \quad (13)$$

Vzhledem k tomu, že F_x je prostě hmotnost vynásobená zrychlením, $(W/g)a_x$, rovnice může být přepsána ve tvaru:

$$\begin{aligned} \theta_p &= \frac{\delta_r - \delta_f}{L} = \frac{1}{L} \frac{W h a_x}{g L K_r} - \frac{1}{L} \frac{F_x e}{K_r d} + \frac{1}{L} \frac{W h a_x}{g L K_f} = \\ &= \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{e}{d} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right) \end{aligned} \quad (14)$$



Z rovnice (14) lze snadno určit podmínku nulového úhlu záklonu karoserie, ta je ve tvaru:

$$\frac{e}{d} = \frac{h}{L} + \frac{h}{L} \frac{K_r}{K_f} \quad (15)$$

První výraz na pravé straně rovnice (15) odpovídá anti-squat geometrii zadního zavěšení. To znamená, že pokud je $e/d = h/L$, zadní zavěšení nebude stlačeno vlivem akcelerace. Do jaké míry je toho dosaženo, popisujeme v procentech anti-squatu. Pro příklad, pokud $e/d = 0.5 h/L$, zavěšení má 50% anti-squat. Poměr h/L nabývá u většiny automobilů hodnot blízkých 0.2. Pro dosažení 100% anti-squat geometrie musí být délka ramena „d“ pětikrát delší než výška čepu „e“ ramena.

Anti-squat rovnice $e/d = h/L$ definuje přímku, která prochází bodem styku kola s vozovkou a bodem ležícím ve výšce těžiště automobilu, pokud čep „A“ klikové nápravy leží právě na této přímce, bude splňovat 100% anti-squat.

Pokud zahrneme i druhý člen výrazu z rovnice (15), bude zabráněno dekompresi přední nápravy, tím zamezíme záklonu vozidla. Kompletní rovnici nazýváme anti-pitch, protože poměr tuhosti odpružení je obvykle roven jedné, dostáváme vztah:

$$\frac{e}{d} = 2 \frac{h}{L} \quad (16)$$

Za normálních okolností se s určitou mírou záklonu vozidla při akceleraci počítá, takže 100% anti-pitch a anti-squat geometrie je spíše neobvyklá. Při návrhu geometrie musíme vycházet z typu vozidla, jeho výkonových parametrů a kompromisu s dalšími požadavky na nápravu (zavěšení).

2.2 NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ S POHÁNĚNOU ZADNÍ NÁPRAVOU

V této konfiguraci je rovnice 100% anti-pitch ve tvaru:

$$\frac{e - r}{d} = \frac{h}{L} + \frac{h}{L} \frac{K_r}{K_f} \quad (17)$$

2.3 NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ S POHÁNĚNOU PŘEDNÍ NÁPRAVOU

V této konfiguraci je rovnice 100% anti-pitch ve tvaru:

$$\frac{e - r}{d} = -\frac{h}{L} - \frac{h}{L} \frac{K_r}{K_f} \quad (18)$$



3 ANTI-DIVE GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ

Stejně jako v předchozí kapitole i v této je teorie i veškeré vztahy vychází ze zdroje [1].

Podélný transfer zatížení související s brzděním vozidla způsobuje brzdný ponor. Stejně jako může být zavěšení navrženo, aby zabráňovalo zaklánění vozidla, může být navrženo i tak aby zabráňovalo ponoru. Brzdný moment při správném navržení vytváří síly zabráňující ponoru vozidla. Rovnice 100% anti-dive je ve tvaru pro přední a zadní nápravu je ve tvaru:

Pro přední nápravu:

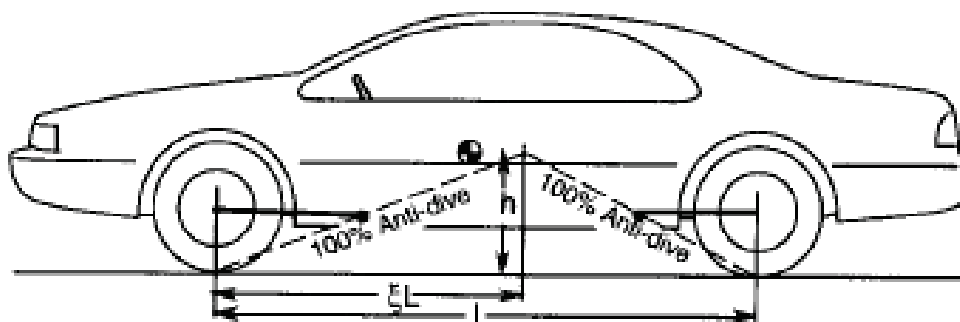
$$\frac{e_f}{d_f} = -\frac{h}{\xi L} \quad (19)$$

Pro zadní nápravu:

$$\frac{e_r}{d_r} = -\frac{h}{(1 - \xi) L} \quad (20)$$

✚ ξ ... Podíl celkové brzdné síly na přední nápravě

Abychom získaly 100% anti-dive geometrii pro přední nápravu a 100% anti-lift geometrii pro zadní nápravu, musí čepy zavěšení ležet na přímkách, které určují rovnice (19) a (20), jak ukazuje obr. 12.



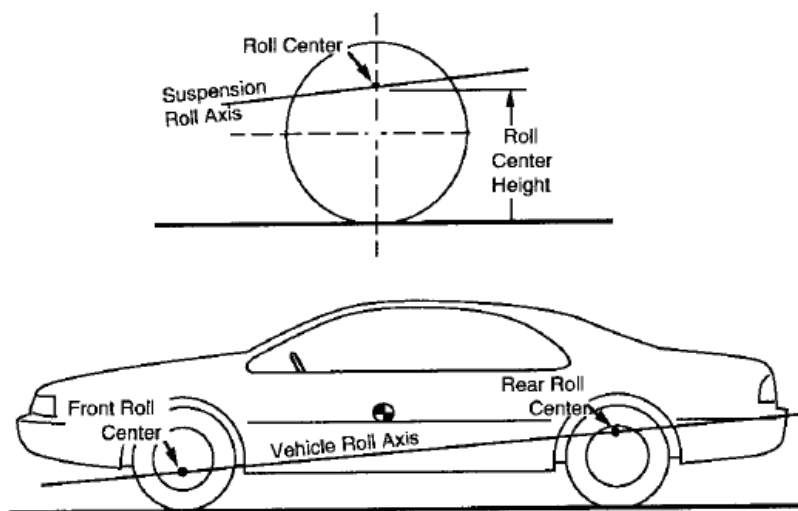
Obrázek 12: Anti-dive geometrie [1]

V praxi se jen zřídka dosahuje více jak 50% anti-dive geometrie a to hned z několika důvodů:

- ✚ Zcela ploché brzdění je nežádoucí.
- ✚ Plná anti-dive geometrie může způsobovat změnu úhlu kol při brzdění.
- ✚ Muže docházet k přetáčivosti vlivem vysoko umístěných čepů náprav.

4 STŘEDY KLOPENÍ

Jeden z důležitých bodů, který je přímo ovlivňován zavěšením, je střed klopení karoserie. V tomto bodě dochází k přenosu bočních sil z odpružené na neodpruženou hmotu, ovlivňuje tak chování obou a tím má přímo vliv na zatáčení vozidla. [1]



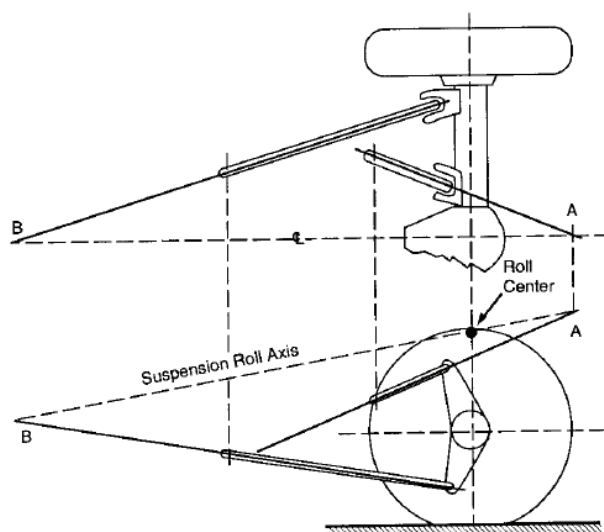
Obrázek 13: Střed klopení karoserie a osa klopení [1]

4.1 STŘED KLOPENÍ TUHÉ NÁPRAVY

Osu klopení a střed klopení karoserie lze určit z geometrie zavěšení v jednotlivých pohledech. Pro analýzu budeme vycházet z konceptu virtuálního reakčního bodu (středu klopení kola). Po fyzikální stránce je to průsečík os každého páru ramen nápravy. Z hlediska mechaniky je to bod, ve které můžeme tahové/tlakové síly působící na ramena sečíst do jedné. [1]

4.1.1 TUHÁ NÁPRAVA SE ČTYŘMI ŠIKMÝMI RAMENY

Pokud na kolo působí boční síla, vzniknou reakční síly v jednotlivých ramenech (tlakové, tahové), tak aby vznikla statická rovnováha. Obě „dlouhá“ ramena vytvoří virtuální reakční bod B na ose vozidla a obě „krátká“ bod A. Ve skutečnosti se každý pár ramen bude chovat jako trojúhelníkový nosník, který je otočně uchycen v příslušných virtuálních reakčních bodech, které určují osu klopení. Boční síla se rozdělí mezi dva reakční body v nepřímém poměru k délce ramene, aby bylo dosaženo rovnováhy (větší síla v bodě A a menší síla v bodě B). [1]

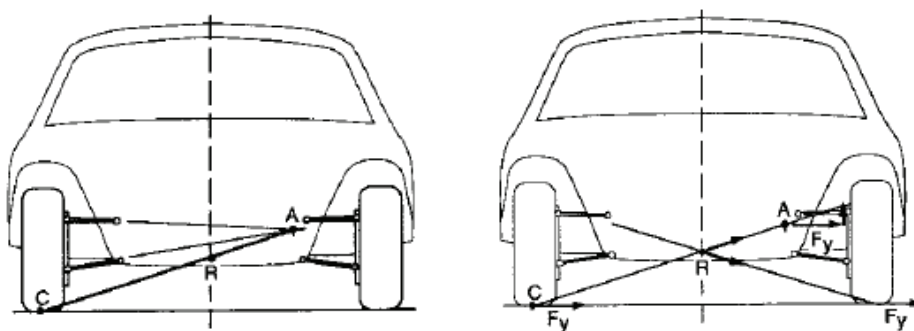


Obrázek 14: Střed klopení karoserie tuhé nápravy s čtyřmi rameny [1]

Virtuální reakční body jsou navíc v různých výškách a ramena v podélné rovině šikmé, aby byly schopny zachytit i vertikální síly. Střed klopení vznikne průsečíkem vertikální osy kola s osou klopení.

4.2 STŘEDY KLOPENÍ U NEZÁVISLÉHO ZAVĚŠENÍ

Stanovení středu klopení u nezávislého zavěšení vyžaduje mírně odlišnou aplikaci virtuální reakčního bodu. Vezměme v úvahu SLA zavěšení na obr. 15. Virtuální reakční bod A (střed klopení kola) je průsečíkem os jednotlivých ramen. Mechanismus se chová, jako kdyby bylo kolo otočně připevněno ke karoserii právě v tom to bodě (A). Pro lepší pochopení chování je vhodná představa, výkyvného ramena přímo spojujícího kontaktní bod pneumatiky C s virtuálním reakčním bodem (středem klopení kola). [1]

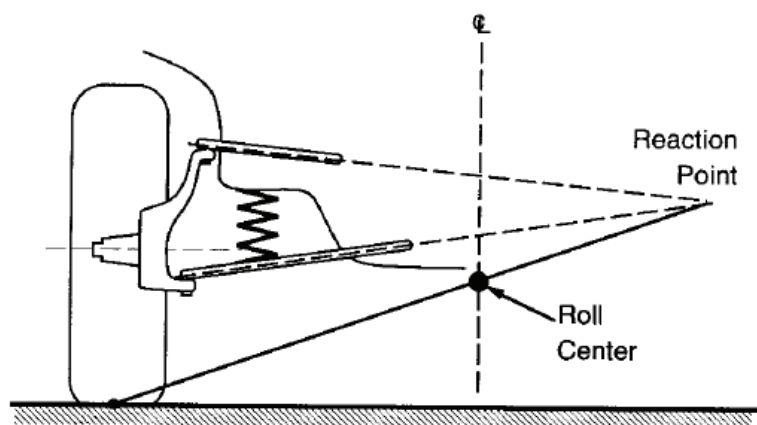


Obrázek 15: Určení středů klopení u SLA zavěšení [1]

Boční síla na kontaktní ploše kola s vozovkou je přenášena pomocí kyvného ramena do středu klopení kola A. Střed klopení karoserie je určen průsečíkem kyvného ramena se střední podélnou rovinou vozidla. Všimněme si, že boční síla působící na levé kolo, která je přenášena kyvným ramenem do reakčního bodu, musím mít vertikální složku. To vysvětluje vznik „nahnášejších“ sil spojených s nezávislým zavěšením. Pokud bude boční síla na pravém kole stejně velká i stejně orientovaná, jeho vertikální složka přenášena do reakčního bodu bude stejně velká, ale v opačném smyslu, tím se vyruší obě vertikální složky. Obecně platí, že na kolech vozidla při průjezdu zatáčkou nevznikají stejně velké boční síly, tudíž se s určitými „nahnášejšími“ silami musí počítat. [1]

4.2.1 POZITIVNÍ GEOMETRIE KYVNÉHO RAMENE

Pozitivní geometrie kyvného ramene je znázorněna na obr. 16 a nastane, jestliže střed klopení karoserie je nad vozovkou. Při průjezdu zatáčkou dochází ke klopení karoserie, virtuální reakční bod vnějšího kola zatáčky se pohybuje směrem dolů k vozovce (vlivem stlačení pružin), kdežto na vnitřním kole se reakční bod od vozovky vzdaluje. Dochází ke ztrátě symetrie středů klopení karoserie pro jednotlivá kola při průjezdu zatáčkou. Boční síla na vnějším kole (která bývá obvykle daleko větší než na vnitřním) tlačí karoserii směrem k vozovce, zatím co slabší síla na vnitřní se ji naopak snaží nadzvednout. To má za výsledek, že reakce na boční síly na kolech tlačí karoserii dolů k vozovce a dochází ke snížení efektivní výšky středu klopení karoserie. [1]

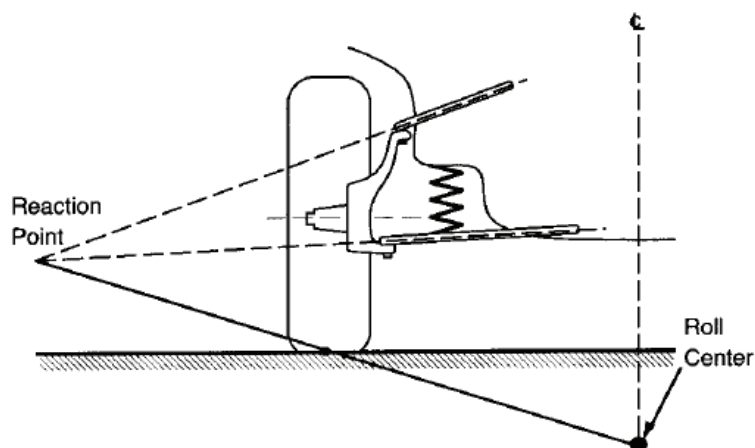


Obrázek 16: Pozitivní geometrie středů klopení [1]



4.2.2 NEGATIVNÍ GEOMETRIE KYVNÉHO RAMENE

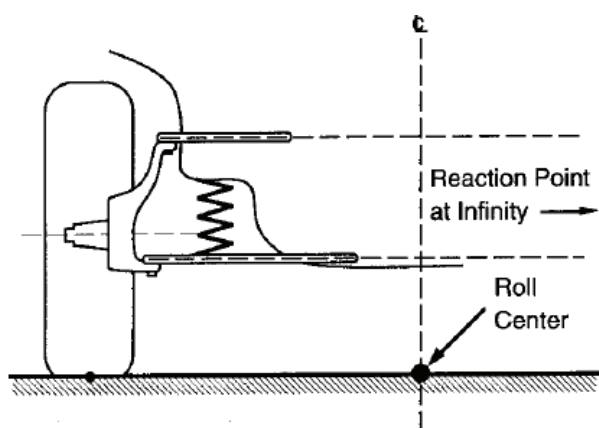
Negativní geometrie kyvného ramena je znázorněna na obr. 17 a nastane, jestliže střed klopení karoserie se nachází pod vozovkou.



Obrázek 17: Negativní geometrie klopení karoserie [1]

4.2.3 PARALELNÍ HORIZONTÁLNÍ RAMENA

Zavěšení s paralelními horizontálními rameny je zobrazena na obr. 18. Virtuální reakční bod (střed klopení kol) je v takovém případě v nekonečnu. Střed klopení karoserie se nachází v průsečíku vozovky podélnou středovou rovinou.

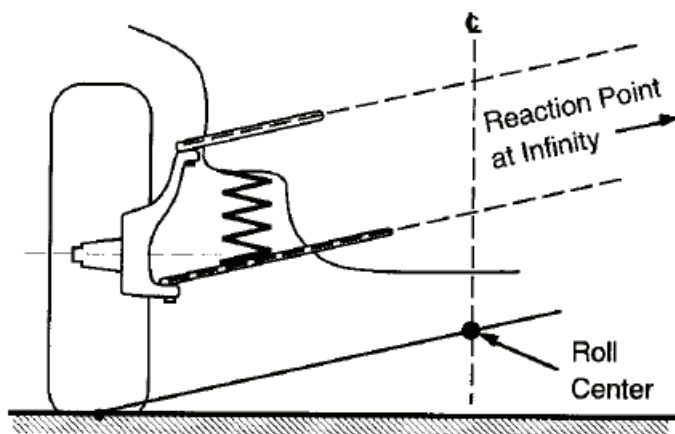


Obrázek 18: Střed klopení karoserie paralelní horizontální ramena [1]



4.2.4 PARALELNÍ RAMENA

Další možností je použití paralelních ramen, která nebudou horizontální, jak ukazuje obr. 19. Virtuální reakční bod (střed klopení kola) je v nekonečnu stejně jako v předchozím případě. Střed klopení karoserie dostaneme jako průsečík střední podélné roviny s rovnoběžkou k ramenům procházející kontaktním bodem kola a vozovky.

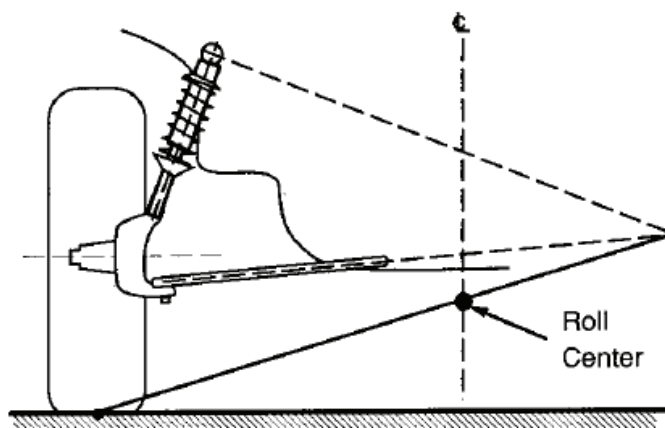


Obrázek 19: Střed klopení karoserie u paralelních ramen

Střed klopení karoserie se bude nacházet na ose vozidla (jak ukazuje obr. 19) a nad vozovkou. U této konfigurace odklon kol vozidla kopíruje (respektuje) klopení karoserie, proto střed klopení karoserie zůstává na ose automobilu i při průjezdu zatáčkou. Pokud by měla ramena stejnou délku odklon kol, už nebude kopírovat pohyb karoserie a střed klopení karoserie zůstane stacionární. Všechny geometrie kyvného ramene způsobují snížení středu klopení karoserie pro vnější kolo zatáčky. Redukují tak transfer zatížení na vnější kolo zatáčky i jeho zatížení při průjezdu zatáčkou. Vozidlo se chová nedotáčivě. [1]

4.2.5 STŘED KLOPENÍ U NÁPRAVY MCPHERSON

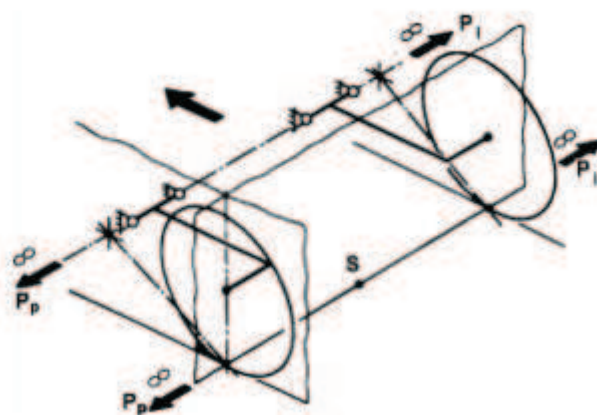
Virtuální reakční bod (střed klopení kola) leží na průsečíku osy „spodního“ ramene a kolmice na horní příchytný bod teleskopického tlumiče. Střed klopení karoserie (obr. 20) leží na ose vozidla v místě, kde ho protíná úsečka spojující kontaktní bod pneumatiky s virtuálním reakčním bodem.



Obrázek 20: Střed y klopení nápravy McPherson [1]

4.2.6 STŘEDY KLOPENÍ U KLIKOVÉ NÁPRAVY

Střed klopení karoserie leží na přímce spojující kontaktní body kol v místě průsečíku s osou automobilu. Střed y klopení kol pak leží v nekonečnu.

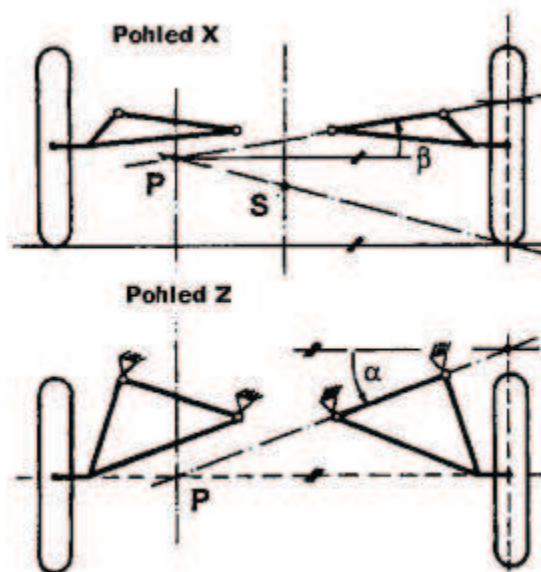


Obrázek 21: Střed y klopení klikové nápravy [3]



4.2.7 STŘEDY KLOPENÍ KYVADLOVÉ ÚHLOVÉ NÁPRAVY

Střed klopení kola bod „P“ je v půdorysu průsečík osy kola s přímkou procházející přichytnými body ke karoserii. V zadním pohledu je to bod, který leží na kolmici vynesené z půdorysu v místě průsečíku s přímkou procházející přichytnými body. Střed klopení karoserie „S“ potom leží na průsečíku osy vozidla s přímkou spojující střed klopení kola s kontaktním bodem kola.



Obrázek 22: Střed klopení kyvadlové úhlové nápravy [3]



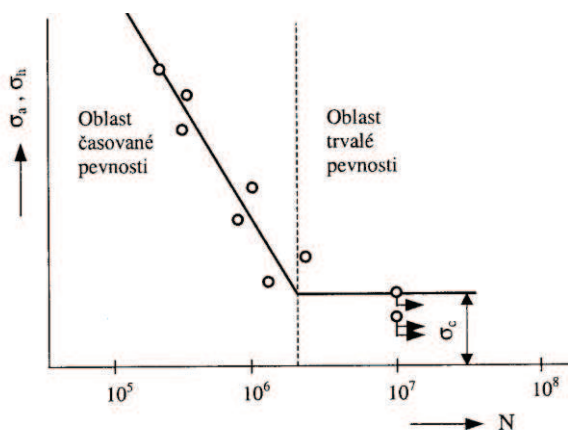
5 MECHANIKA PODVOZKU

Výpočet podvozkových součástí musí být proveditelný rychle, jednoduše a jistě. Slouží pro kontrolu existujících dílů, nebo pro dimenzování na počátku návrhu, jak je to v mém případě. Zatěžující síly působí v místě styku kola s vozovkou. Měření a zkoušky trvalé pevnosti provedené později na hotových dílech nám určují výdrž v provozu.

Tato kapitola je vychází ze zdroje [2].

5.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ V BODĚ STYKU KOLA A VOZOVKY

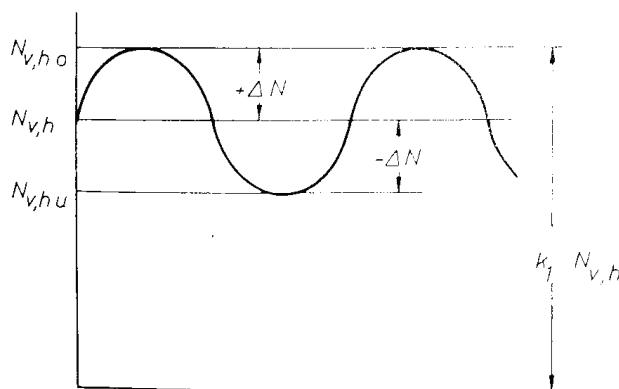
Pro výpočet pevnosti součástí podvozků slouží síly, které působí v místě styku kola s vozovkou při nerušené přímé jízdě. Pro stanovení trvalé pevnosti se používá středně dobrý povrch vozovky a pro výpočet časované pevnosti se používá nerovná vozovka resp. přejezd nerovnosti, brzdění s největší intenzitou, maximální akcelerace a průjezd zatáčkou.



Obrázek 23: Wohlerova křivka

Zavěšení kola vozidla je kmitající systém, který je určen frekvencí pružení pneumatiky a pružící jednotky a hmotnosti neodpružené hmoty.

Tlumič není schopný ani na téměř ideálně rovné podložce trvale eliminovat měnící se zatížení kola $\pm \Delta N$. Když označíme přední kolo indexem „f“, a zadní kolo indexem „r“ vzniká v místě styku kola s vozovkou horní normovaná síla:



Obrázek 24: Při jízdě i po rovné vozovce vznikají v místě styku kola s vozovkou změny zatížení $\pm\Delta N$ [2]

$$N_{fmax} = N_f + \Delta N_f \quad (21)$$

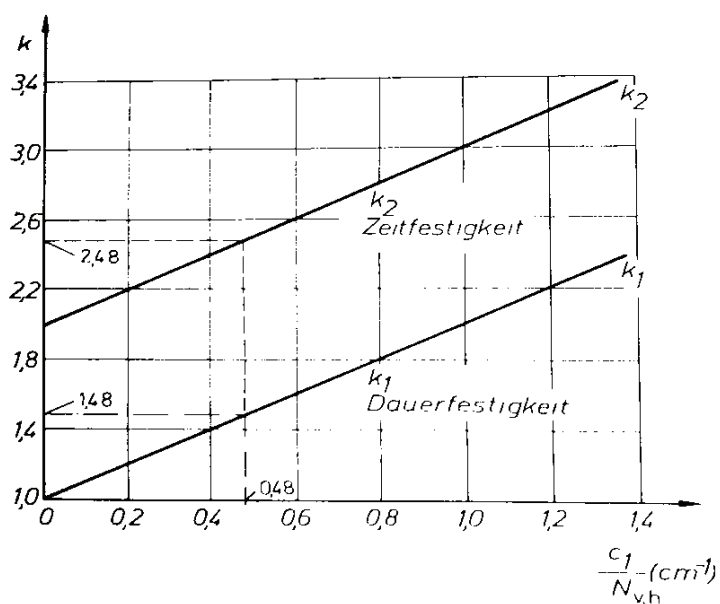
$$N_{rmax} = N_r + \Delta N_r \quad (22)$$

Jestliže se výpočet vztahuje k čepu kola nebo hnací hřídeli musíme odečíst hmotnost kola a náboje $U_r = 10$ až 15 kg od $N_{f,r}$. Vezmeme-li v úvahu i ostatní díly zavěšení musíme zohlednit polovinu neodpružené hmoty $U_{f,r,h}$ a to:

$$N'_{fmax} = N_f + \Delta N_f - \frac{U_f}{2} \quad (23)$$

$$N'_{rmax} = N_r + \Delta N_r - \frac{U_r}{2} \quad (24)$$

Měření prokázaly, že velikost trvale působících změn zatížení kola je závislá nejen na statickém zatížení kola $N_{f,r}$ ale také na tuhosti pneumatik pneumatiky c_1 (ke stanovení této konstanty je zapotřebí zohlednit předepsaný tlak v pneumatice). Obrázek 25 obsahuje koeficient zatížení kola rázy k_1 , který s $N_{f,r}$ upravuje horní normovanou.

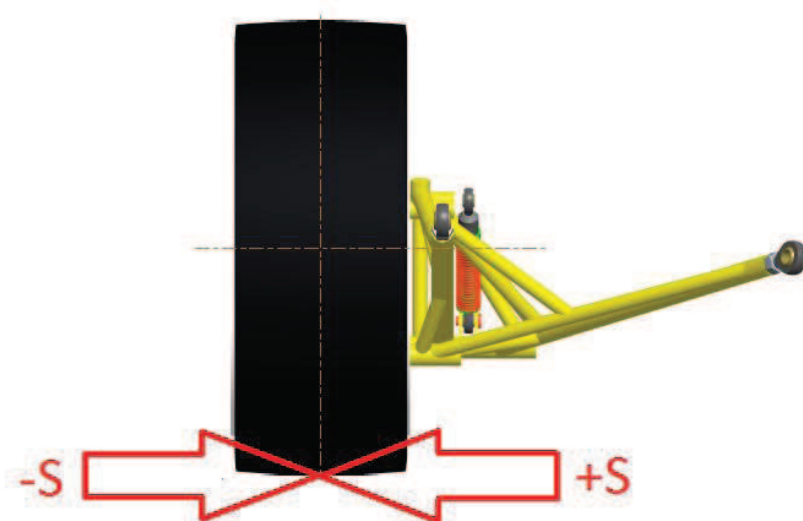


Obrázek 25: Konstanty zatížení kola rázy k_1 pro trvalou pevnost a k_2 pro časovanou pevnost [2]

$$N_{f \max} = k_1 \times N_f = N_f + \Delta N_f \quad (25)$$

$$N_{r \max} = k_1 \times N_r = N_r + \Delta N_r \quad (26)$$

U tvrdé (přehuštěné) pneumatiky je poměr tuhosti pneumatiky a statického zatížení $c_1/N_{f,r}$ vysoký. Podhuštěná pneumatika má naopak nižší tuhost c_1 , což způsobí snížení konstanty zatížení kola rázy k_1 . Z těchto předpokladů plyne, že podhuštěná pneumatika bude méně zatěžovat podvozek automobilu rázy, ale kvůli lepšímu bočnímu vedení pneumatik se snažíme tento tlak zvyšovat, což má za následek vyšší zatížení podvozků.



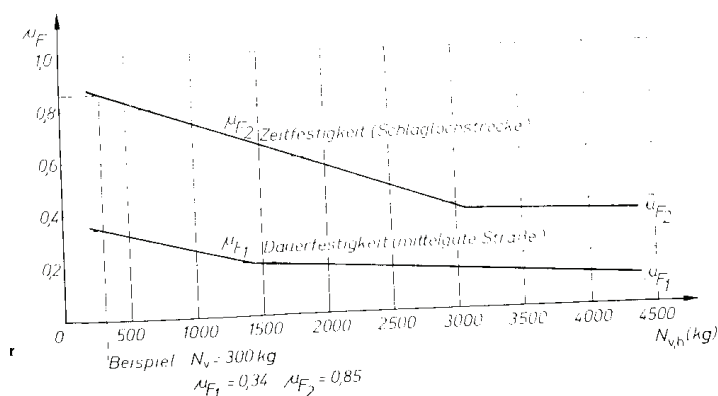
Obrázek 26: Boční síla v místě styku kola s vozovkou

Také při přímé jízdě (nejen při průjezdu zatáčkou), vznikají díky nerovnostem povrchu měnící se boční síly ve styku kola s vozovkou. U přímé jízdy je nutné vycházet ze statického zatížení $N_{f,r}$ a vynásobit ho konstantou působení boční síly μ_{F1} tedy:

$$\pm S_{f1} = \mu_{F1} \times N_f \quad (27)$$

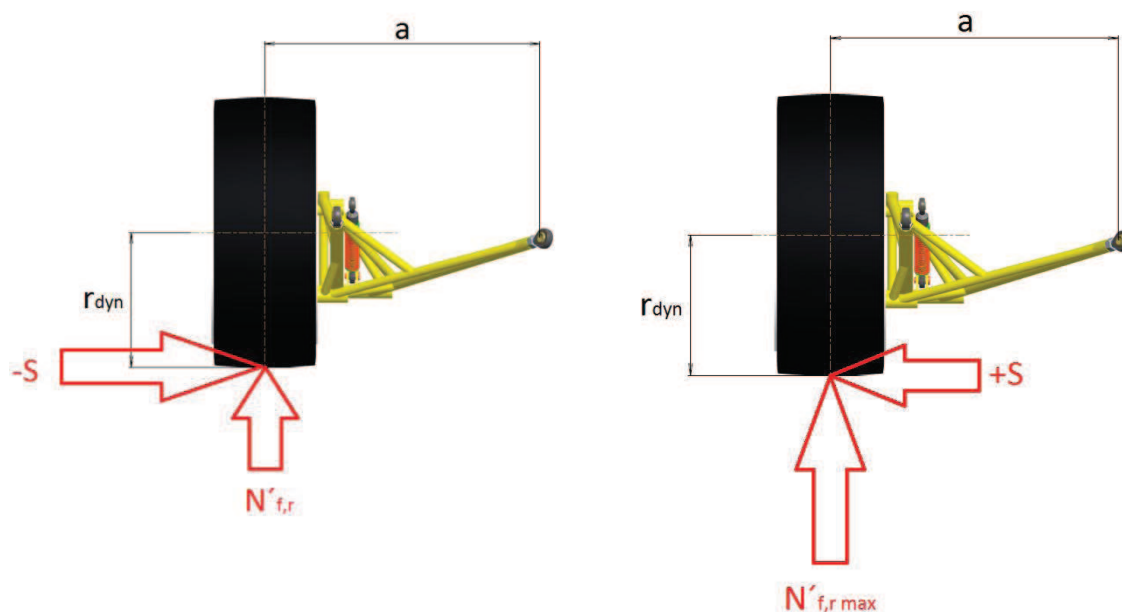
$$\pm S_{r1} = \mu_{F1} \times N_r \quad (28)$$

Z měření vyplívá, že velikost konstanty působení boční síly μ_{F1} závisí pouze na zatížení nápravy. Obrázek 27. znázorňuje hodnoty platné pro jízdu po středně kvalitní vozovce a pro přejezd nerovností.



Obrázek 27: Závislost konstanty působení boční síly na statickém zatížení [3]

Horní ohybový moment M_{max} působící na díly nápravy se skládá ze dvou momentů. Momentu vyvolávanému horní normálovou silou (statické zatížení zvýšené o koeficient zatížení kola rázy k_1), která působí na rameni „a“ a momentem boční síly způsobené nerovnostmi vozovky orientované ve směru +S1 (aby došlo k jejich sečtení) působícím na dynamickém poloměru.



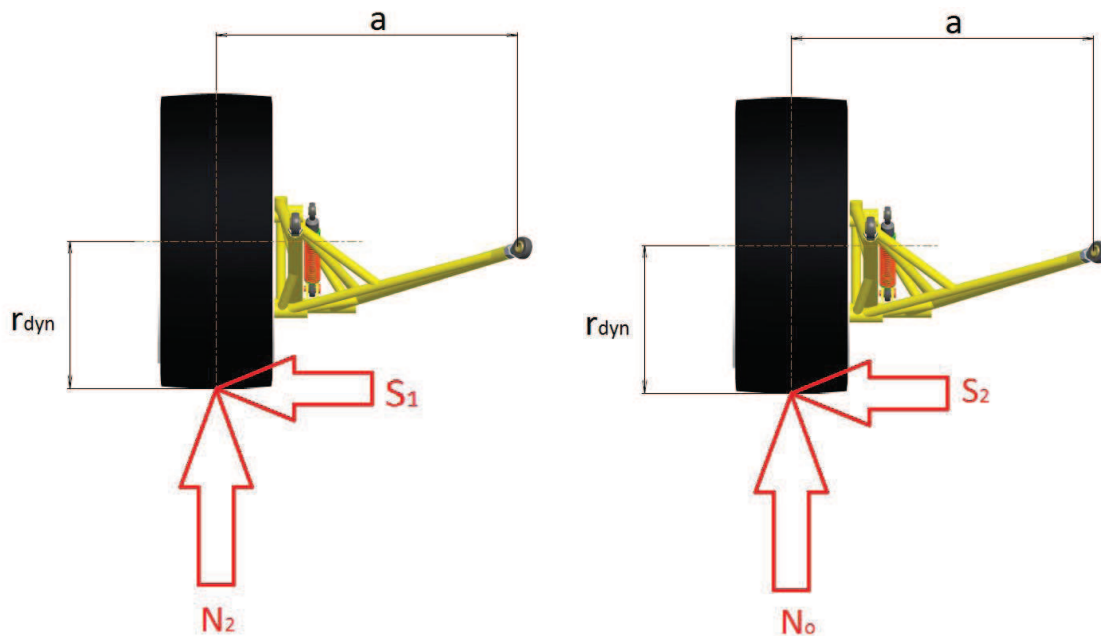
Obrázek 28: Horní a spodní ohybový moment

Abychom mohli vypočítat trvalou pevnost například čepu v kritickém průřezu, musíme určit horní a spodní moment a s pomocí obou určit střední a maximální napětí. U všech rotujících součástí (náboj, hnací hřídel atd.) působí ohyb za rotace tzn., že do výpočtu vstupuje pouze $M_{f,r max}$.

$$M_{f,r \max} = N'_{f,r \max} \times a + S_1 \times r_{dyn} \quad (29)$$

$$M_{f,r \min} = N'_{f,r} \times a - S_1 \times r_{dyn} \quad (30)$$

Na rozdíl od výpočtu trvalé pevnosti musíme pro výpočet časované pevnosti použít největší možné síly. Zde se předpokládá, že nikdy nepůsobí největší boční síla, když současně dojde k největšímu spodnímu rázu např. při přejezdu nerovného železničního přejezdu a že na hrboлатé vozovce při silném bočním zatížení je možný jen spodní ráz s normální intenzitou. Proto používáme pro výpočet součástí dvě rozdílné momentové rovnice, které obsahují rozdílné vertikální a horizontální síly.



Obrázek 29: Síly vytvářející momenty pro výpočet časované pevnosti

Například pro výpočet časované pevnosti čepu musíme použít dvě momentové rovnice a pro výpočet použijeme větší hodnotu.

$$M_{b2} = \left(k_2 \times N_{f,r} - \frac{U_{f,r}}{2} \right) \times a + \mu_{F1} \times N_{f,r} \times r_{dyn} \quad (31)$$

$$M_{b3} = \left(k_1 \times N_{f,r} - \frac{U_{f,r}}{2} \right) \times a + \mu_{F2} \times N_{f,r} \times r_{dyn} \quad (32)$$

Rovnice (31) je pro maximální spodní ráz a rovnice (32) pro maximální boční ráz.



5.2 INTENZIVNÍ BRZDĚNÍ

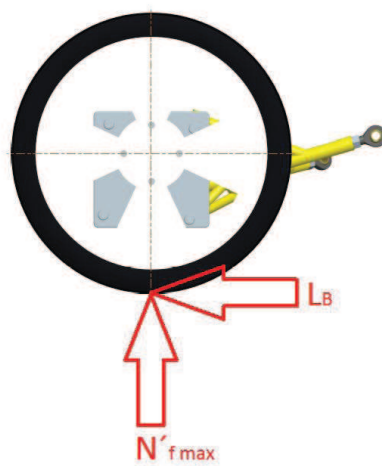
Při intenzivním brzdění z rychlostí menších jak 10 km/h dojde k zablokování předních pneumatik a vznikne tak velká styčná plocha mezi pneumatikou a vozovkou, která způsobí vznik podélného součinitele tření $\mu_L = 1,25$. Pevnost všech součástí přední nápravy musí být proto dostatečně prověřena za předpokladu, že podélná síla:

$$L_{Bf} = \mu_L \times N_f \quad (33)$$

Působí a to společně s maximální horní silou:

$$N'_{fmax} = k_1 \times N_f - \frac{U_f}{2} \quad (34)$$

Vyjmout musíme ovšem čep kola nebo osy, které při brzdění zdaleka nejsou tak zatěžovány jako ostatní díly nápravy. Brzdový kotouč, brzdový třmen popřípadě brzdový buben přebírají velkou část sil, které normálně působí na čep.



Obrázek 30: Silové působení na kolo při intenzivním brzdění

Při brzdění zatěžují náboj kola dva ohybové momenty. První vyvolaný horní normálovou silou N'_{fmax} a druhý od brzdné síly L_{Bv} na rameni b což je vzdálenost ke kritickému průřezu.



Na zadní nápravě dojde k odlehčení vlivem přesunu zatížení a nemůže dojít ani k zablokování kol (auto by šlo do nekontrolovatelného smyku). Proto pro vlečnou nápravu použijeme součinitel bočního tření $\mu_k = 0,8$ a normálovou sílu ve tvaru:

$$N'_r = N_r - \frac{U_r}{2} \quad (35)$$

$$N'_{r \max} = k_1 \times N_r - \frac{U_r}{2} \quad (36)$$

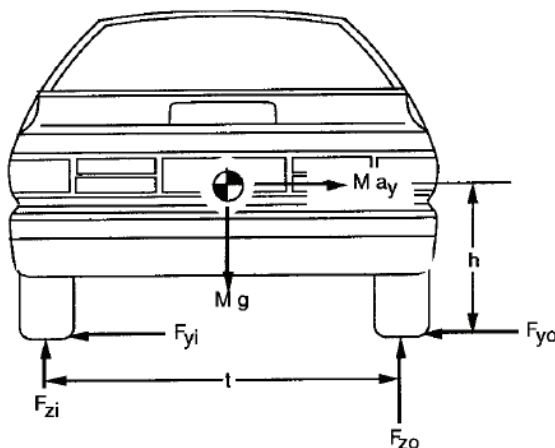
5.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou vzniká vlivem příčného zrychlení a sklonu vozovky klopný moment, který přenáší zatížení na vnější kola. Klopení zahrnuje interakci vnějších i vnitřních sil.

Následující rozbor včetně použitých vztahů vychází z literatury [1]

5.3.1 QUASI-STATICKÝ TUHÝ MODEL VOZIDLA

Nejzákladnějším mechanickým modelem vozidla je quasi-statický tuhý model, při němž vycházíme z rovnováhy sil a nulových náklonů karoserie. Při průjezdu zatáčkou, působí boční síly v rovině vozovky, proti smyslu příčného zrychlení působícího v těžišti vozidla. Tyto síly vytváří momenty, které způsobují nedotáčivost vozidla.



Obrázek 31: Síly působící na vozidlo projíždějící zatáčkou

Pro účel analýzy budeme předpokládat průjezd zatáčkou rovnoměrnou rychlostí. Normálové a příčné síly znázorněné na obrázku jsou celkové (pro přední i zadní kolo). Úhel příčného sklonu vozovky budeme označovat symbolem „ φ “ a kladný smysl budeme uvažovat proti směru hodinových ručiček, tedy kladná hodnota tohoto úhlu bude pomáhat vyrovnávat účinky příčného zrychlení. Hodnoty úhlu příčného sklonu vozovky bývají většinou velmi malé, proto platí ($\sin \varphi = \varphi$, $\cos \varphi = 1$). Momentová rovnice vztažená k průsečíku středu vnějšího kola s vozovkou je ve tvaru:

$$Ma_y h - M\varphi h + F_{zi} t - \frac{Mgt}{2} = 0 \quad (37)$$



Když vyjádříme tvar pro příčné zrychlení a_y dostáváme rovnici ve tvaru:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t/2 + \varphi h - \frac{F_{zi}t}{Mg}}{h} \quad (38)$$

Na vodorovné vozovce ($\varphi = 0$) a bez příčného zrychlení je normálová síla na vnitřním kole zatáčky rovna polovině hmotnosti vozidla. Volbou vhodného úhlu příčného sklonu vozovky, můžeme docílit že F_{zi} se bude rovnat polovině hmotnosti vozidla i s příčným zrychlením a to když:

$$\varphi = \frac{a_y}{g} \quad (39)$$

Dálnice jsou navrhovány se snahou dosáhnout tento úhel příčného sklonu vozovky, vzhledem k cestovní rychlosti a poloměru zatáčky. Neutrální rychlost je taková rychlost, při níž lze pojezd zatáčku s příčným sklonem a nulovým příčným zrychlením.

Se vzrůstajícím příčným zrychlením se kolo na vnitřní straně zatáčky odlehčuje, limitní stav nastává ve chvíli, kdy zatížení na vnitřní straně dosáhne nuly a vozidlo se začíná převracet. Příčné zrychlení, při kterém vozidlo dosáhne tohoto stavu, se nazývá práh převrácení a je dán rovnicí:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t/2 + \varphi h}{h} \quad (40)$$

Při $\varphi = 0$

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t}{2h} \quad (41)$$

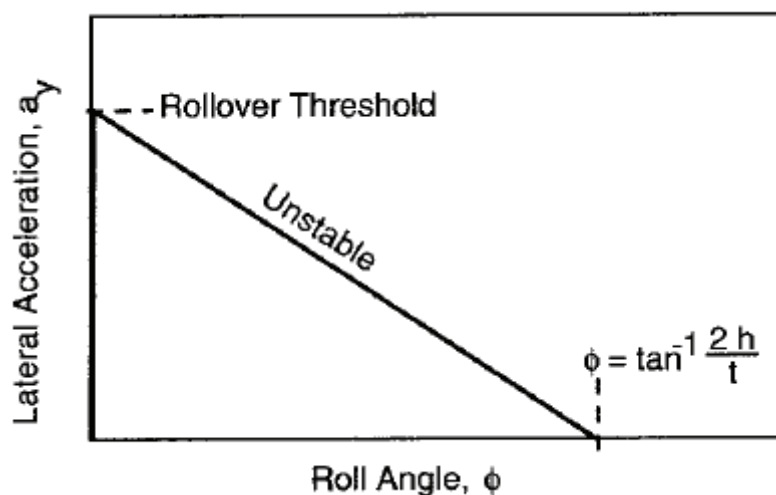
Tato rovnice je často používána jak prvotní ukazatel odolnosti proti převrácení vozidla. Je výhodná zejména z důvodu své jednoduchosti, stačí znát pouhé dva parametry a to rozchod a výšku těžiště. Nicméně tento ukazatel je velice konzervativní, hodí se především pro základní porovnávání vozidel.

Tuhý model naznačuje, že příčné zrychlení potřebné k převrácení osobního automobilu při průjezdu zatáčkou, naráží na limity pneumatik (součinitel tření) a dochází ke skluzu, aniž by došlo k převrácení vozidla.

Převrácení tuhého vozidla při průjezdu zatáčkou, může být přesněji popsáno pomocí grafu (obr. 32). Úhel klopení je nulový až do chvíle kdy příčné zrychlení dosáhne prahu převrácení. Po dosažení tohoto prahu se vnitřní kolo zatáčky začne zvedat. Vozidlo se začíná klopit a



velikost rovnovážného příčného zrychlení klesá s úhlem klopení, protože těžiště vozidla se zvedá a posouvá směrem k vnějšímu kolu. Tato oblast je ze své podstaty nestabilní. Pokud vezmeme v úvahu vozidlo pohybující se při průjezdu zatáčkou po vnějších kolech, aby mohlo být takové vozidlo v rovnováze, musí se průběh příčného zrychlení a úhlu klopení řídit podle křivky znázorněné na obrázku. Jakékoliv nerovnosti zvyšující úhel klopení, způsobují snížení přenositelného příčného zrychlení. Příčné zrychlení nad touto křivkou způsobuje klopné zrychlení, které může způsobit i úplné převrácení vozidla.



Obrázek 32: Úhel klopení v závislosti na příčném zrychlení [1]

To nás přivádí k definici počátku převrácení vozidla. Vzhledem k nestabilitě vozidla ve chvíli kdy vnitřní kola opouští vozovku, je vhodné použít tento bod. Nicméně řidič je schopen včasným zásahem do řízení vrátit vozidlo do výchozího stavu. Teoreticky k převrácení vozidla dojde, když úhel klonění nabude takové velikosti, kdy poloha těžiště přesáhne linii kontaktu vnějších pneumatik s vozovkou. Na obrázku je to bod, ve kterém dosahuje příčné zrychlení nulové hodnoty.



6 VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA KOLO

V předchozích kapitolách byly detailně popsány jednotlivé jízdní stavy, které budou složité jako vstupní údaje pro MKP analýzu. Tato kapitola se věnuje jejich číselnému vyjádření.

6.1 ZÁKLADNÍ HODNOTY

Hmotnosti naměřené na jednotlivých kolech:

$$m_{LP} = 273 \text{ kg}$$

$$m_c = 918 \text{ kg}$$

$$m_{PP} = 263 \text{ kg}$$

$$m_{LZ} = 191 \text{ kg}$$

$$m_{PZ} = 189 \text{ kg}$$

Hmotnost je vážena s jezdcem ($m_j = 80 \text{ kg}$) a s 20 litry benzínu.

Statické zatížení kola: N_r $N_r = 1873,71 \text{ N}$

Tuhost pneumatiky: c_1 $c_1 = 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 2000 \frac{\text{N}}{\text{cm}}$

 volena po dohodě s vedoucím práce

Poměr zatížení kola k tuhosti pneumatiky:

$$\frac{c_1}{N_r} = 1,067 \frac{1}{\text{cm}}$$

 parametr pro volbu koeficientu zatížení kola rázy k_1, k_2
 z obr. 25 $k_1 = 2$ a $k_2 = 3$

Dynamický poloměr pneumatiky: r_d

Poloměr pneumatiky: $r = 320 \text{ mm}$

Deformace vlivem zatížení: $r_\Delta = \frac{N_r}{c_1} = \frac{1873,71}{200} = 9,369 \text{ mm}$

Dynamický poloměr: $r_d = r - r_\Delta = 320 - 9,369 = 310,631 \text{ mm}$



6.2 STŘEDNĚ DOBRÝ POVRCH VOZOVKY:

Normálová síla:

$$N_{r \max} = k_1 \times N_r - \frac{U_r}{2} = 2 \times 1873,71 - 230 = 3296,42 \text{ N}$$

✚ Hmotnost neodpružené hmoty $\frac{U_r}{2} = 23 \text{ kg}$

Boční síla:

$$S_{r1} = \mu_{F1} \times N_r = 0,39 \times 1873,71 = 730,747 \text{ N}$$

✚ z obr. 26 koeficient působení boční síly $\mu_{F1} = 0,39$

6.3 PŘEJEZD NEROVNOSTÍ

a) Maximální spodní ráz:

$$\begin{aligned} \text{Normálová síla:} \quad N_{r2 \max} &= k_2 \times N_r - \frac{U_r}{2} = 3 \times 1873,71 - 230 = 5391 \text{ N} \\ \text{Boční síla:} \quad S_{r1} &= \mu_{F1} \times N_r = 0,39 \times 1873,71 = 730,747 \text{ N} \end{aligned}$$

b) Maximální boční síla:

$$\begin{aligned} \text{Normálová síla:} \quad N_{r \max} &= k_1 \times N_r - \frac{U_r}{2} = 2 \times 1873,71 - 230 = 3296,42 \text{ N} \\ \text{Boční síla:} \quad S_{r2} &= \mu_{F2} \times N_r = 0,9 \times 1873,71 = 1686,339 \text{ N} \end{aligned}$$

✚ z obr. 26 koeficient působení boční síly $\mu_{F2} = 0,9$

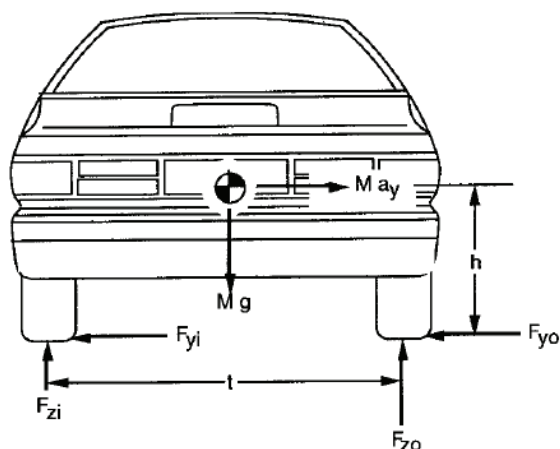
6.4 INTENZIVNÍ BRZDĚNÍ

$$\begin{aligned} \text{Normálová síla:} \quad N_{r \max} &= k_1 \times N_r - \frac{U_r}{2} = 2 \times 1873,71 - 150 = 3597,42 \text{ N} \\ \text{Podélná brzdná síla:} \quad L_{Br} &= \mu_L \times N_r = 0,8 \times 1873,71 = 1498,968 \text{ N} \end{aligned}$$

✚ součinitel podélného tření pro zadní nápravu $\mu_L = 0,8$



6.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU



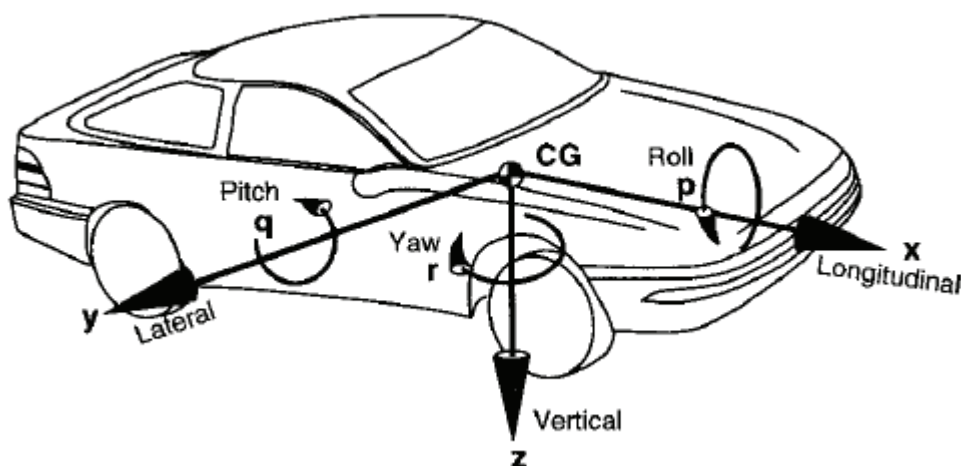
Obrázek 33: vozidlo při průjezdu zatáčkou

Předpokládám takový průjezd zatáčkou, kdy je zatížení vnitřních kol zatáčky nulové, tedy $F_{zi} = 0$, $F_{yi} = 0$ a $a_y = 1,5 g$. Vertikální síly, jsou síly společné pro přední i zadní kolo, pak:

$$F_{zo} = m_c \times g = 918 \times 9,81 = 9005 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{yo} = m_c \times a_y = 918 \times 1,5 \times 9,81 = 13508 \text{ N} \quad (43)$$

6.6 VSTUPNÍ HODNOTY DO MKP



Obrázek 34:SAE souřadnicový systém

Zvolil jsem si souřadný systém SAE, jak ukazuje obr. 34 a po zbytek diplomové práce se ho budu držet. Proto převedu i síly působící v jednotlivých jízdních stavech do tohoto souřadného systému.

a) Trvalá pevnost:

Středně dobrý povrch vozovky: $F_z = -3600 \text{ N}, F_y = 730 \text{ N}$

b) Časovaná pevnost:

Přejezd nerovností maximální spodní ráz: $F_z = -5500 \text{ N}, F_y = 730 \text{ N}$

Přejezd nerovností maximální boční ráz: $F_z = -3600 \text{ N}, F_y = 1700 \text{ N}$

Intenzivní brzdění: $F_z = -3600 \text{ N}, F_x = -1500 \text{ N}$

Průjezd zatáčkou: $F_z = -4502 \text{ N}, F_x = 6754 \text{ N}$

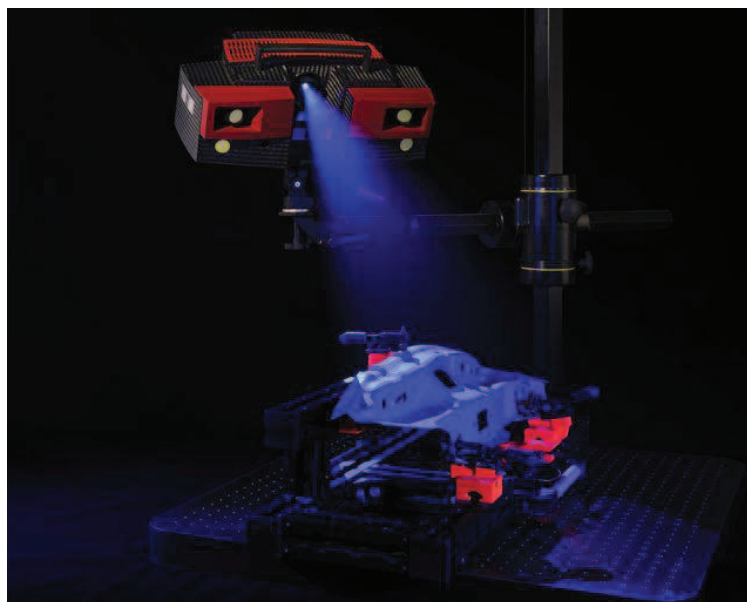


7 PŮVODNÍ RAMENO NÁPRAV



Obrázek 35: Původní rameno nápravy

Původní rameno nápravy je znázorněno na obr. 35. Je to složitý svařenec ocelových trubek, ke kterým je pomocí čtyř šroubů připevněná „upínací deska“. Deska slouží k upnutí třmene brzdy a čepu kola. Na jedné ze čtyř hlavních trubek je umístěn držák sružené tlumicí jednotky. Rameno je ke karoserii přichyceno pomocí dvou kulových kloubů a právě sružené tlumicí jednotky. Z obrázku jsou patrné hlavní chyby v konstrukci ramene, podpěrné trubky nejsou vedené co nejbližší k přípojným místům ke karoserii, čímž dochází ke snížení tuhosti ve směru osy „z“. Upínací deska (Těhlice) by měla být přichycena ke svařenci jen třemi šrouby (rovina je určena třemi body).

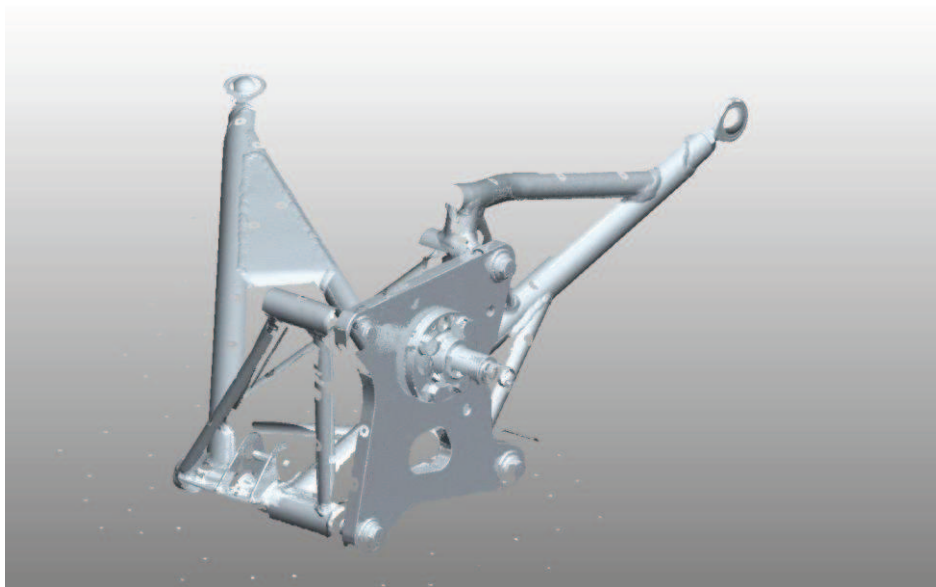


Obrázek 36: 3D skener ATOS



Jak už jsem předeslal k získání 3D modelu a přesné polohy přípojných bodů jsem využil 3D skener ATOS (obr. 36), který je k dispozici na našem ústavu. Digitální skener ATOS firmy GOM je založen na principu triangulace, k čemuž využívá stereoeffektu dvou snímacích kamer. Měřený díl se položí na stůl nebo upevní do držáku a provede se série záběrů z různých úhlů pohledu. Projektor osvětluje povrch dílu přes vestavěný rastr konstantními světelnými proužky, jejichž tvar je na povrchu součásti snímán dvěma kamerami. Pomocí optických zobrazovacích rovnic jsou z nich automaticky vypočítány přesné 3D souřadnice jako mrak bodů, který může obsahovat až 4 miliony bodů z jednoho záběru.

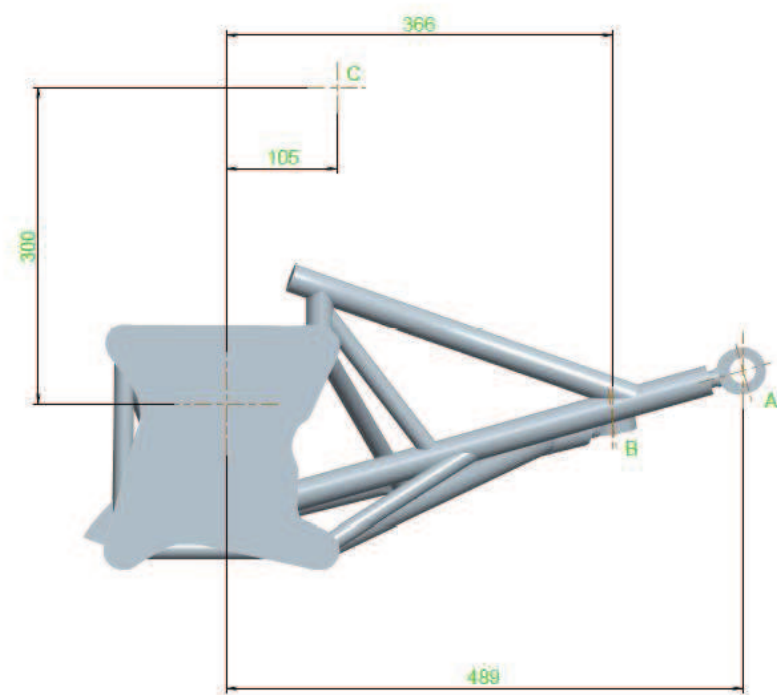
Naskenované data jsem exportoval do formátu STL a importoval do ProEngineeru (obr. 37), ve kterém jsem naskenované plochy prokládal objemy (obr. 38), do té doby, než jsem získal přesný tvar ramene (obr. 41).



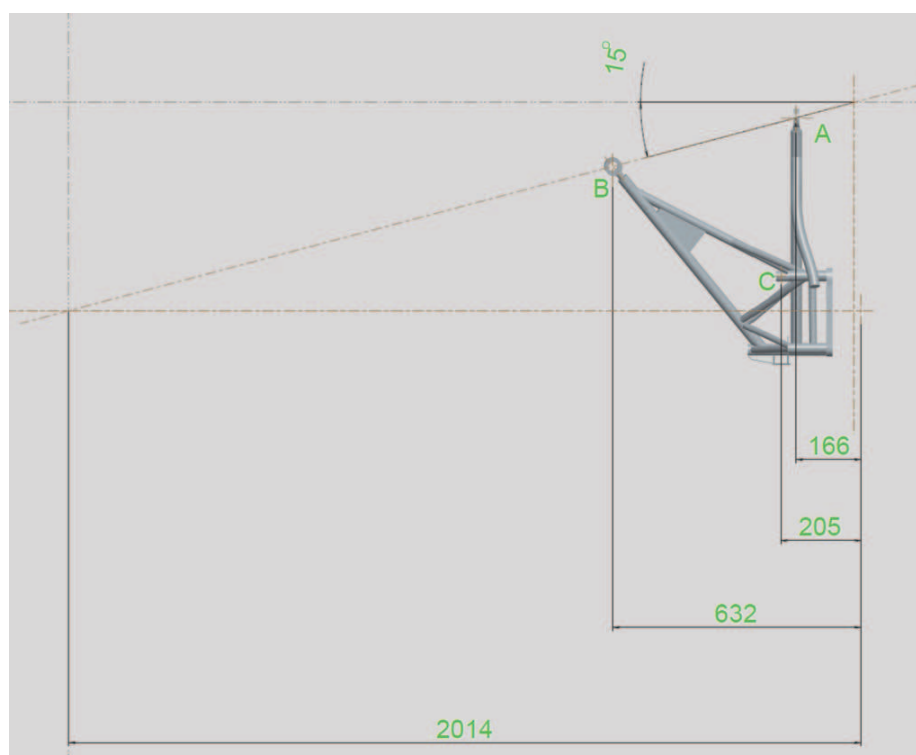
Obrázek 37: Naskenované plochy v prostředí ProEngineeru



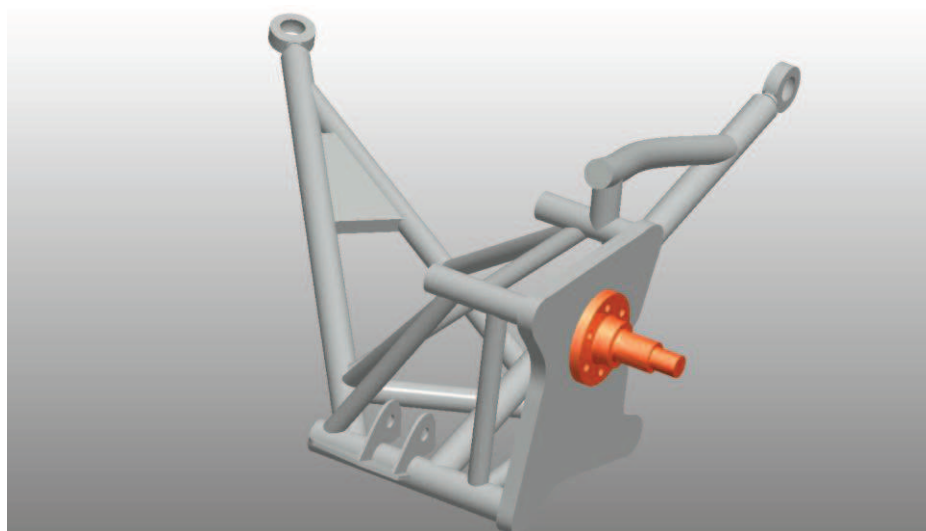
Obrázek 38: Prokládání ploch objemy



Obrázek 39: Poloha přípojných bodů ke karoserii



Obrázek 40: Poloha přípojných bodů ke karoserii

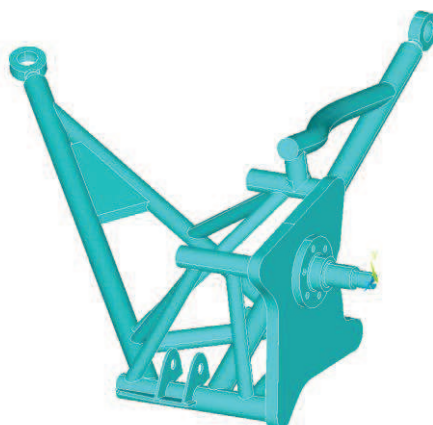


Obrázek 41: Výsledný model ramene nápravy

Z obrázku 41 je zřejmé, že model je vytvořen z kulatin a to hlavně z důvodu neznalosti tloušťky stěn některých trubek. MKP pevnostní analýza bude proto vytvořena pro model z kulatin, i varianty vlastního řešení budou tvořeny pomocí plných profilů, a to hlavně z důvodů abych mohl porovnat tuhost jednotlivých variant a objektivně tak mohl prokázat splnění cílů práce.

7.1 ANALÝZA NAPĚTÍ A DEFORMACE

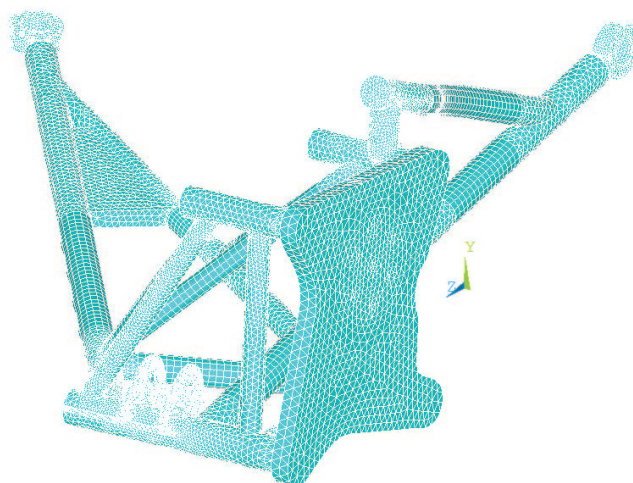
Pro určení napětí a deformace ramene nápravy jsem použil program ANSYS Mechanical APDL 12.0, který je založen na metodě konečných prvků. 3D model ramene v programu Pro/Engineer jsem musel uložit jako jeden part do formátu „igs“ a následně importovat do programu ANSYS Mechanical APDL 12.0 (obr. 42).



Obrázek 42: Importovaná geometrie do programu ANSYS Mechanical APDL 12.0

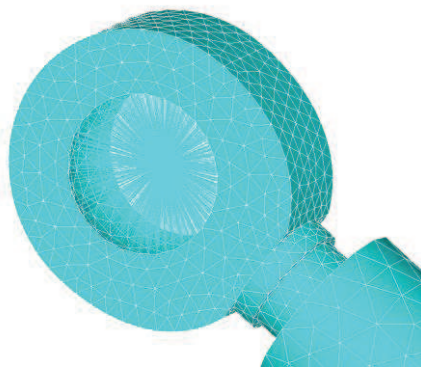
7.1.1 Siťování

Importovaná geometrie je jeden objem, aby šlo rameno rozumě vysíťovat, musel jsem ho rozdělit na příslušné díly (funkcemi partition a divide). Se snahou o minimalizaci počtu elementů, to znamená použití síťování typu „sweep“. Pro síťování jsem použil elementy typu SOLID 186 a materiálové vlastnosti odpovídající oceli ($E=210\,600$, $\mu=0,3$).



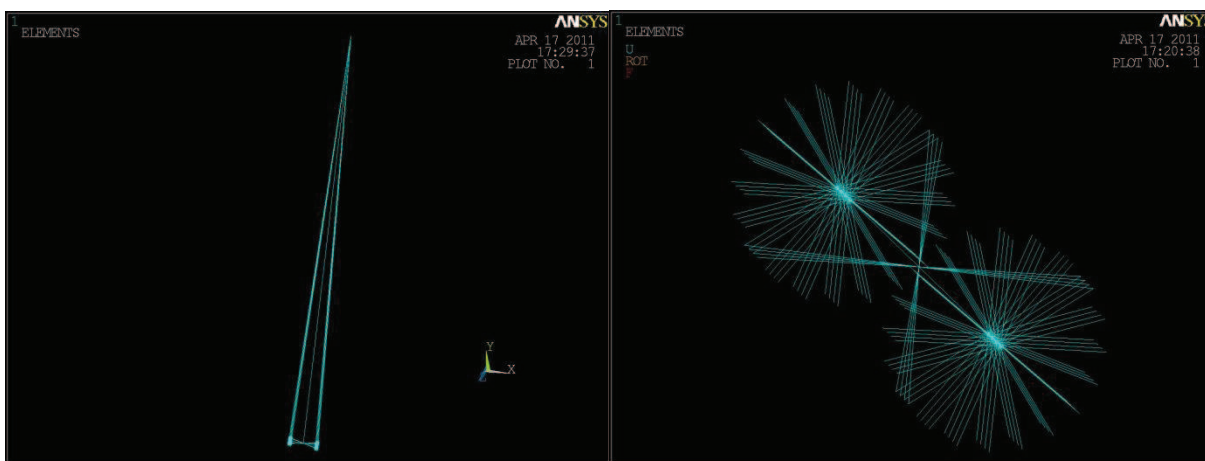
Obrázek 43: Vysíťování elementy typu SOLID 186

Zásadní vliv na výsledky analýzy mají vazby a způsob zatěžování, proto je nutné jim věnovat značnou pozornost. Vazby v kulových kloubech jsem vytvořil pruty přenášející pouze tlak (typ elementu LINK 10), které spojují uzly na vnitřní ploše těla kulového kloubu s centrálně umístěným uzlem. Centrální uzel má pomocí vazeb zabráněn posuv ve všech třech osách, jak naznačuje obr. 44.



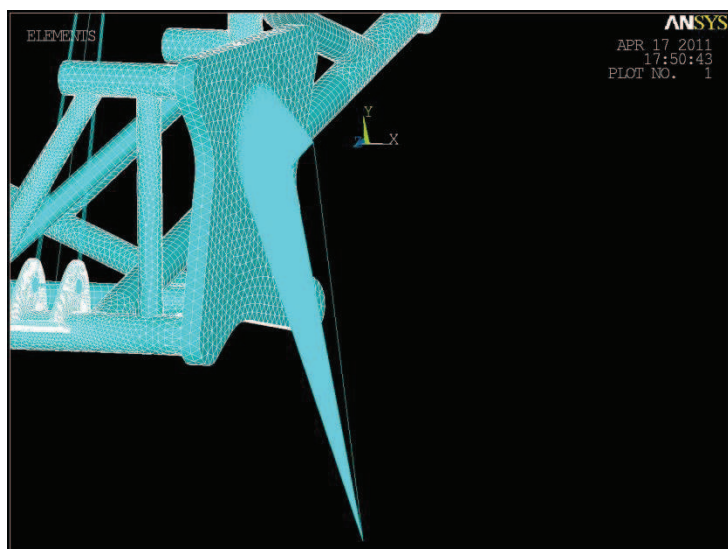
Obrázek 44: Náhrada vazby v kulovém kloubu

U dalších přípojných bodů ke karosérii (uchycení pružící jednotky) jsem postupoval obdobným způsobem. Díru pro čep na rameni jsem mapovaně vysít'oval, tak aby uzly na ploše díry ležely v rovnoběžných rovinách, jak je ukázáno na obr. 45. V každé rovině jsem potom vytvořil centrální uzel a pomocí prutů přenášejí pouze tlak (LINK 10) jsem ho spojil s uzly na ploše díry. Další centrální uzel jsem potom vytvořil v místě středu čepu a všechny centrální uzly jsem spojil pomocí prutů. Centrální uzly jsem potom spojil pomocí dokonale tuhých prutů (BEAM 4) s přípojným místem ke karosérii a tomuto uzlu byl zamezen veškerý posuv i rotace (obr. 45).



Obrázek 45: Nahrazení čepu pomocí prutů

Kolo automobilu jsem nahradil pomocí dokonale tuhých prutů BEAM 4. Vytvořil jsem si dva uzly jeden v místě středu kola (na dynamickém poloměru) a druhý v místě středu ložiska náboje kola. Uzly ve stykové ploše desky a čepu kola jsem spojil s výše uvedenými uzly, jak ukazuje obr. 46. Uzel v místě středu kola bude sloužit jako zátěžný a pomocí uzlu v místě středu ložiska se bude měřit deformace (tuhost).



Obrázek 46: Nahrazení kola pomocí BEAM 4

7.1.2 ZATĚŽOVÁNÍ

Model je kompletně vysítovaný, zavazbený a připravený na výpočet (pevnostní analýzu). Zátěžný uzel jsem zatížil silami podle jednotlivých jízdních stavů, provedl výpočet a zhodnotil výsledky.

c) Trvalá pevnost:

Středně dobrý povrch vozovky: $F_z = -3600 \text{ N}, F_y = 730 \text{ N}$

d) Časovaná pevnost:

Přejezd nerovností maximální spodní ráz: $F_z = -5500 \text{ N}, F_y = 730 \text{ N}$

Přejezd nerovností maximální boční ráz: $F_z = -3600 \text{ N}, F_y = 1700 \text{ N}$

Intenzivní brzdění: $F_z = -3600 \text{ N}, F_x = -1500 \text{ N}$

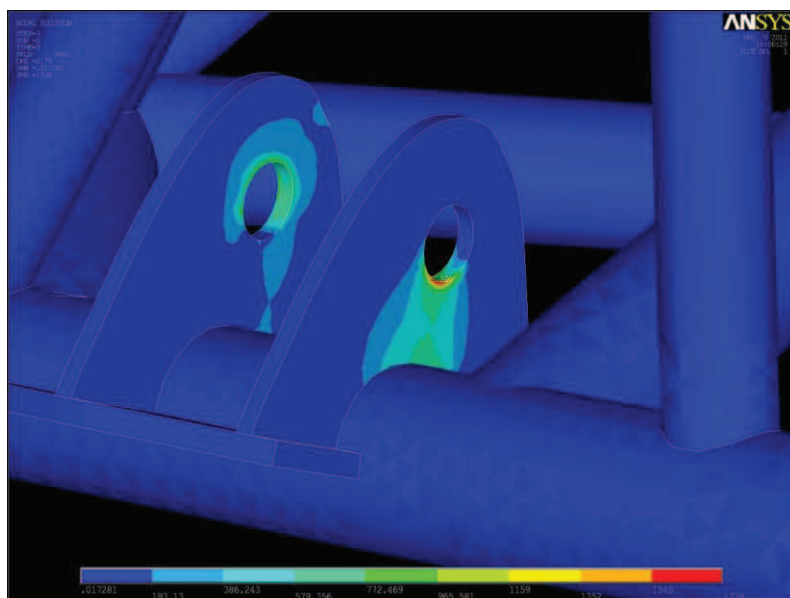
Průjezd zatáčkou: $F_z = -4502 \text{ N}, F_x = 6754 \text{ N}$

Rozhodl jsem se neprovádět pevnostní analýzu, pro jízdní stav průjezd zatáčkou. Síly působící v zátěžném uzlu jsou orientované tak, že momenty jimi produkované se odečítají.

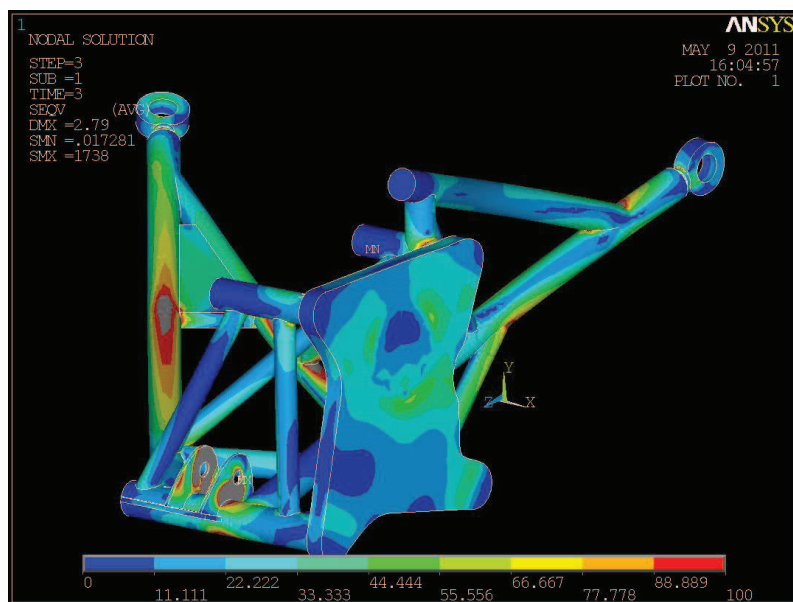


7.1.3 NAPĚTÍ, DEFORMACE A TUHOST

Průběhy redukovaných napětí jsou znázorněny na obr. 47 a 48. Jedná se o průběhy napětí při jízdě stavu přejezdu nerovností s nejvyšším spodním rázem, který se ukázal jako nejkritičtější. Obrázek 47 zachycuje detailně místo uchycení tlumiče a obrázek 48 pak dává komplexním přehled o průběhu redukovaného napětí v celém rameni.



Obrázek 47: Průběh maximálního redukovaného napětí



Obrázek 48: Průběh redukovaného napětí



Tabulka 1: Redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	1183 MPa
Přejezd nerovností maximální spodní ráz	1738 MPa
Přejezd nerovností maximální boční ráz	1360 MPa
Intenzivní brzdění	1725 MPa

Maximální redukované napětí 1738 MPa vzniká, jak se dá předpokládat v místě uchycení tlumiče. Uchycení je tvořeno 4 milimetry tlustými plechy, které mají zachycovat vertikální síly vznikající na kole, což je na první pohled nedostatečné. Plechy vytvářejí velice malou kontaktní plochu s čepem a jsou štíhlé, proto se zde koncentruje napětí, překračující několikanásobně meze pevnosti materiálu a vznikají výrazné deformace. Dalším problematickým místem co se týče napětí, jsou trubky vzdálenějšího kulového kloubu, jsou výrazně namáhány ohybem, protože podpěrné trubky, které by měly zajišťovat tuhost ve vertikálním směru, jsou od kulového kloubu vzdálené, přitom by měli být co nejbližší.

Důležitým parametrem je tuhost ramene, je definovaná jako odolnost proti deformaci. Jelikož mám rameno optimalizovat z hlediska tuhosti a hmotnosti, je důležité, abych znal výchozí hodnoty těchto veličin. Hmotnost byla určena přímým zvážením $m = 17 \text{ kg}$. Tuhost ve vertikálním, podélném a příčném směru jsem určil z deformace měřicího uzlu (v místě středu ložiska náboje) v příslušných směrech, při síle tisíc newtonů (při síle v příslušném směru). Pokud znám sílu a deformaci v příslušných směrech, je tuhost daná vztahem $c = F/\Delta$.

Tabulka 2: Deformace a tuhost

Síla [N]	Deformace [mm]	Tuhost [N/mm]
$F_x = -1000$	$\Delta_x = 0.12996$	$c_x = 7694$
$F_y = 1000$	$\Delta_y = -0.14222$	$c_y = 7031$
$F_z = -1000$	$\Delta_z = -0.37832$	$c_z = 2643$

Rameno má nejnižší tuhost ve vertikálním směru, což je způsobený nevhodným uchycením kulového kloubu „B“, podpěrné trubky nesměřují co nejbližší ke kloubu, jak je výše popsáno.

Parametr, kterému také budu věnovat pozornost je natočení měřicího uzlu kolem osy „z“ při podélné síle $F_x = -1000 \text{ N}$, což simuluje změnu sbíhavosti při brzdění.



Tabulka 3: Natočení kolem osy „z“

Síla [N]	Natočení [°]
$F_x = -1000$	$\alpha_{xz} = 0.0031565$

Jak je vidět z výsledku dochází ke vzniku mírné rozbíhavosti. Parametr, který budu využívat na následujících evolucích ramene je celková deformace měřicího uzlu při jízdním stavu středně dobré vozovky. Pomocí něhož společně s průběhem napětí a hmotností budu vyhodnocovat vhodnost evoluce, je tudíž zapotřebí znát tento parametr i pro výchozí variantu.

Tabulka 4: Posuv měřicího uzlu při středně dobré vozovce

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	$\Delta_{SS\text{suma}}$ [mm]
-0.26572	-0.90266	-1.3289	1.6283

Pevnostní analýza, deformace a tuhosti ramene mi posloužily k ověření mých předpokladů o chybách v konstrukci a budu z nich vycházet v evolučních návrzích.

Celkový objem materiálu použitého na původní rameno (kulatiny) je $V = 2.707 \text{ dm}^3$ a při hustotě oceli $\rho = 7.85 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ je hmotnost modelu $m_p = 21.248 \text{ kg}$.



8 MATERIÁL

Rozhodl jsem se použít materiál Al 7020 T6, je vhodný pro vysoce namáhané svařované konstrukce (výborně svařitelný). Používá se na rámy kol, mostní konstrukce, výrobu letadel a v armádních aplikacích, všude tam kde je zapotřebí materiál s nízkou hustotou a poměrně vysokou pevností.

Tabulka 5: Mechanické vlastnosti materiálu Al 7020 T6

Mez pevnosti:	$R_m = 350 \text{ MPa}$
Mez kluzu:	$R_{0.2} = 280 \text{ MPa}$
Hustota:	$\rho_{7020} = 2.81 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$
Mez únavy:	$\sigma_c = 160 \text{ MPa}$

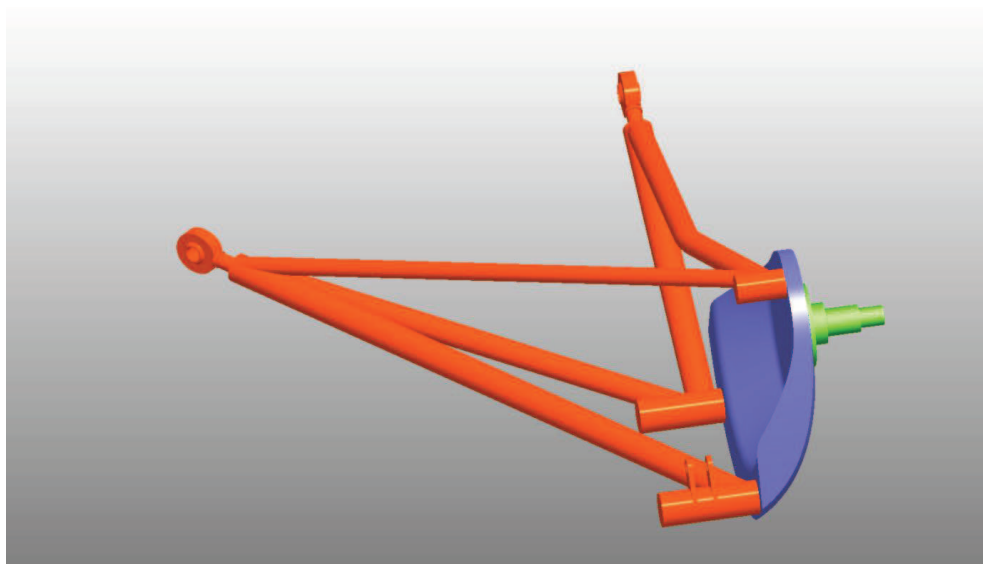


9 VLASTNÍ NÁVRH

V této kapitole budu navrhovat vlastní řešení ramene nápravy a optimalizovat ho z hlediska hmotnosti a tuhosti vedení kola.

9.1 Evo 1

První evoluce vychází z původní konstrukce, s cílem aby trubky jednotlivých kulových kloubů vedly co nejblíže přichytným bodům. Trojice hlavních trubek jsou pomocí šroubů uchycené k přichytné desce (těhlici), k těmto hlavním trubkám jsou přivařené trubky jednotlivých kulových kloubů (celkem 5). Horní hlavní trubka je umístěna na příčné středové rovině kola. Musí být umístěna v blízkosti osy kola, abych vytvořil dostatečný prostor pružící jednotce. Místo k přichycení pružící jednotky k ramenu je totožné s původní variantou.

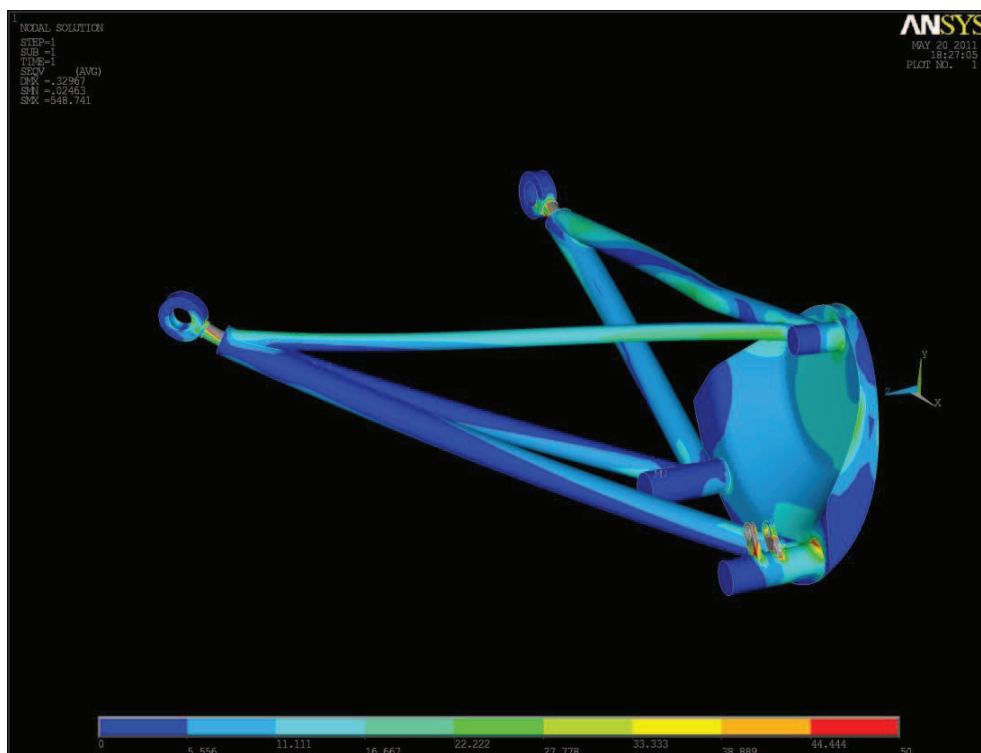


Obrázek 49: návrh Evo 1

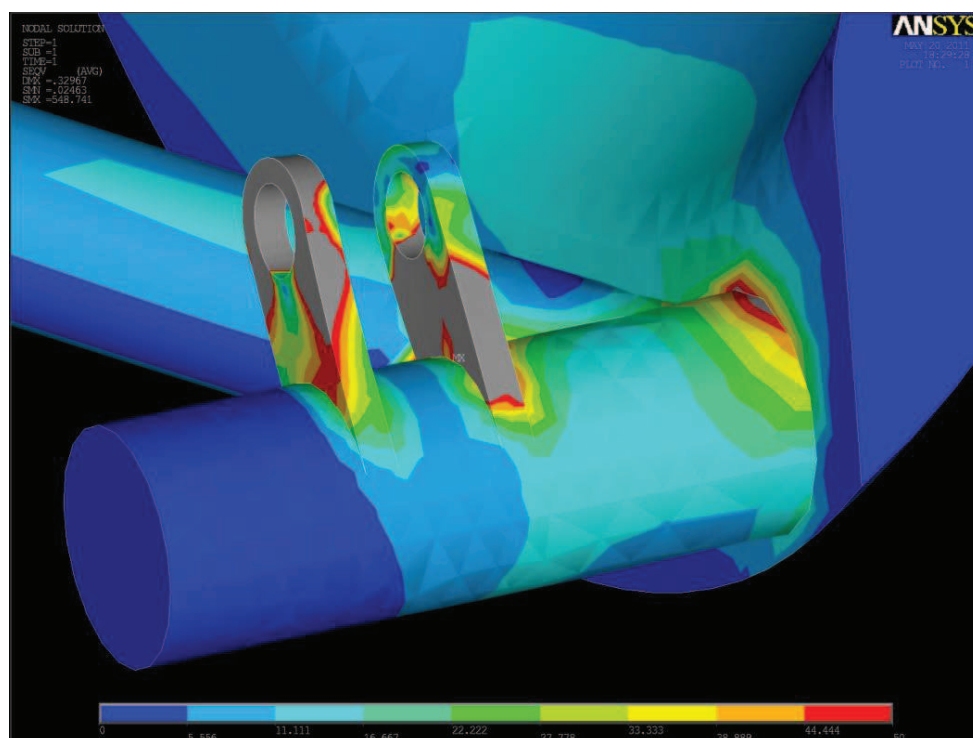
První evoluce byla stejně zavazbena i zatížena jako původní varianta. Pevnostní analýzu jsem provedl pro jízdní stav středně dobré vozovky (obr. 50 a obr. 51). Hodnoty maximálního redukovaného napětí (v místě uchycení pružící jednotky) jsou v tab. 6:

Tabulka 6: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	549 MPa



Obrázek 50: Pevnostní analýza Evo1 pro středně dobrou vozovku

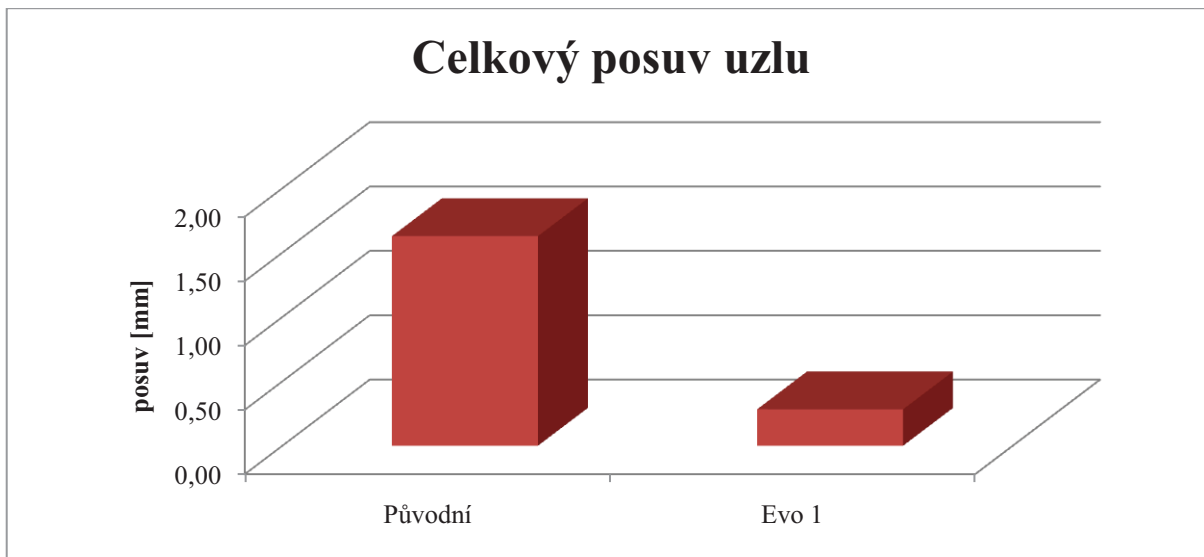


Obrázek 51 Pevnostní analýza Evo1 pro středně dobrou vozovku

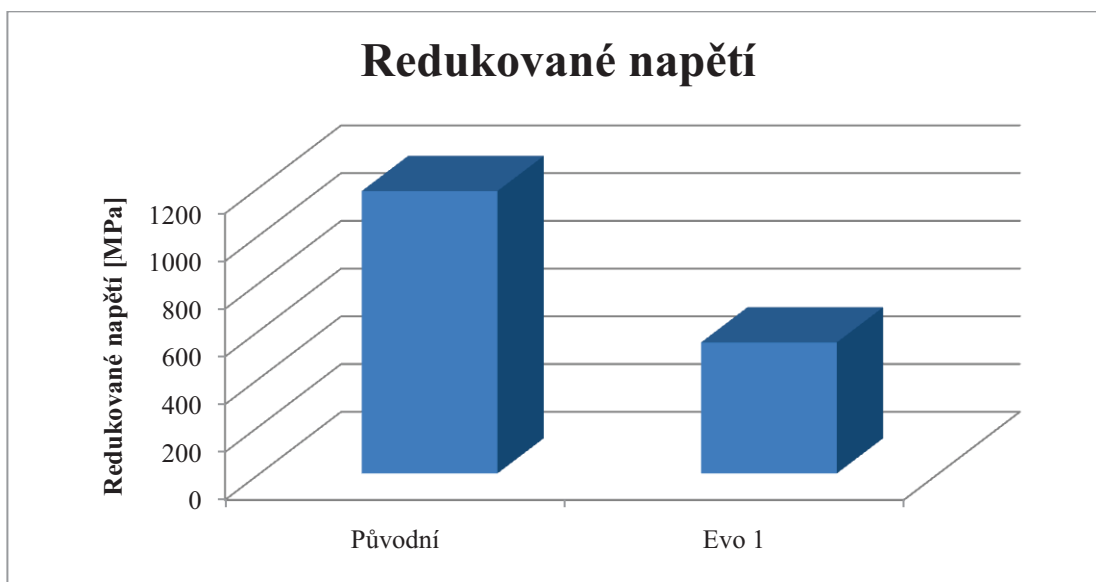


Tabulka 7: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.11414	-0.13349	-0.22201	0.28308



Obrázek 52: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

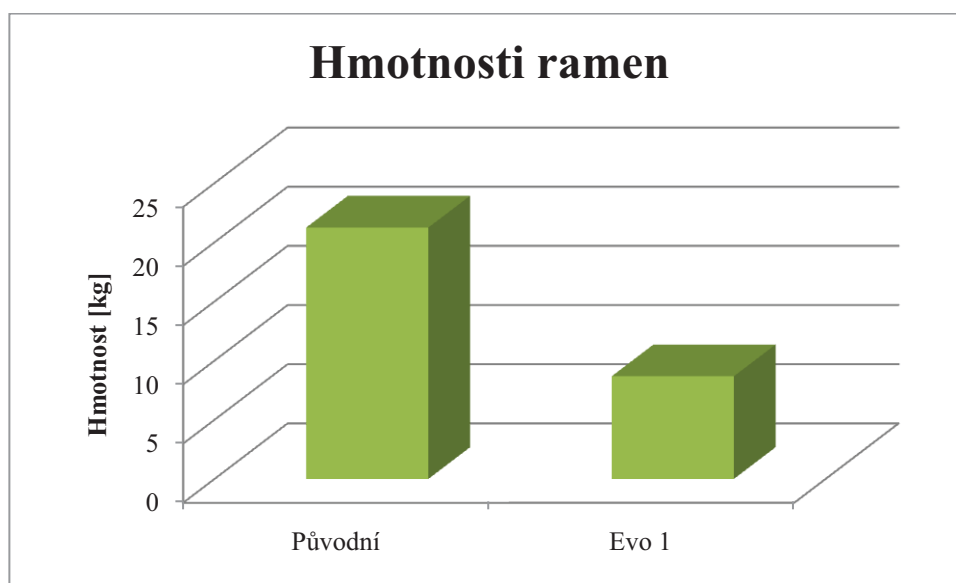


Obrázek 53: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky



Z první evoluce už je patrné výrazné zvýšení tuhosti (snížení posunů měřicího uzlu) a snížení maximálního redukovaného napětí. Problematickým místem zůstává uchycení pružící jednotky, kde redukované napětí výrazně překračuje mez pevnosti materiálu, muselo by dojít k jeho výrazné úpravě. Hlavní trubka, na níž jsou držáky přivařeny, má snahu se vylamovat z těhlice, šroubový spoj zde bude výrazně namáhán. Navíc by zde museli být vložky, které by celý šroubový spoj výrazně zpevnily, aby nedošlo k vytržení.

Celkový objem materiálu použitého na první evoluci je $V_{Evo1} = 3.088 \text{ dm}^3$ při hustotě materiálu $\rho_{7020} = 2.81 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ je hmotnost modelu $m_{evo1} = 8.676 \text{ kg}$. I když je objem materiálu větší, díky použitému materiálu klesla hmotnost dva a půl krát.

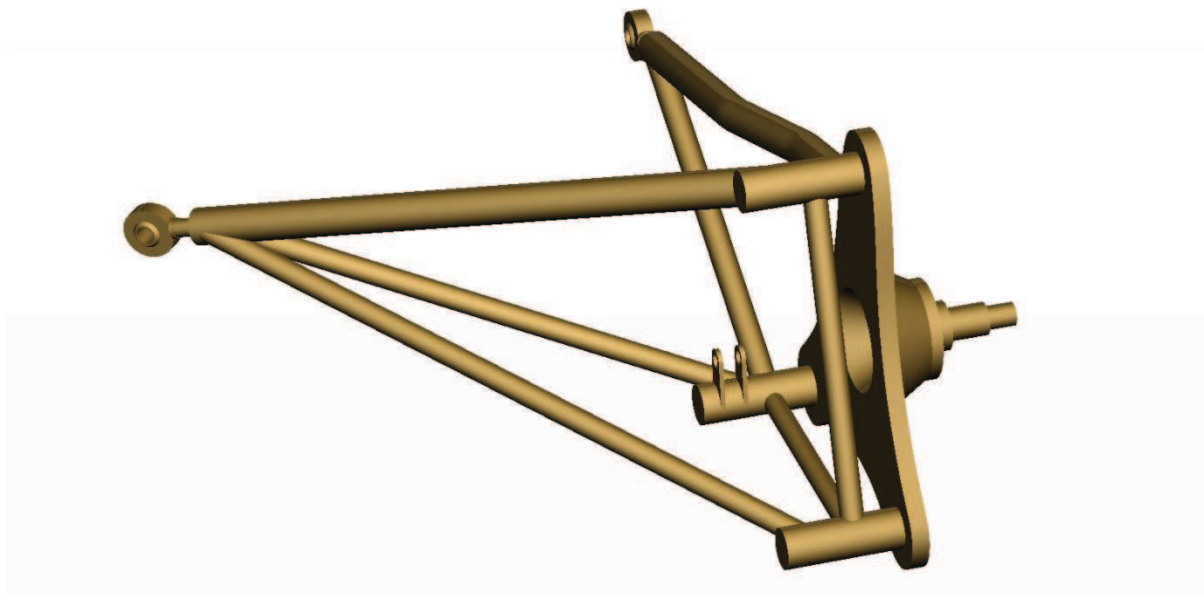


Obrázek 54: Porovnání hmotností



9.2 Evo 2

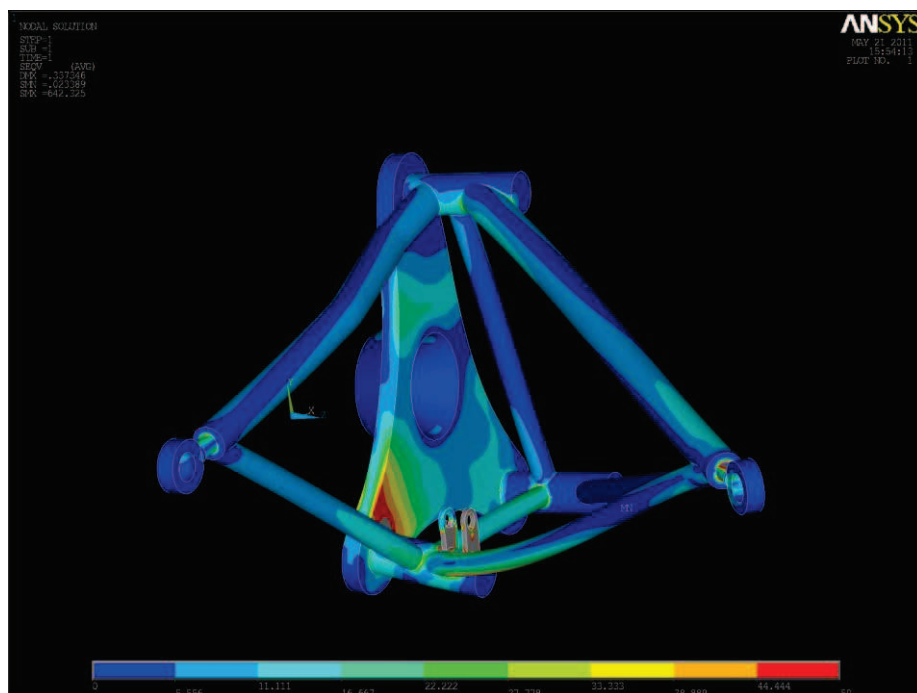
U evoluční varianty číslo dva jsem umístil hlavní trubky co nejblíže disku, kvůli zvýšení tuhosti vedení kola. Tím pádem jsem však musel přemístit pružící jednotku na vzdálenější hlavní trubku, toto umístění je vhodnější, protože pružící jednotka je umístěna v takřka vertikální poloze a má tak lepší charakteristiku při pružení. Těhlice je k hlavním trubkám přichycena šrouby.



Obrázek 55: Návrh Evo 2

Tabulka 8: Maximální redukované napětí

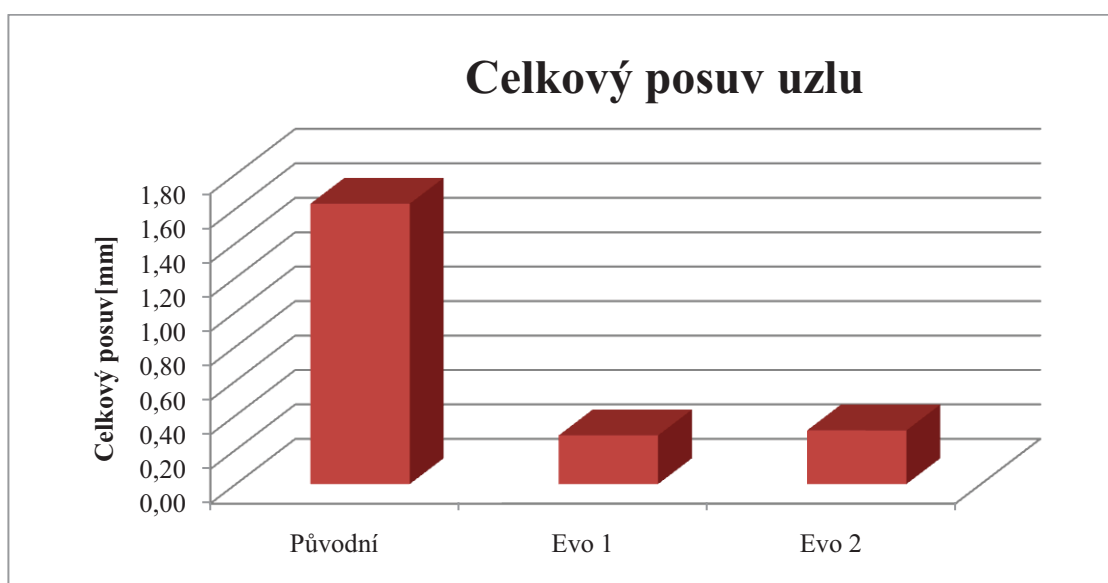
Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	642 MPa



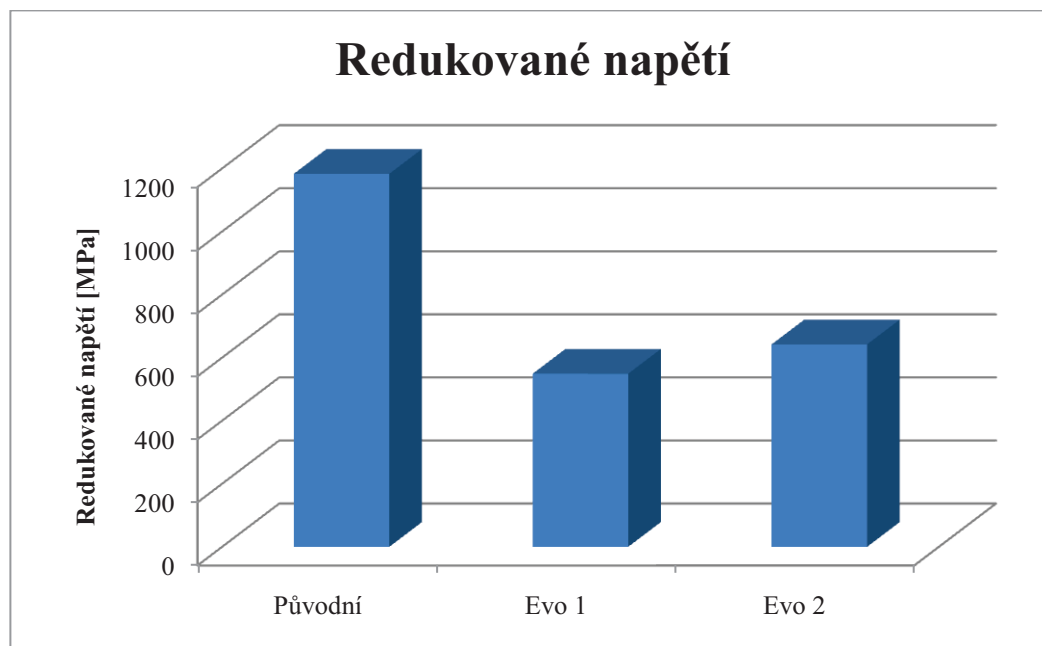
Obrázek 56: Pevnostní analýza varianty Evo 2 pro středně dobrou vozovku

Tabulka 9: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.093591	-0.028997	-0.29625	0.31203



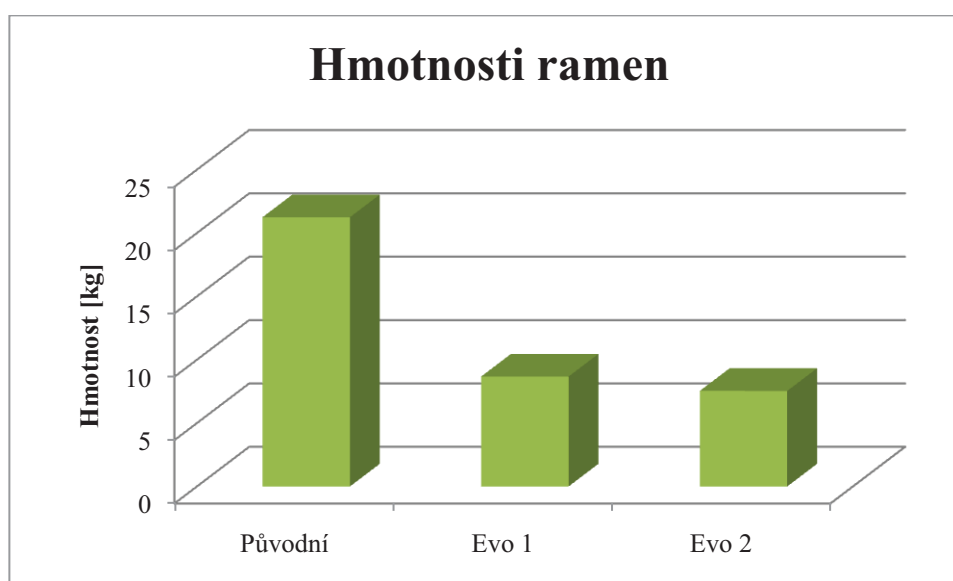
Obrázek 57: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky



Obrázek 58: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

Výsledky z pevnostní analýzy ukazují, že posunutí hlavních trubek co nejbližší disku vede k zvýšení tuhosti vedení kola, dokazují to posuvy ve směrech os „x“ a „y“, které klesly desetkrát v porovnání s variantou Evo1. Posuv ve vertikálním směru se však zvýšil, je to způsobené výraznou deformací hlavní trubky, která je spojena s pružící jednotkou, šroubová spoj by byl výrazně namáhán a mohlo by dojít k vytržení.

Celkový objem materiálu použitého na druhou evoluci je $V_{Evo2} = 2.684 \text{ dm}^3$ při hustotě materiálu $\rho_{7020} = 2.81 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ je hmotnost modelu $m_{evo2} = 7.541 \text{ kg}$. Ke snížení hmotnosti došlo především díky snížení objemu těhlice.

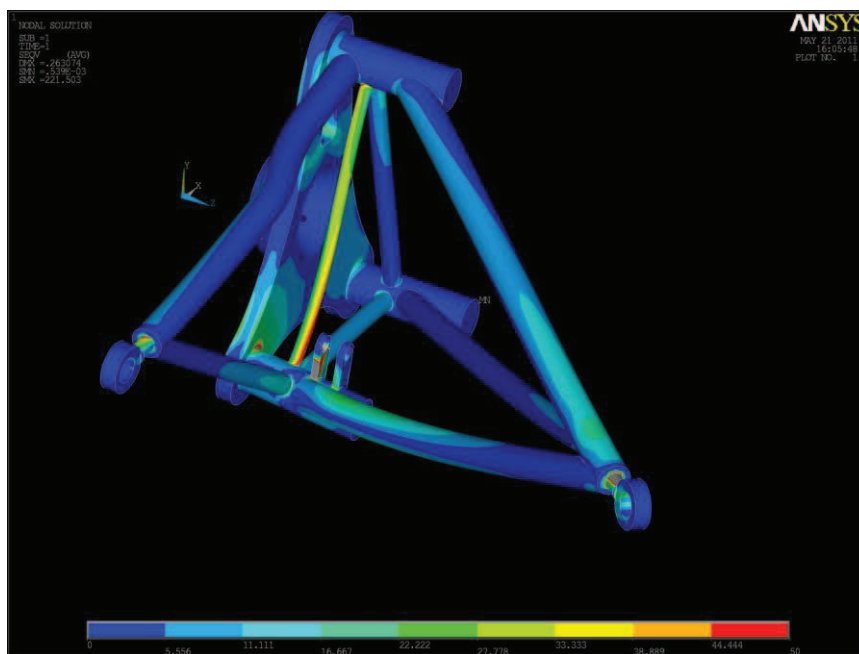


Obrázek 59: Porovnání hmotností

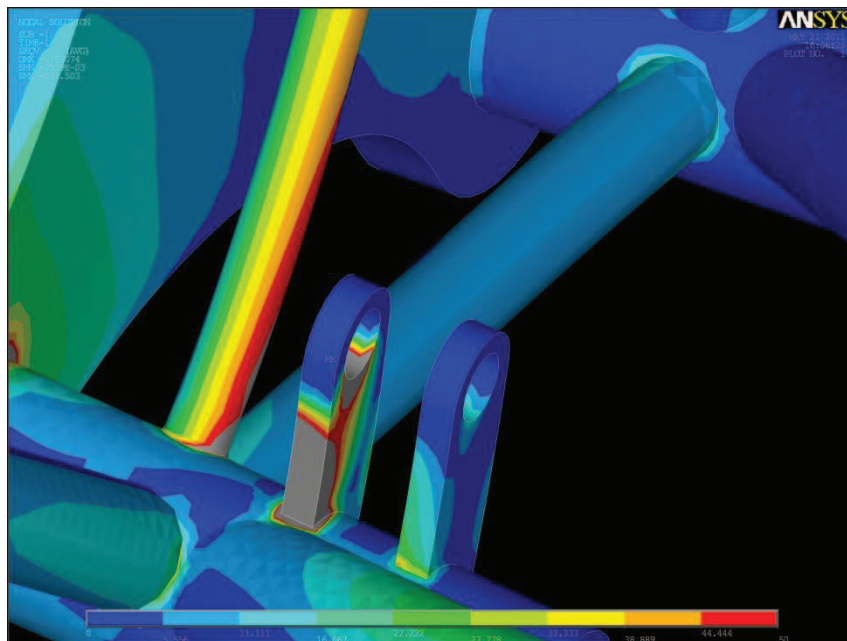


9.3 Evo 3

Předchozí evoluce měla problém s deformací hlavní trubky s držákem pružící jednotky, proto jsem ji v této variantě vyztužil přídatnou trubkou, která ji spojuje s horní hlavní trubkou. Jinak jsou tyto varianty naprosto stejné.



Obrázek 60: Pevnostní analýza varianty Evo 3 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 61: Pevnostní analýza varianty Evo 3 pro středně dobrou vozovku

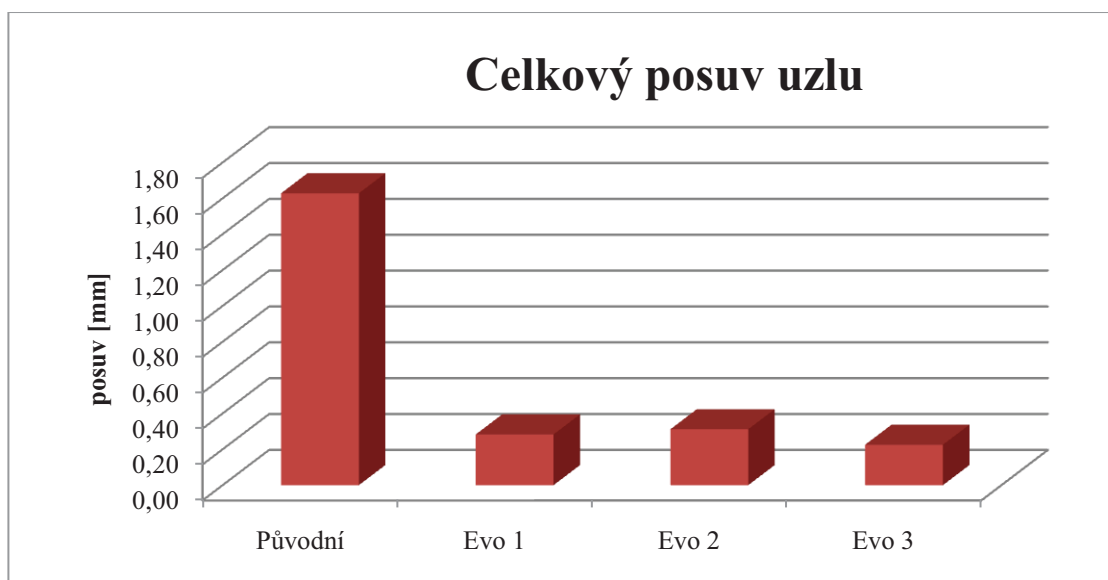


Tabulka 10: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	221 MPa

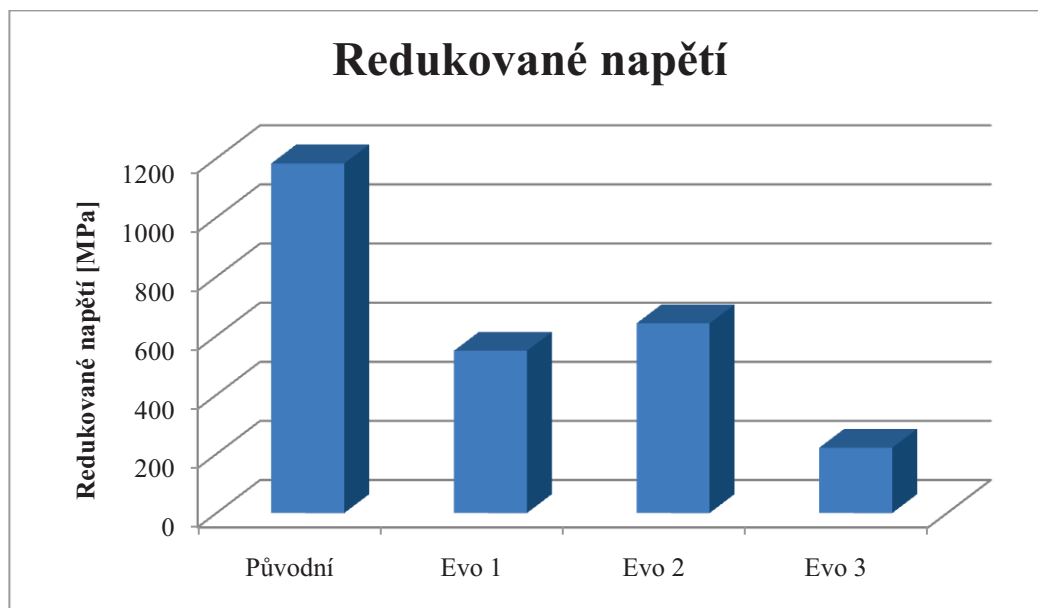
Tabulka 11: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.050635	-0.0043602	-0.21983	0.22563

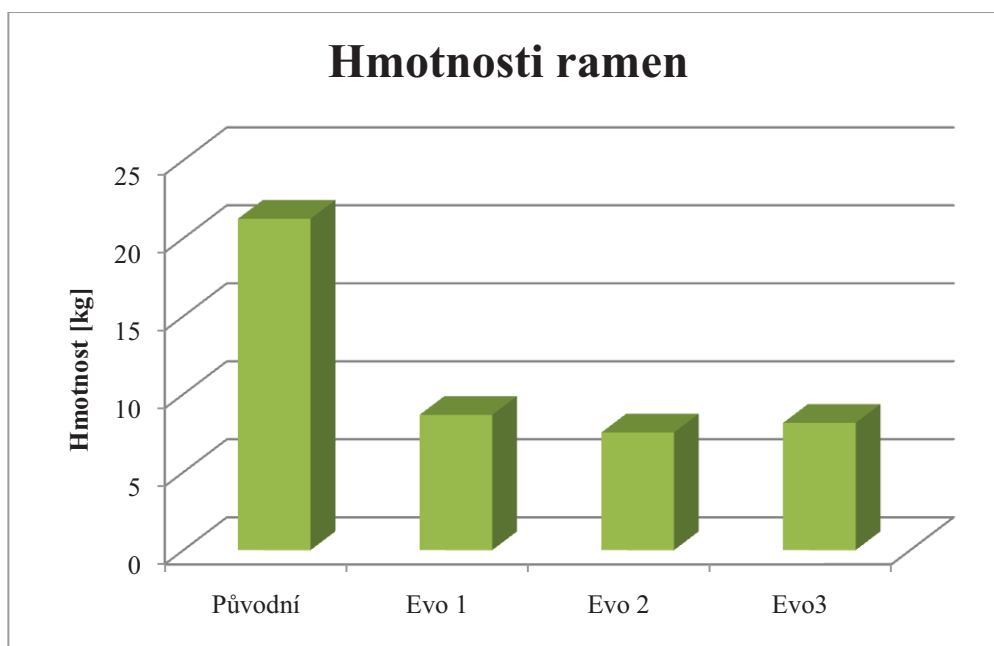


Obrázek 62: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

Díky spojovací trubce se napětí v držáku snížilo o dvě třetiny (už pod mez pevnosti materiálu, ale ne dostatečně pro trvalou pevnost), poklesl i celkový posun měřicího uzlu. Spojovací trubka je však výrazně zatěžovaná a měla by mít větší průměr a vést až na konec hlavní trubky, aby ji co nejlépe podepírala.



Obrázek 63: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky



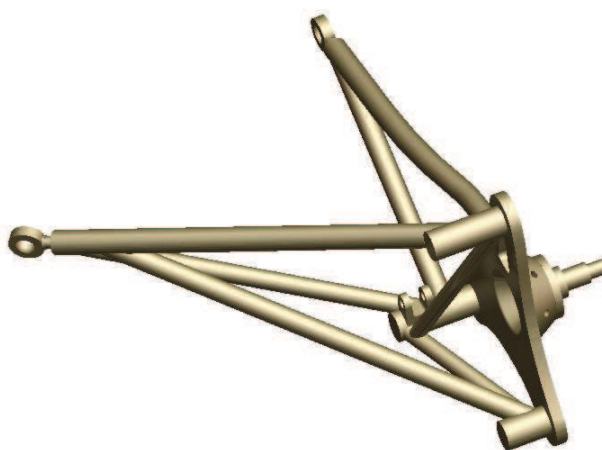
Obrázek 64: Porovnání hmotností

Celkový objem materiálu použitého na třetí evoluci je $V_{Evo3} = 2.903 \text{ dm}^3$ a při hustotě materiálu $\rho_{7020} = 2.81 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ je hmotnost modelu $m_{evo2} = 8.157 \text{ kg}$. Zvýšení hmotnosti způsobila spojovací trubka.

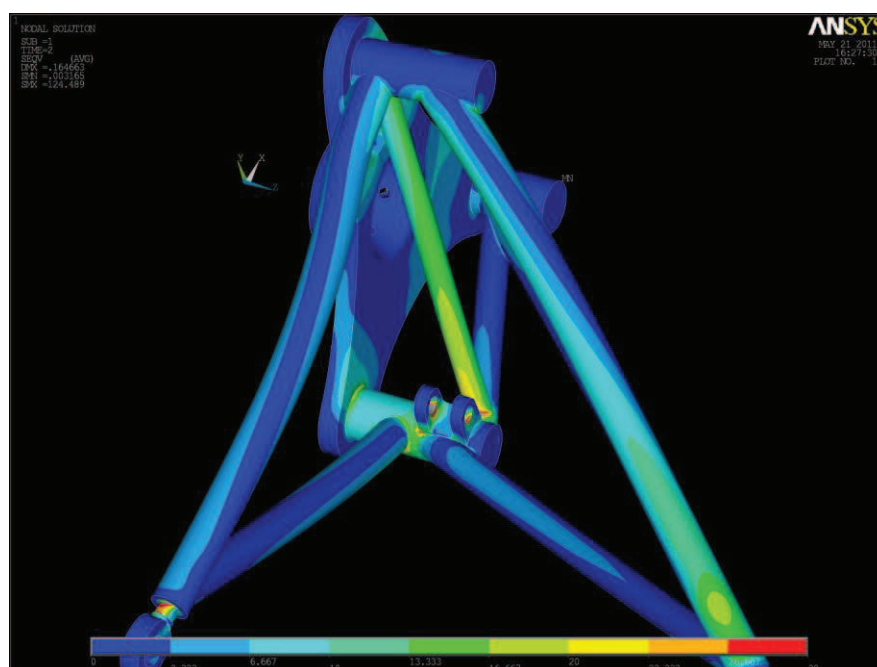


9.4 Evo 4

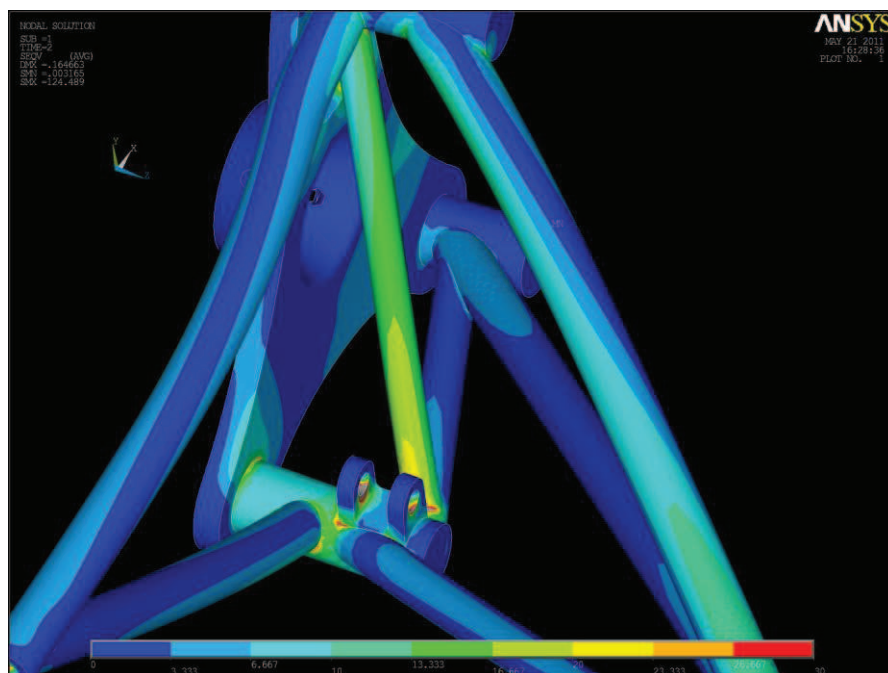
Výše uvedené návrhy na změny v konstrukci jsem aplikoval v evoluci číslo čtyři, tedy zvětšení průměru spojovací trubky a její umístění co nejbližže konci hlavní trubky jak znázorňuje obrázek



Obrázek 65: Návrh Evo 4



Obrázek 66: Pevnostní analýza varianty Evo 4 pro středně dobrou vozovku



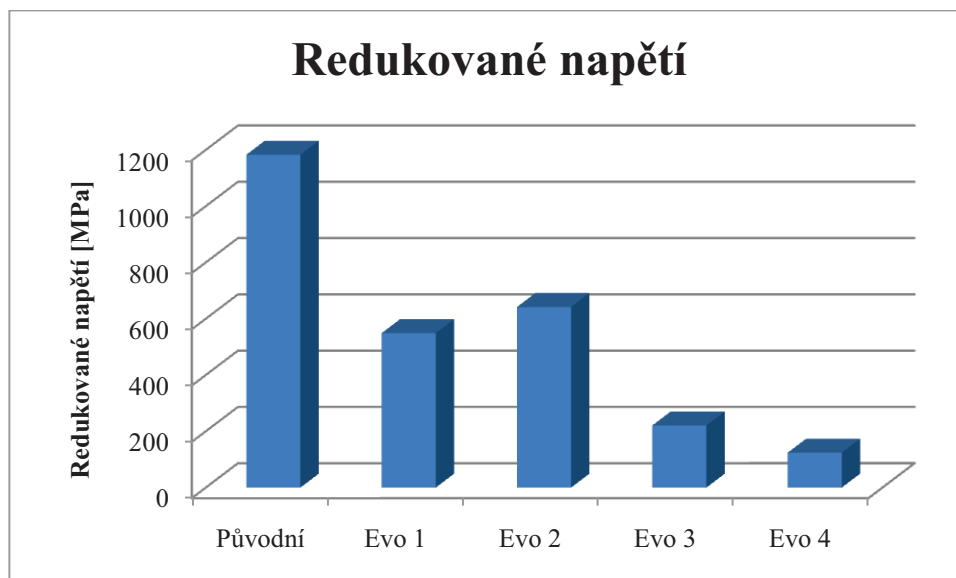
Obrázek 67: Pevnostní analýza varianty Evo 4 pro středně dobrou vozovku

Tabulka 12: Maximální redukované napětí

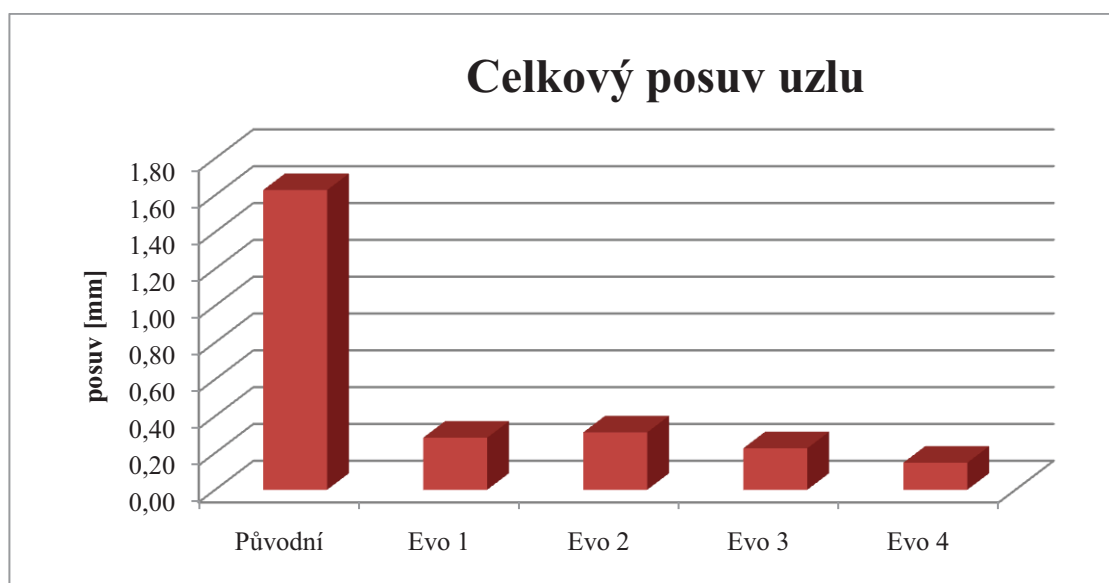
Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	124 MPa
Přejezd nerovností maximální spodní ráz	190 MPa
Přejezd nerovností maximální boční ráz	130 MPa
Intenzivní brzdění	300 MPa

Tabulka 13: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

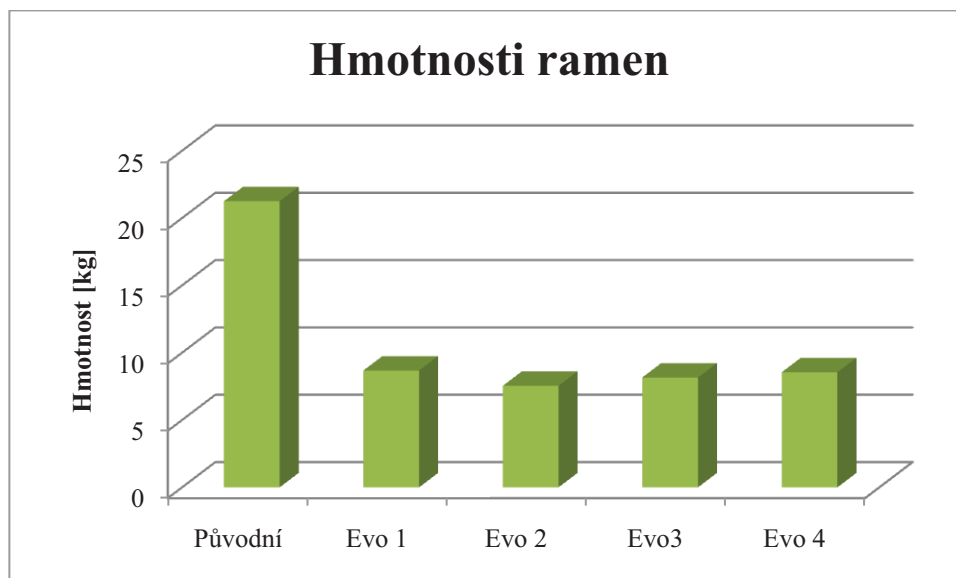
Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
0.004	0.0093707	-0.14246	0.14727



Obrázek 68: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky



Obrázek 69: Graf celkového posunu měřícího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

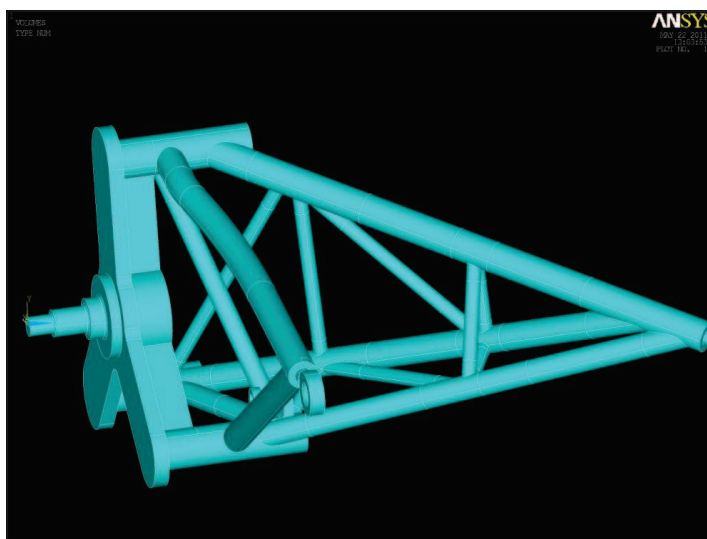


Obrázek 70: Porovnání hmotností

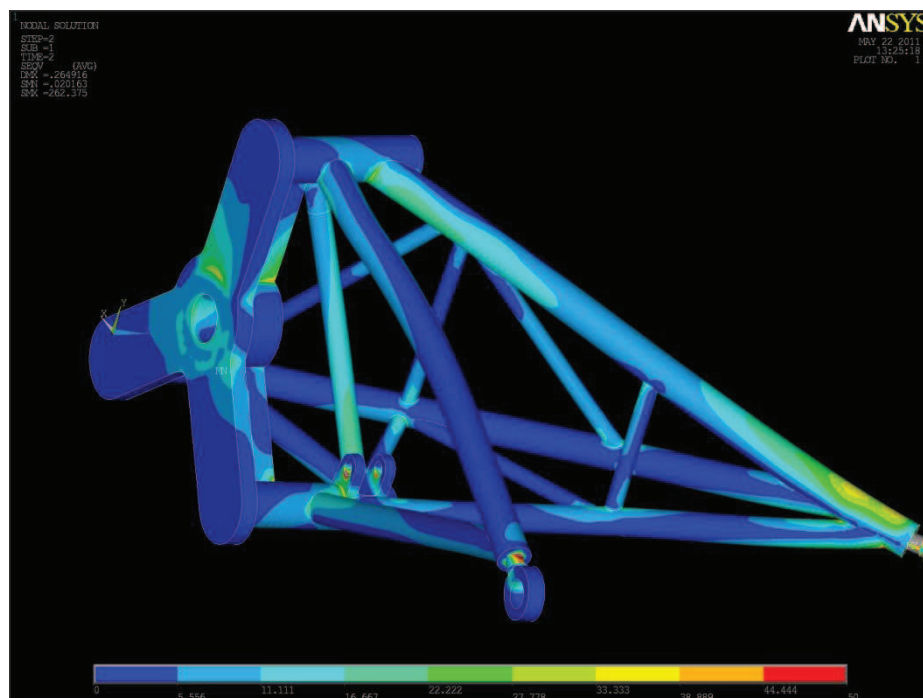
Pro tuto evoluci (mohla by být finální) jsem vytvořil pevnostní analýzu po všechny jízdní stavy, abych zjistil špičkové napětí v jednotlivých jízdních stavech. Nejvyšší redukované napětí je 300 MPa (pod mezí pevnosti materiálu) pro jízdní stav intenzivní brzdění, a nachází se v přechodu mezi trubicí a kulovým kloubem „A“, v trubicích ve kterých jsou umístěny kulové klouby by museli být zalisované ocelové pouzdra, aby nedošlo k vytržení kloubu. V ostatních jízdních stavech jsou špičková napětí situovaná v druhém kulovém kloubu.

9.5 Evo 5

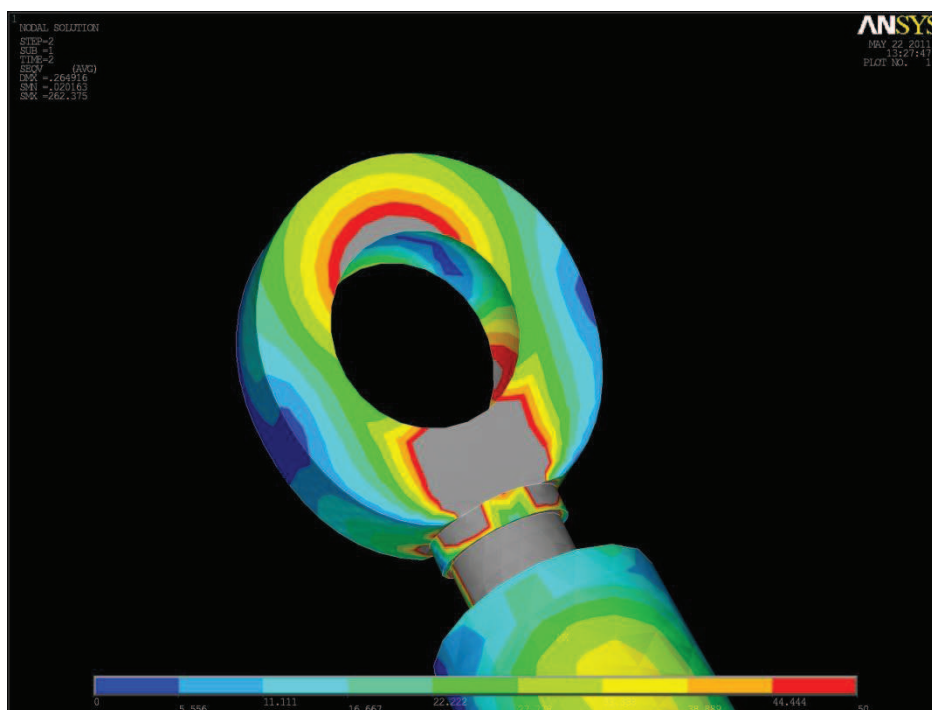
Pátá evoluce vychází ze snahy zvýšit tuhost ramene pomocí výstužných trubek jak ukazuje obr. 71. Je důležité u tohoto návrhu porovnat zvýšení tuhosti v závislosti na zvýšení hmotnosti. Je tu i trochu pozměněná těhlice, která je opět přišroubovaná k hlavním trubicím.



Obrázek 71: Návrh Evo 5



Obrázek 72: Pevnostní analýza varianty Evo 5 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 73: Pevnostní analýza varianty Evo 5 pro středně dobrou vozovku

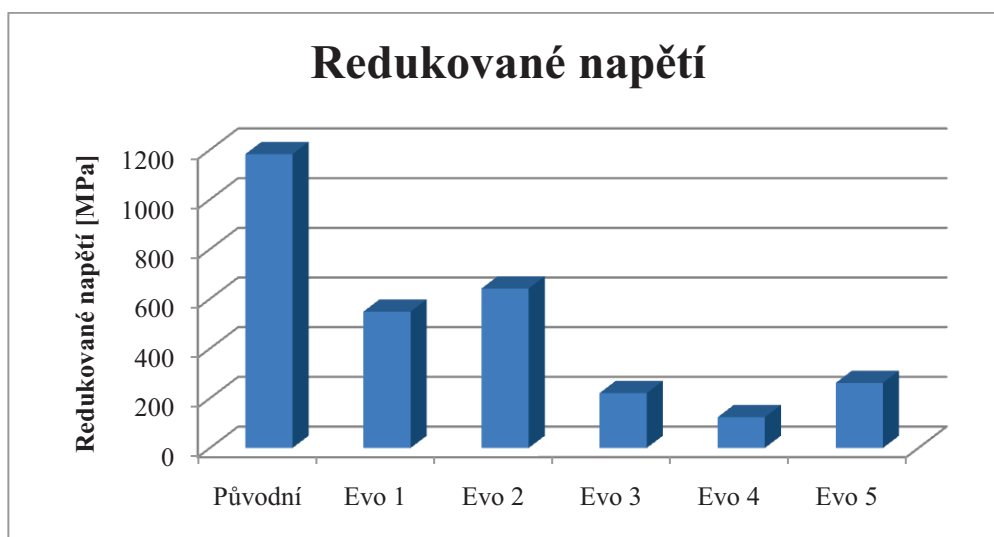


Tabulka 14: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	262 MPa
Přejezd nerovností maximální spodní ráz	330 MPa
Přejezd nerovností maximální boční ráz	350 MPa
Intenzivní brzdění	289 MPa

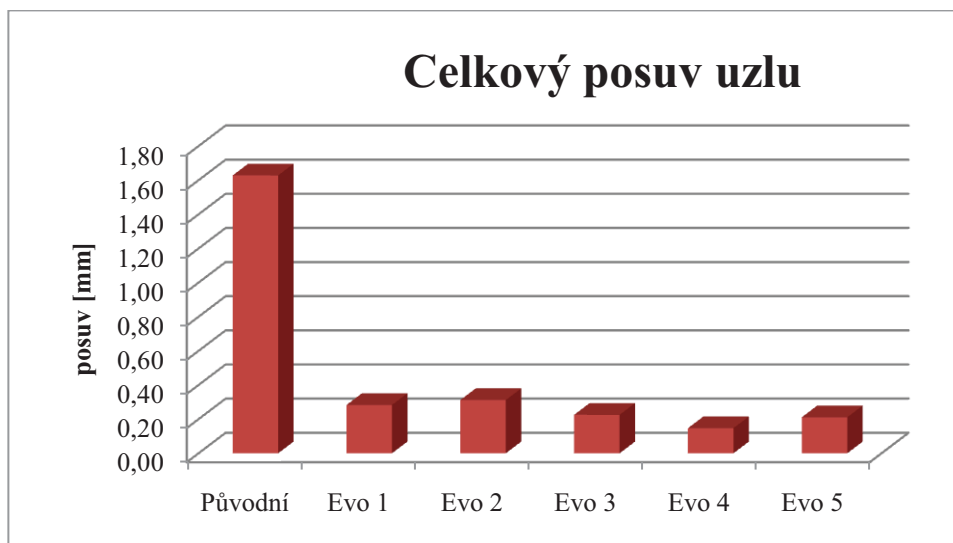
Tabulka 15: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
0.074184	0.058724	-0.18883	0.21121

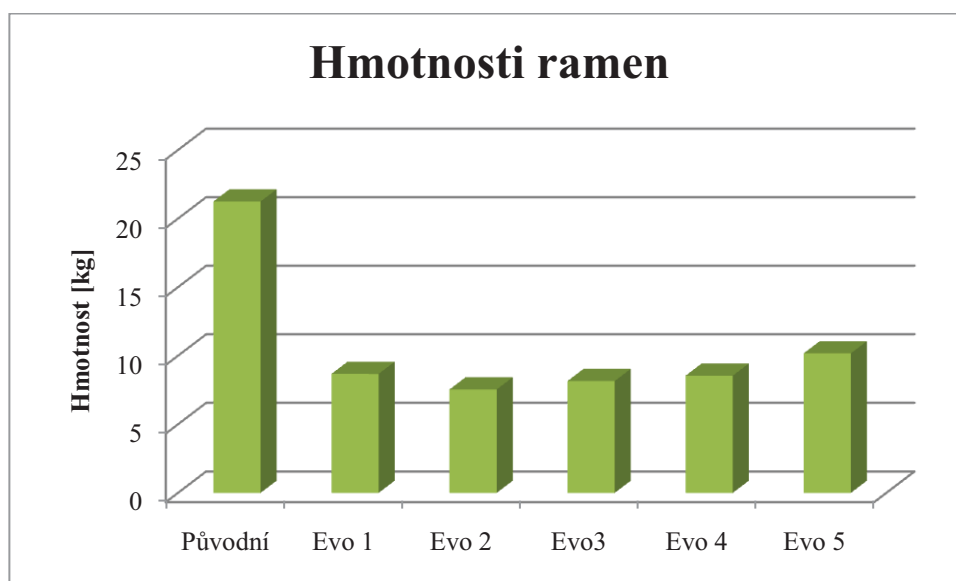


Obrázek 74: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

Z pevnostní analýzy vyplívá, že při zvýšení hmotnosti o dva a půl kilogramu se zmenší tuhost, protože posuv měřicího uzlu se zvýší, navíc se zvýší i celkové zatížení, které atakuje mez pevnosti materiálu. Nejvyšší redukované napětí je 350 MPa (na mezí pevnosti materiálu) pro jízdní stav přejezd nerovností maximální boční ráz, a nachází se v přechodu mezi trubkou a kulovým kloubem „B“.



Obrázek 75: Graf celkového posunu měřícího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

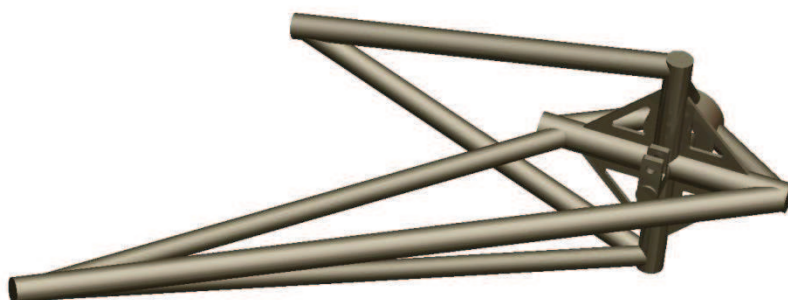


Obrázek 76: Porovnání hmotností



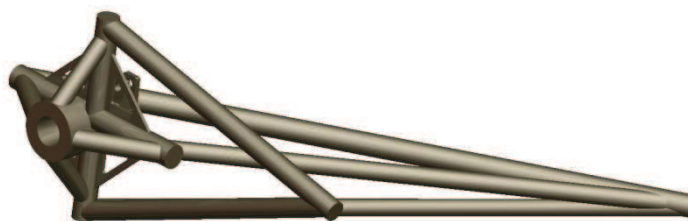
9.6 Evo 6

Toto byly evoluce vycházející z konceptu původního ramene, tedy těhlice (upínací) deska je přišroubovaná k hlavním trubkám a k nim jsou přivařeny trubky nesoucí kulové kluby. Pružící jednotka je uchycenou na jedné z hlavních trubek, a nadměrně ji tak zatěžují, proto by bylo ideální, kdyby byla přichycena přímo k těhlici, které má vyšší masu hmoty a zatížení by se po ní lépe rozložilo.



Obrázek 77: Návrh Evo 6

Z obr. 78 a 77 je patrná konstrukce šesté evoluce. Pár trubek slouží k zachycení podélných sil a trojice společně s pružící jednotkou k zachycení vertikálních a příčných síly.



Obrázek 78: Návrh Evo 6

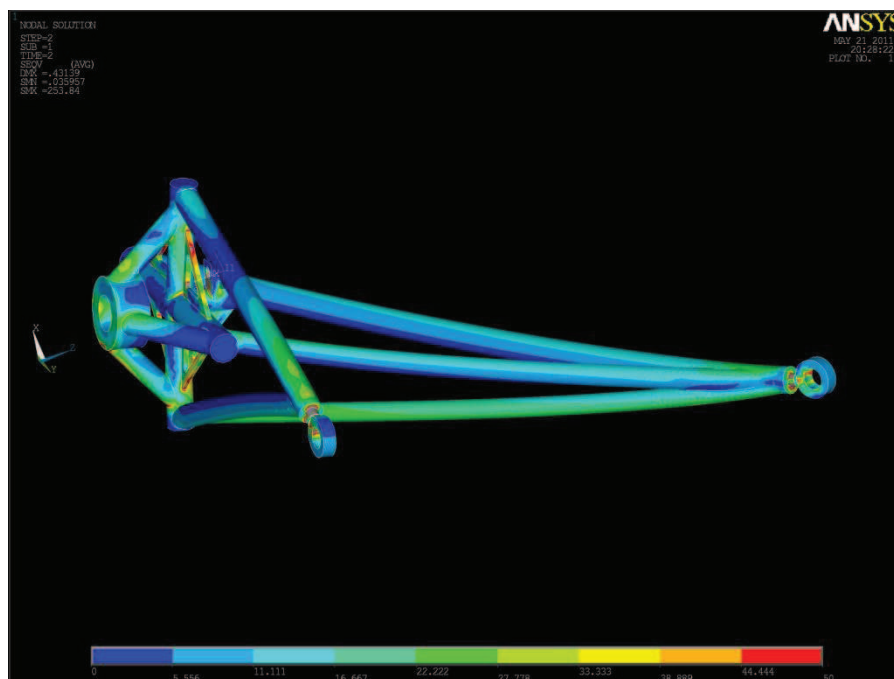


Tabulka 16: Maximální redukované napětí

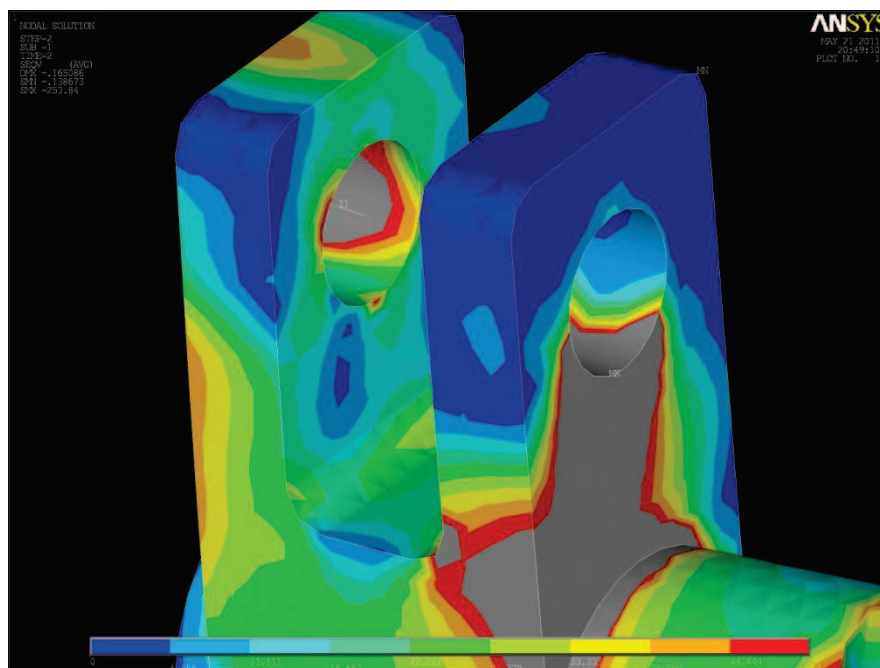
Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	253 MPa
Přejezd nerovností maximální spodní ráz	336 MPa
Přejezd nerovností maximální boční ráz	372 MPa

Tabulka 17: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

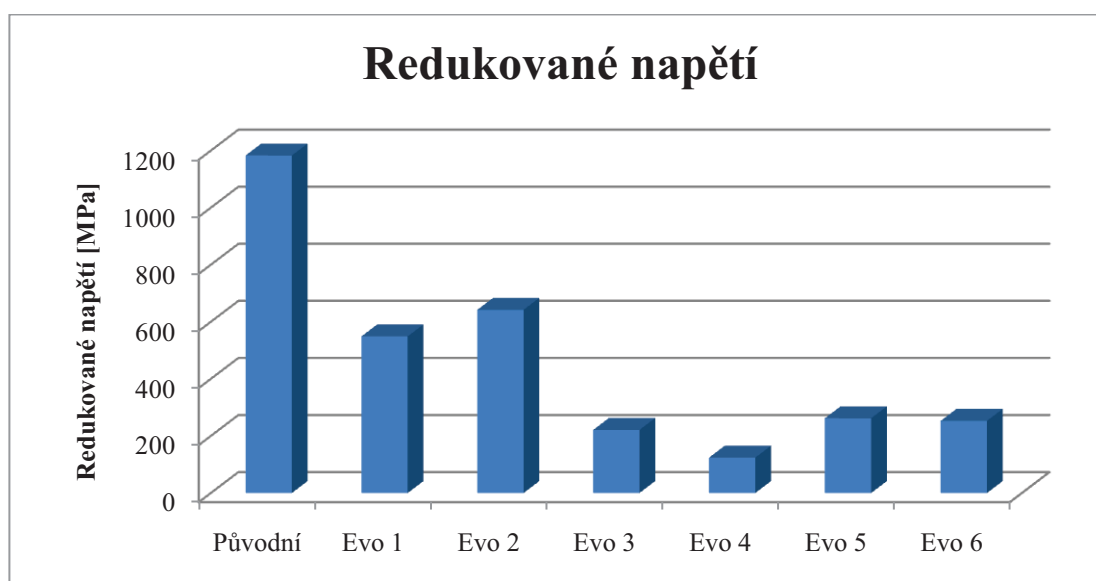
Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.024821	-0.066037	-0.43726	0.44291



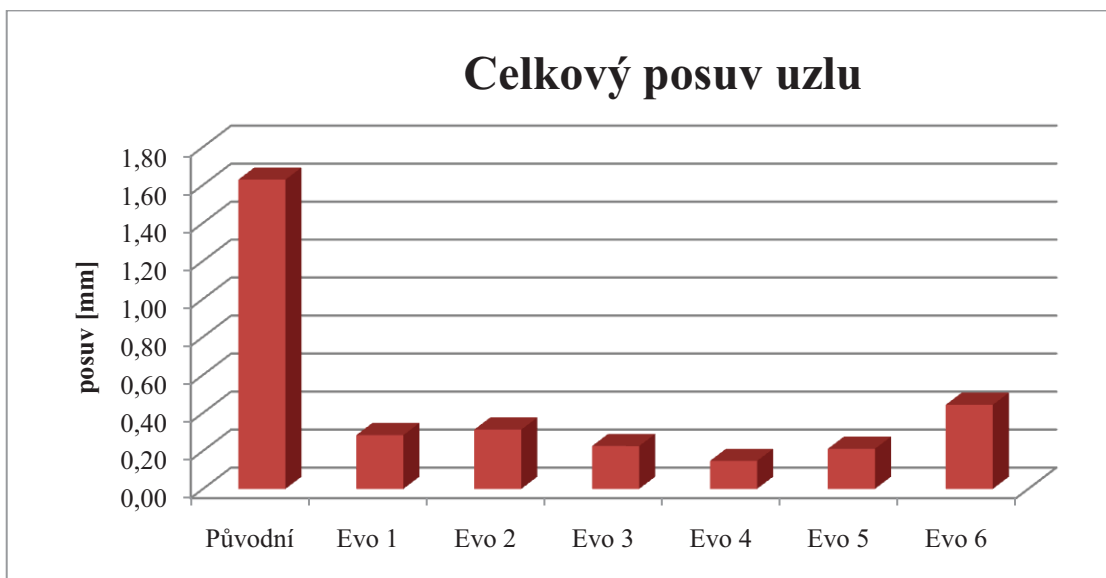
Obrázek 79: Pevnostní analýza varianty Evo 5 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 80: Oblast s maximálním napětím

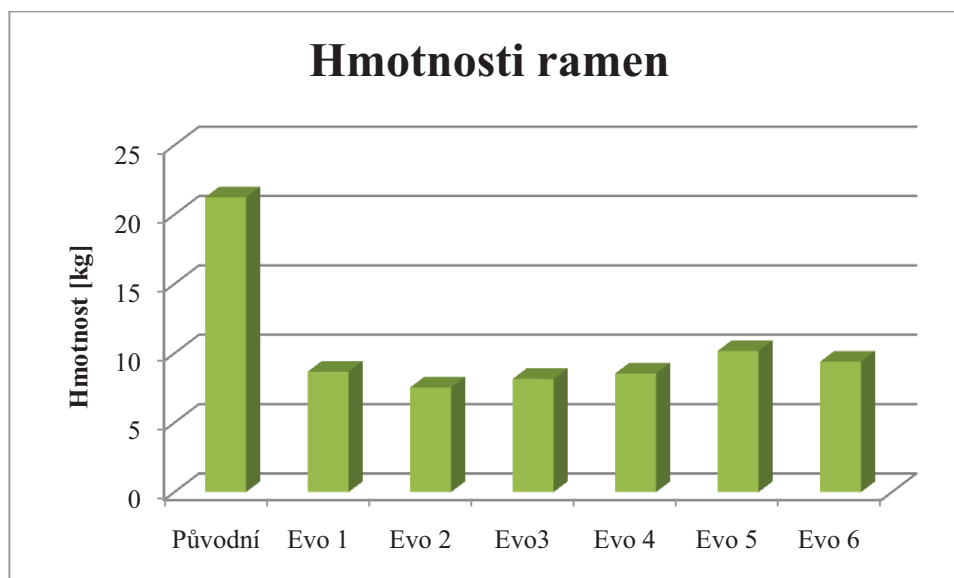


Obrázek 81: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky



Obrázek 82: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

V porovnání s ostatními evolucemi má vyšší celkový posuv měřicího uzlu ve vertikálním směru, je to zapříčiněno vzdáleností mezi kontaktním bodem pneumatiky s vozovkou (působí síly) a místem uchycení pružící jednotky a také absencí čtvrté trubky kulového kloubu „B“, která by výrazně zvýšila tuhost ve vertikálním směru. Napětí by se dalo snížit pomocí úpravy držáku (např. zvětšením jeho šířky)

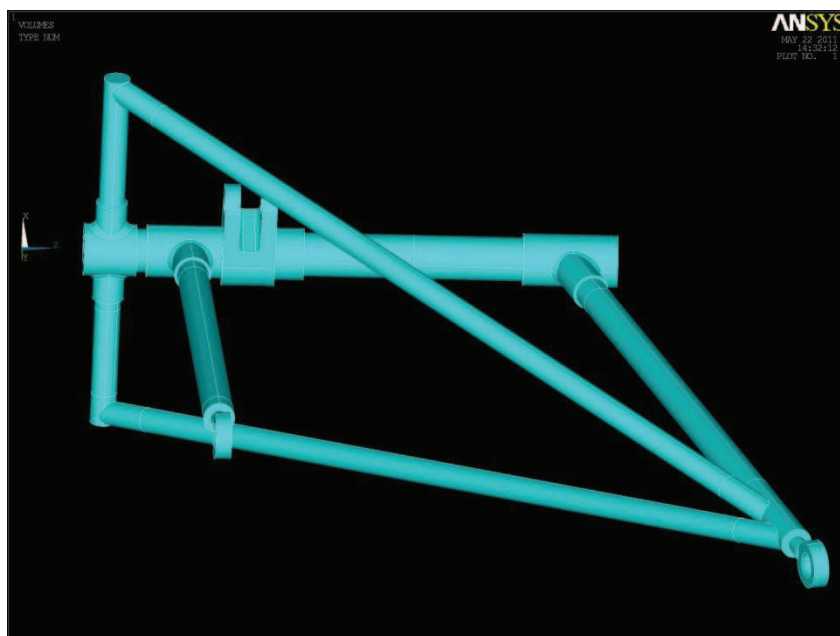


Obrázek 83: Porovnání hmotností

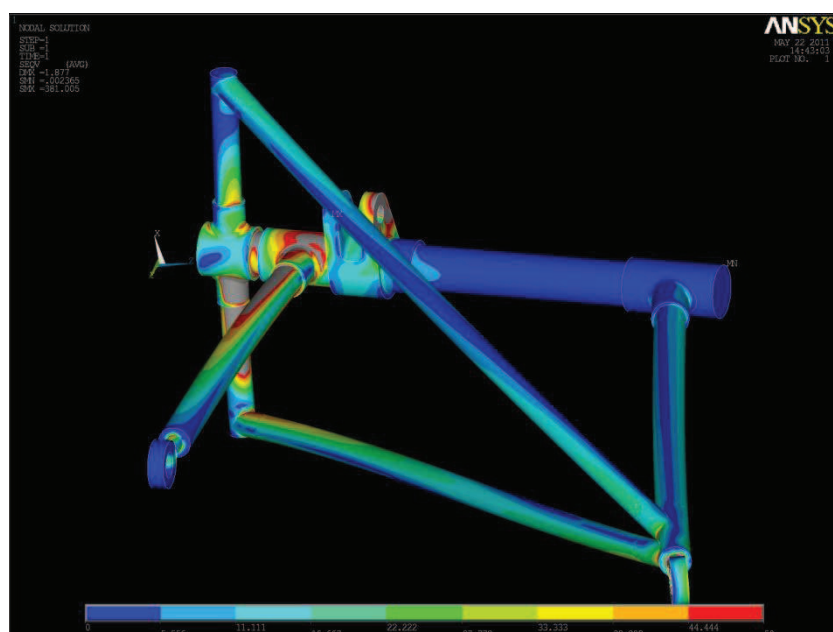


9.7 Evo 7

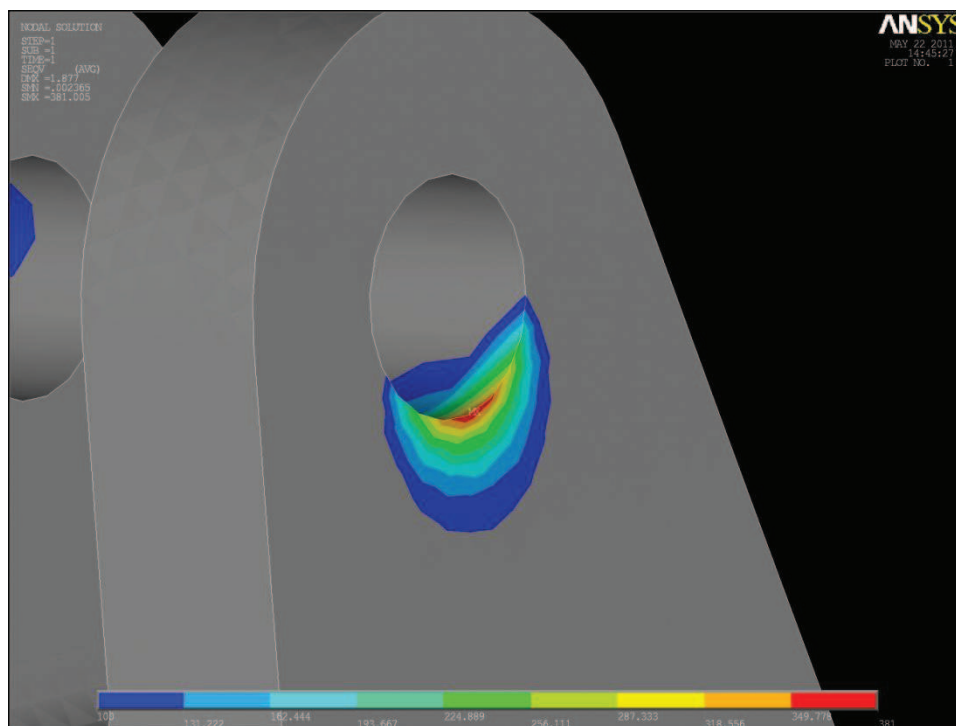
Sedmá evoluce se skládá z osmi trubek. Hlavní trubky, jejíž součástí je i čep kola, k ní je přivařen pár ramen zachycující podélné síly. Druhý pár zachycuje příčné a podélná síly, jak je znázorněno na obr. 84.



Obrázek 84: konstrukce šesté evoluce



Obrázek 85: Pevnostní analýza varianty Evo 7 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 86: Oblast s maximálním napětím

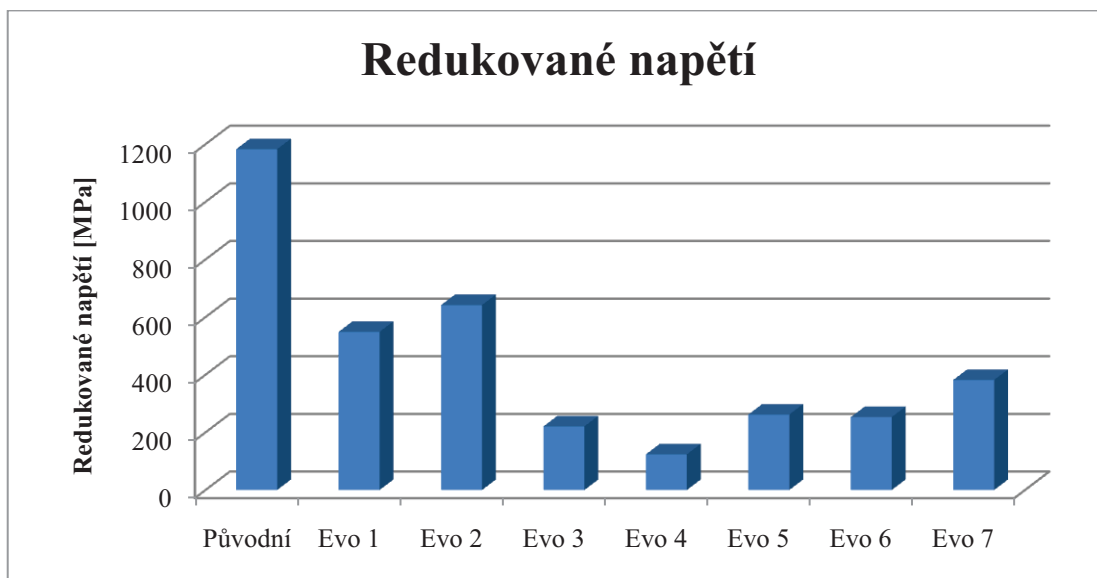
Tabulka 18: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	σ_{redmax}
Středně dobrý povrch vozovky	382 MPa

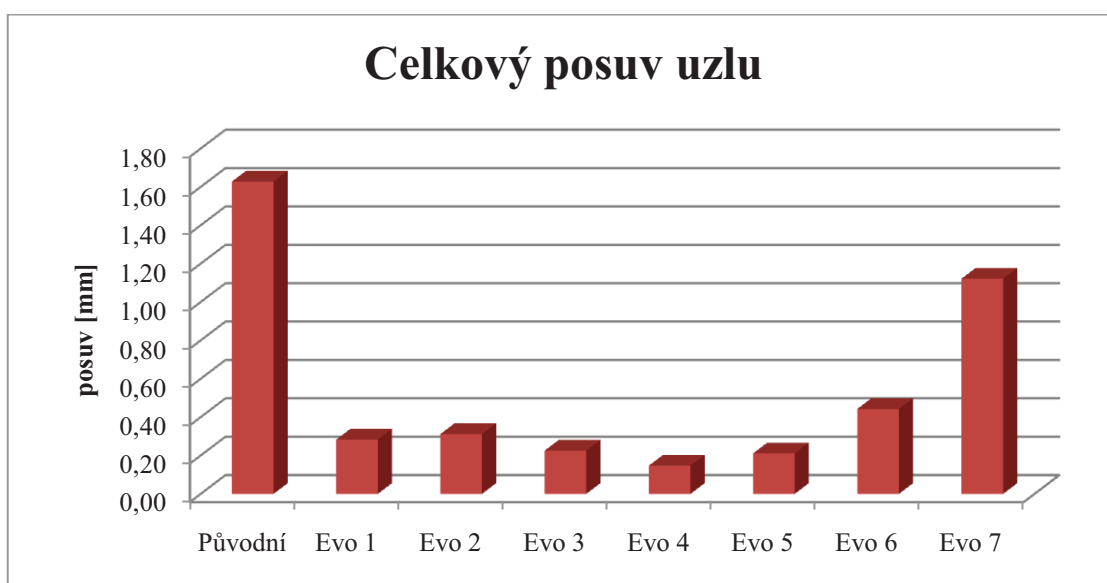
Tabulka 19: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.0018200	0.56605	0.96868	1.1219

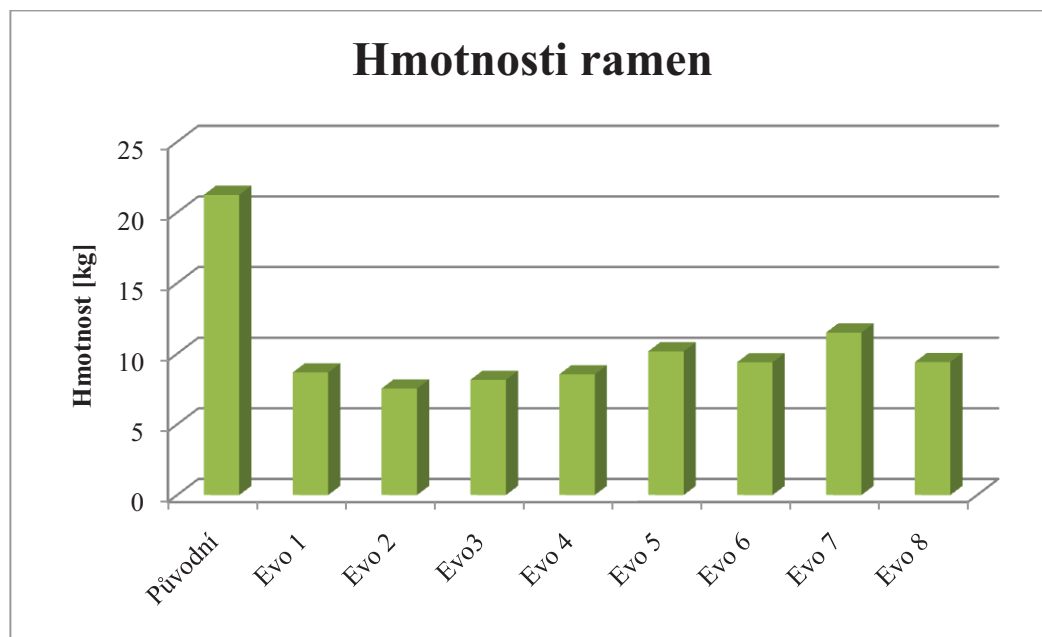
Sedmá evoluce má nejvyšší hmotnost a zároveň nejnižší tuhost, maximální redukované napětí se nachází v držáku tlumící jednotky. Držák by měl v ideálním případě být co nejblíže čepu kola, tomu však brání disk a ostatní trubky.



Obrázek 87: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

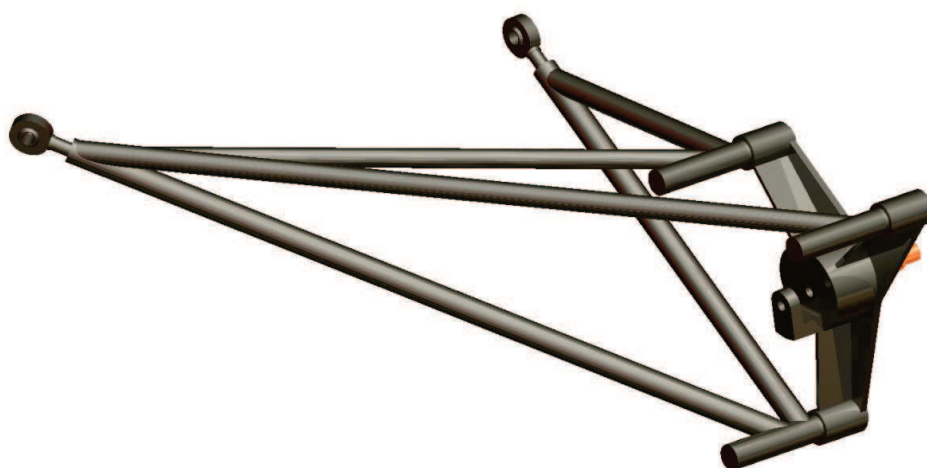


Obrázek 88: Graf celkového posunu měřícího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky



Obrázek 89: Porovnání hmotností

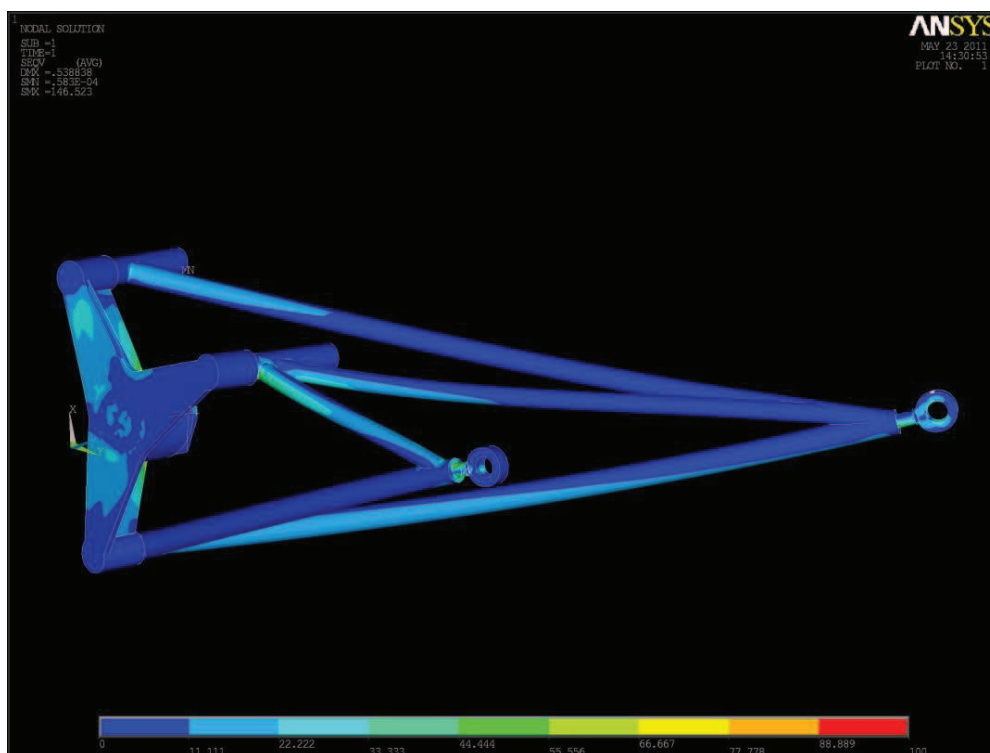
9.8 Evo 8



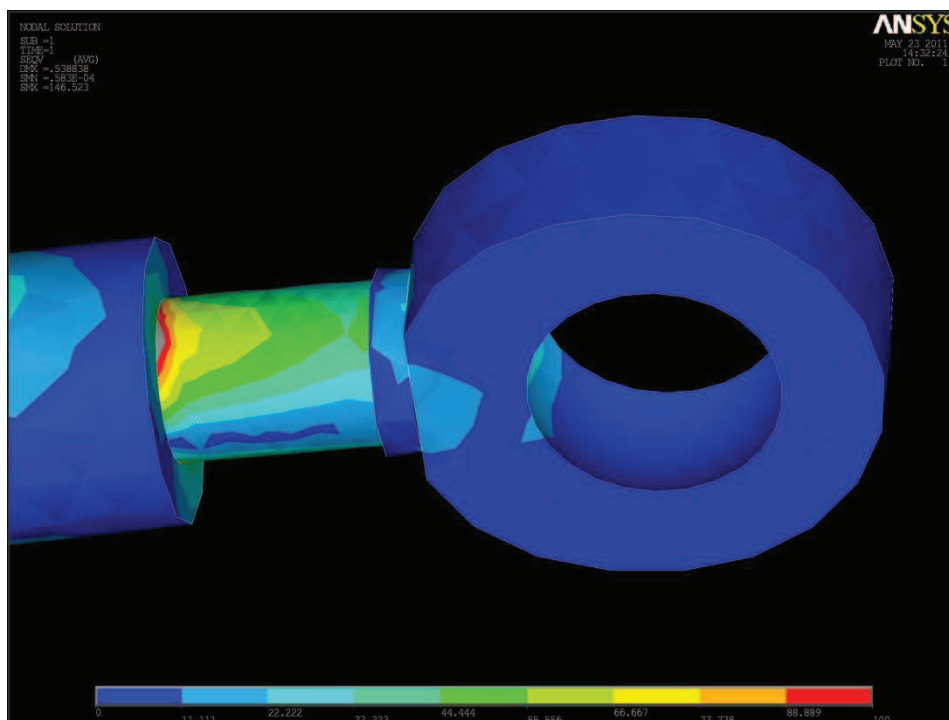
Obrázek 90: Konstrukce osmé evoluce



Osmá evoluce je uzpůsobená poloze tlumiče, to znamená že, rovina symetrie těhlice je totožná s rovinou procházející osou kola a horním bodem závěsu tlumicí jednotky. Vytvoří se tak dostatečný prostor pro tlumicí jednotku. Těhlice se skládá z desky, středové částí nesoucí čep kola a tlumicí jednotku, vodících trubek a příčných výstužných plechů. Hlavní trubky procházejí vodícími a mají lepší oporu (nemělo by docházet k vylomení). Trubky kulového kloubu „A“ zachycují podélné síly a trubky kulového kloubu „B“ společně s tlumicí jednotkou zachycují vertikální a příčné síly.



Obrázek 91: Pevnostní analýza varianty Evo 8 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 92: Oblast výskytu maximálního redukovaného napětí

Tabulka 20: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	146 MPa

Tabulka 21: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.17575	-0.033650	-0.16928	0.24632

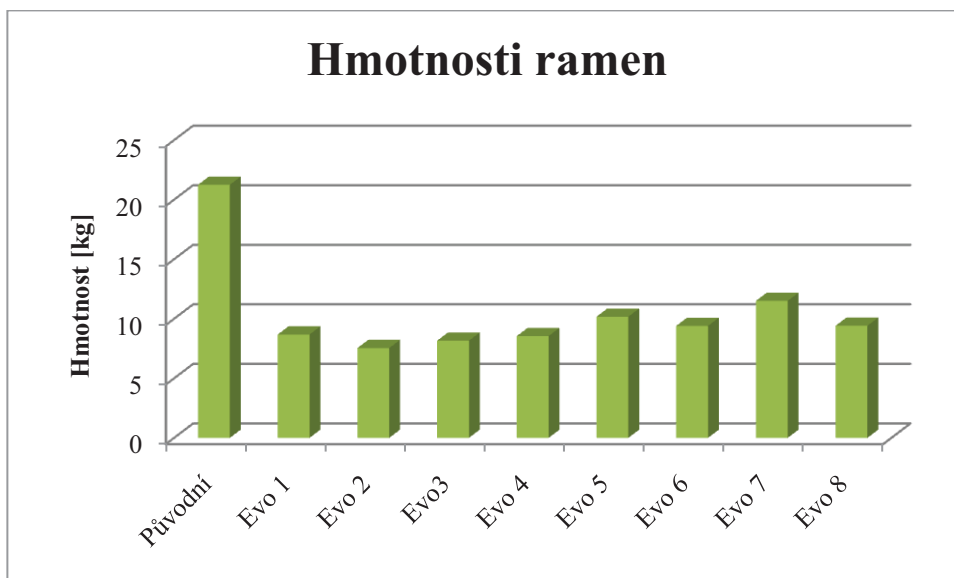
Maximální redukované napětí je pod mezí únavy materiálu (druhé nejvyšší) a nachází se v místě přechodu trubky do kulového klubu „A“, v těchto místech počítám s ocelovými vložkami. Tuhost je čtvrtá nejvyšší.



Obrázek 93: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

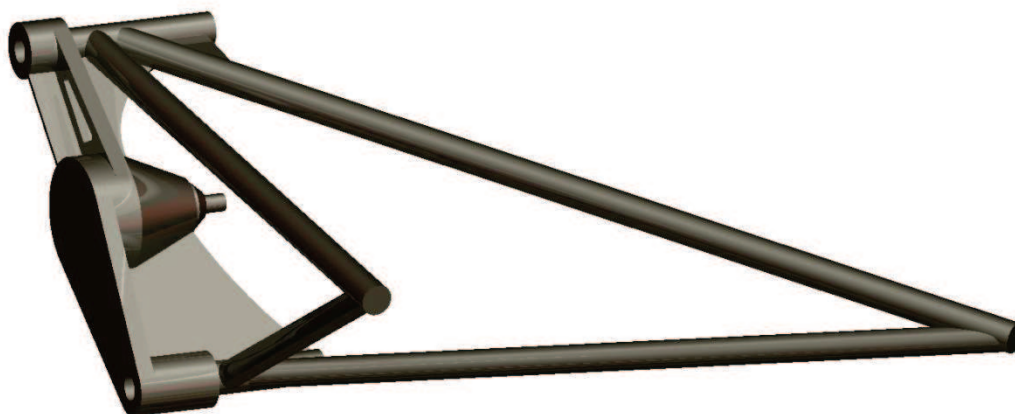


Obrázek 94: Graf celkového posuvu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky



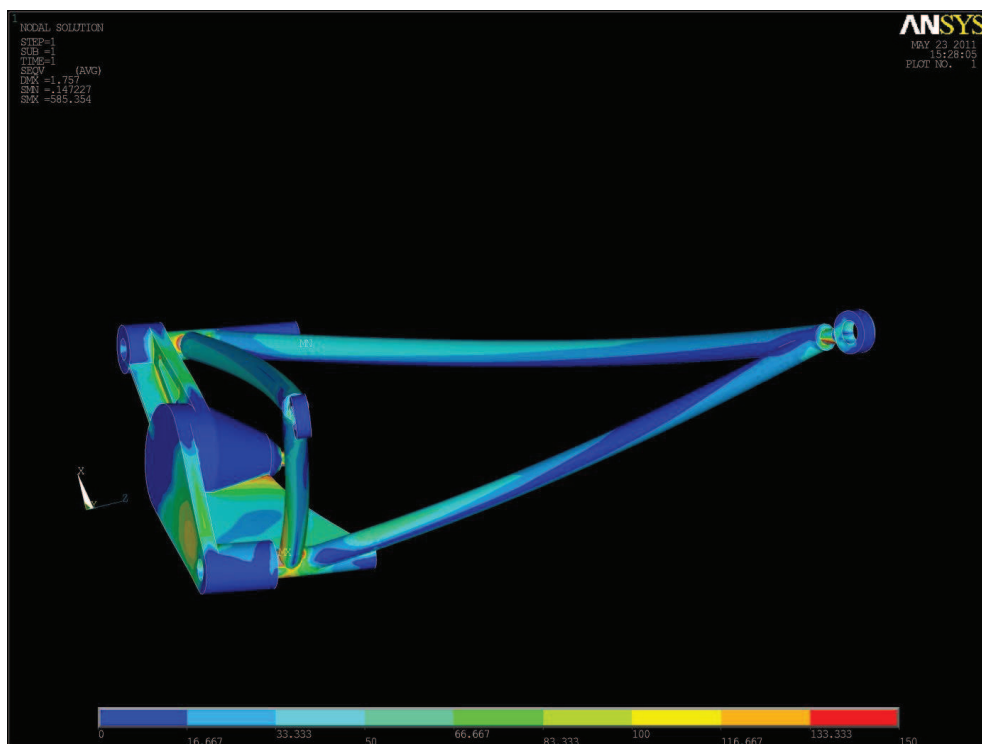
Obrázek 95: Porovnání hmotností

9.9 Evo 9

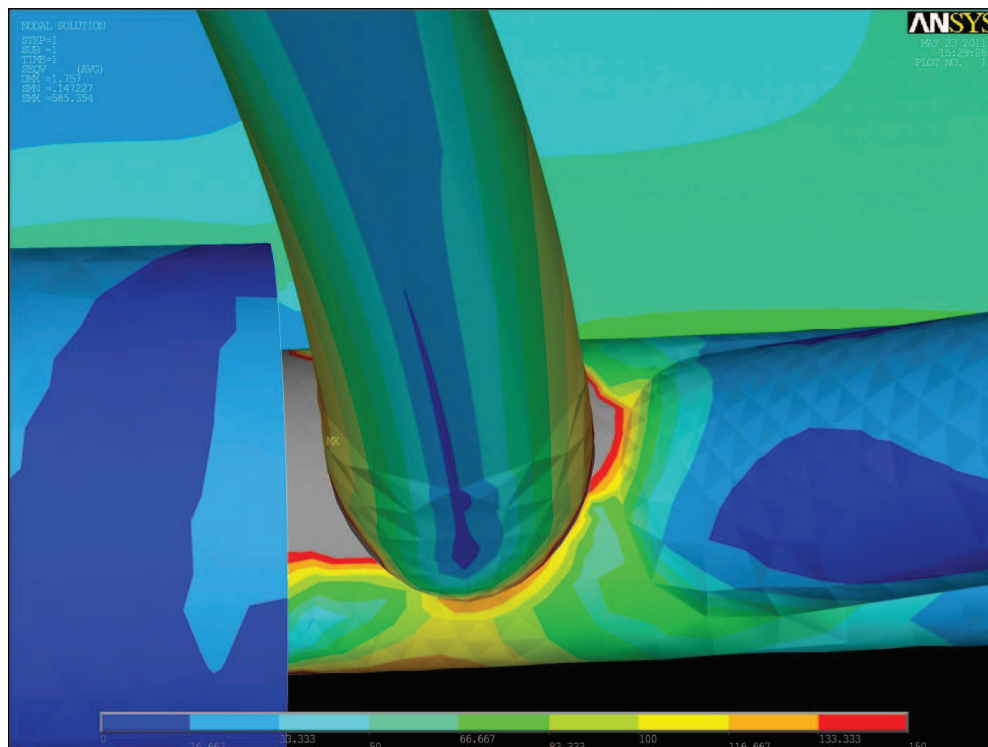


Obrázek 96: Návrh osmé evoluce

Snaha o minimalizaci počtu trubek nesouc kulové klouby zapříčinila vznik deváté evoluce. Těhlice je skloněná o 45° vůči příčné vertikální rovině procházející osou kola. Tato poloha měla umožňovat zachycení vertikálních a příčných sil jen dvěma trubkami. Tlumící jednotka je uchycena přímo na těhlici. Hlavní trubky jsou opět umístěny ve vodících trubkách těhlice a zabráňují vytrhávání, těhlice je vytužena pomocí plechů.



Obrázek 97: Pevnostní analýza varianty Evo 9 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 98: Oblast maximálního redukovaného napětí



Tabulka 22: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	585 MPa

Tabulka 23: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.85498	-0.12324	-1.9165	2.1022

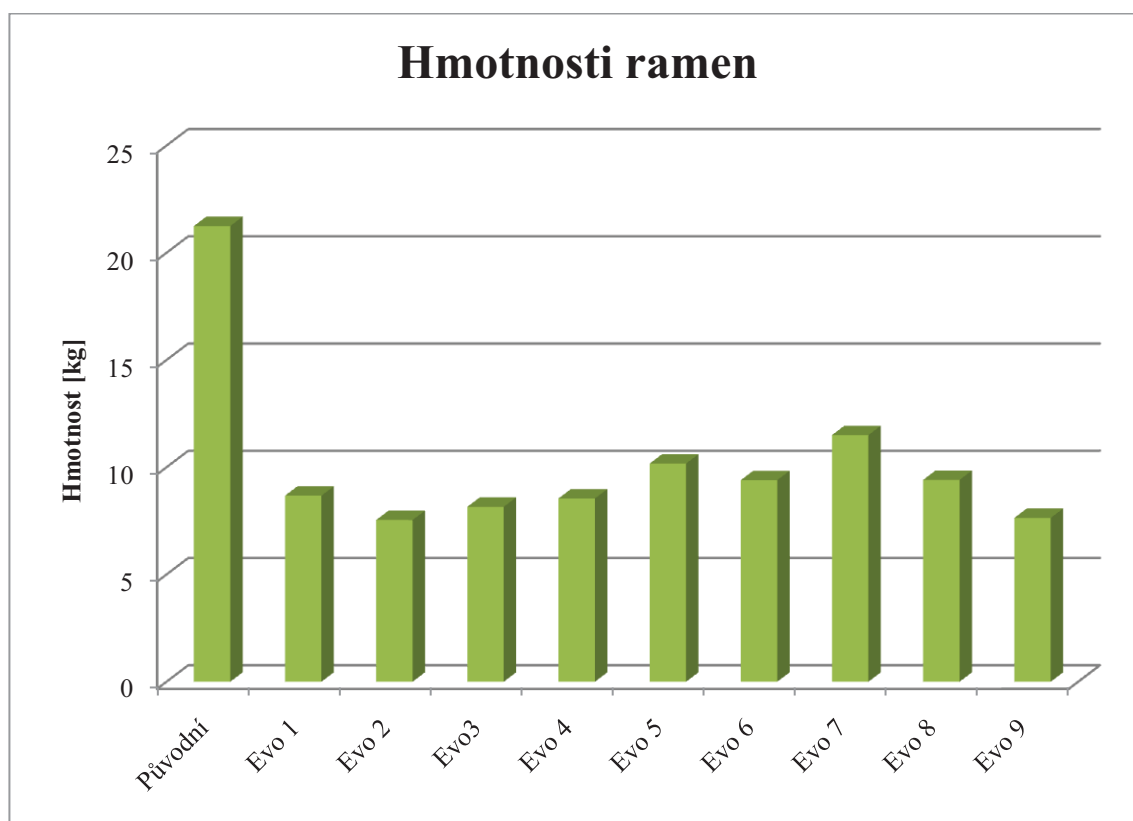


Obrázek 99: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

Výsledky pevnostní analýzy vylučují moje hypotézy rameno má sice jednu z nejnižších hmotností, ale zároveň suveréně nejnižší tuhost dokonce nižší, jak původní varianta. Maximální redukované napětí mnohonásobně přesahuje mez pevnosti materiálu.



Obrázek 100: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

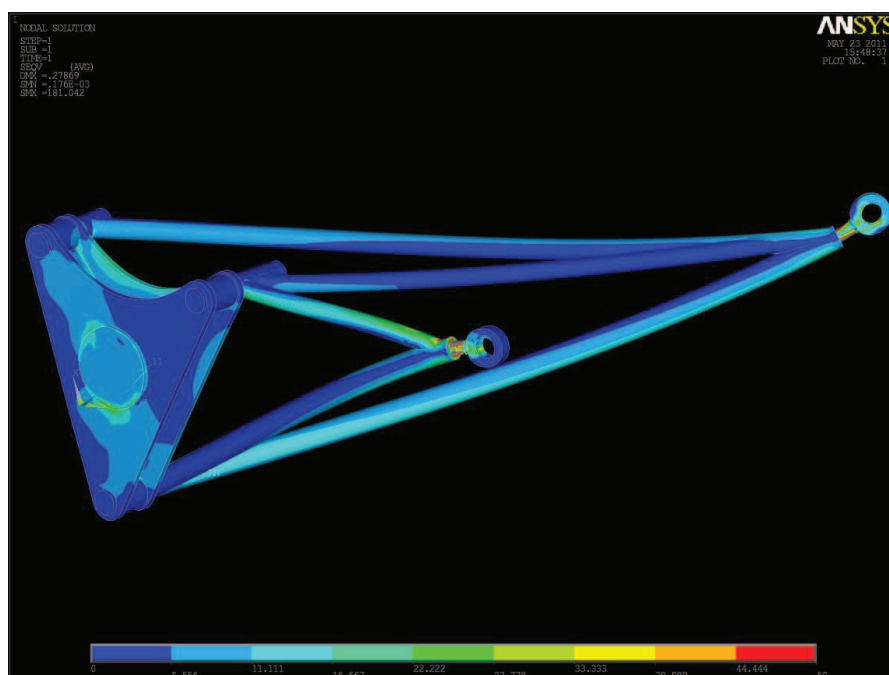


Obrázek 101: Porovnání hmotností

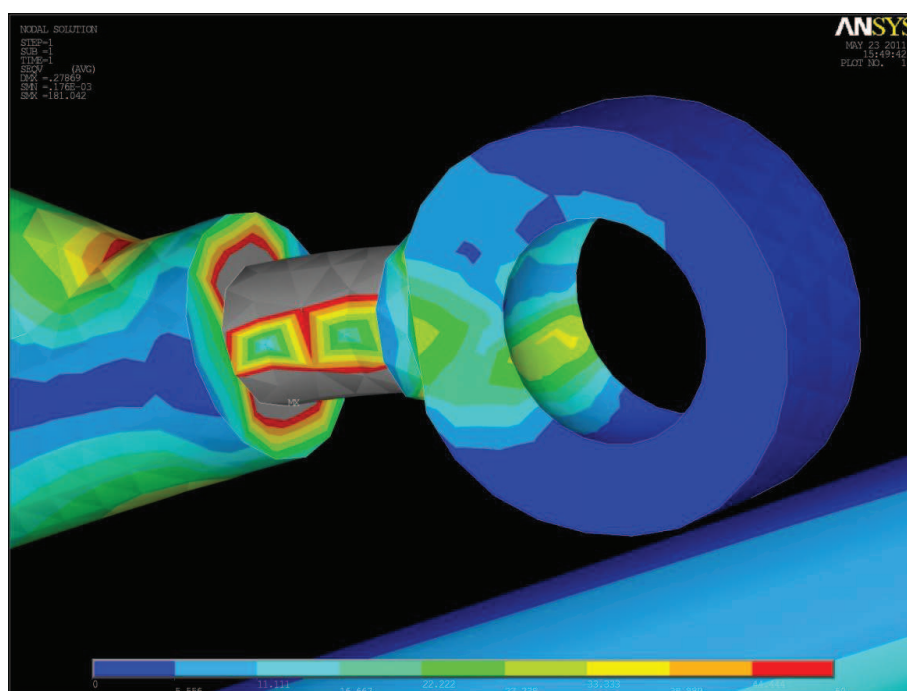


9.10 Evo 10

Rozhodl jsem se vrátit k myšlence z osmé evoluce a vylepšit těhlici. Těhlice bude na rozdíl od osmé evoluce tvořena ze dvou plechů, které jsou od sebe drženy vodícími trubkami a středovým členem. Středový člen má za úkol nést čep kola a tlumicí jednotku. Těhlice je navíc vystužena plechy které spojují středový člena a vodící trubky.



Obrázek 102: Pevnostní analýza varianty Evo 10 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 103: Oblast maximálního redukovaného napětí



Tabulka 24: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	181 MPa

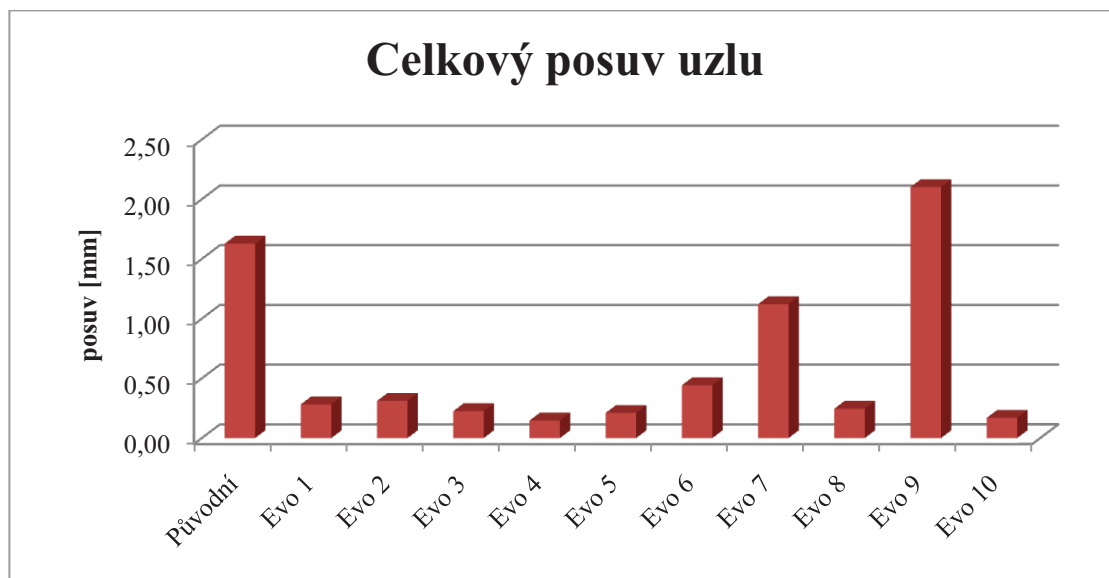
Tabulka 25: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.091919	-0.042273	-0.13619	0.16966

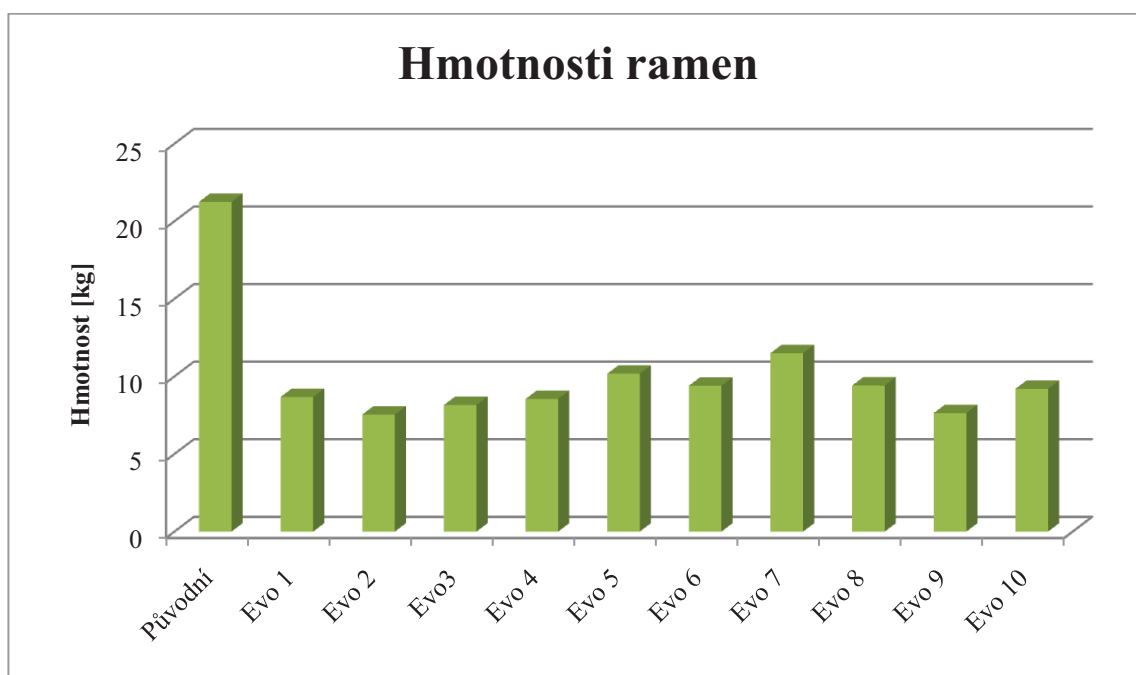


Obrázek 104: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

Díky dvěma deskám klesl celkový posuv měřicího uzlu zhruba o šest setin milimetru ve srovnání s osmou evolucí. Maximální redukované napětí je těsně nad mezí únavy materiálu a nachází se v místě přechodu trubky do kulového klubu „A“, v těchto místech počítám s ocelovými vložkami. U této evoluce může dojít k výraznému snížení hmotnosti optimalizací tvaru a tloušťky desek.



Obrázek 105: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky

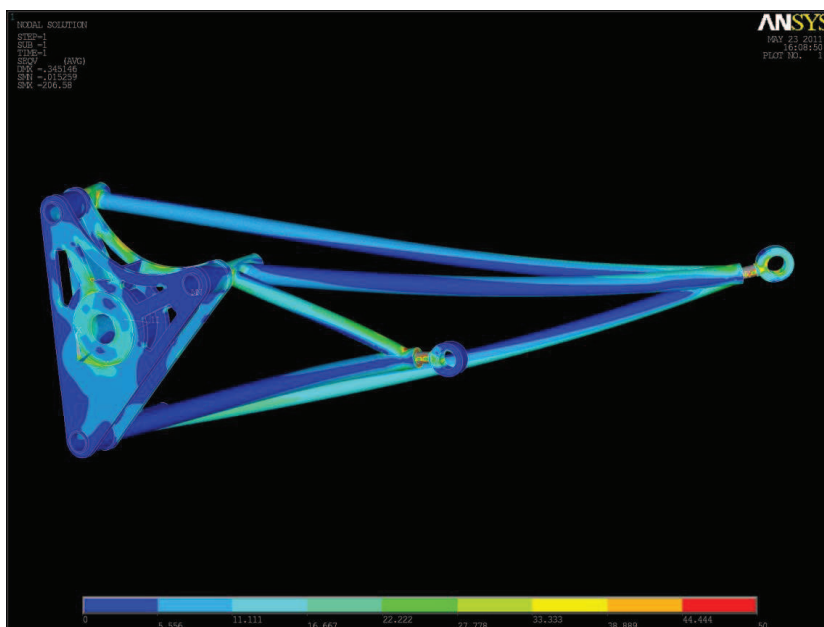


Obrázek 106: Porovnání hmotností

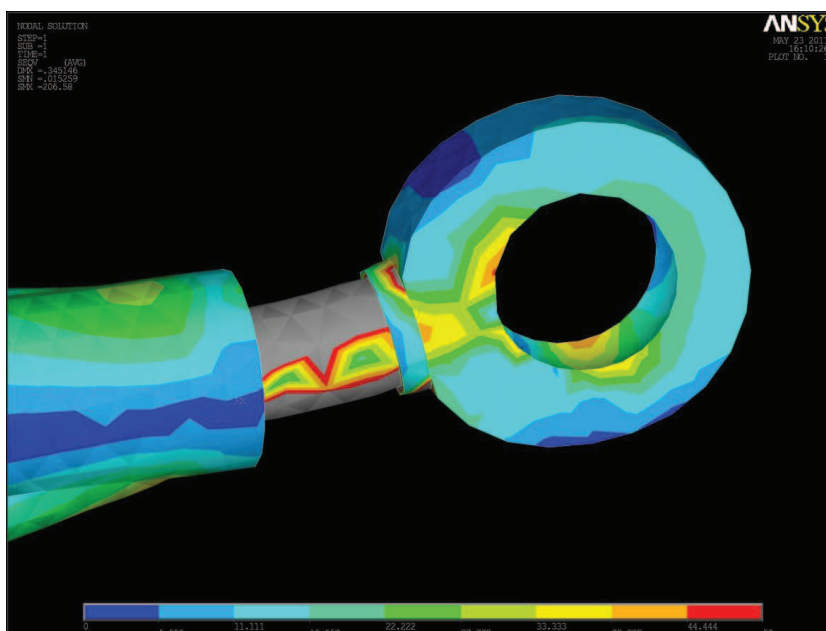


9.11 Evo 11

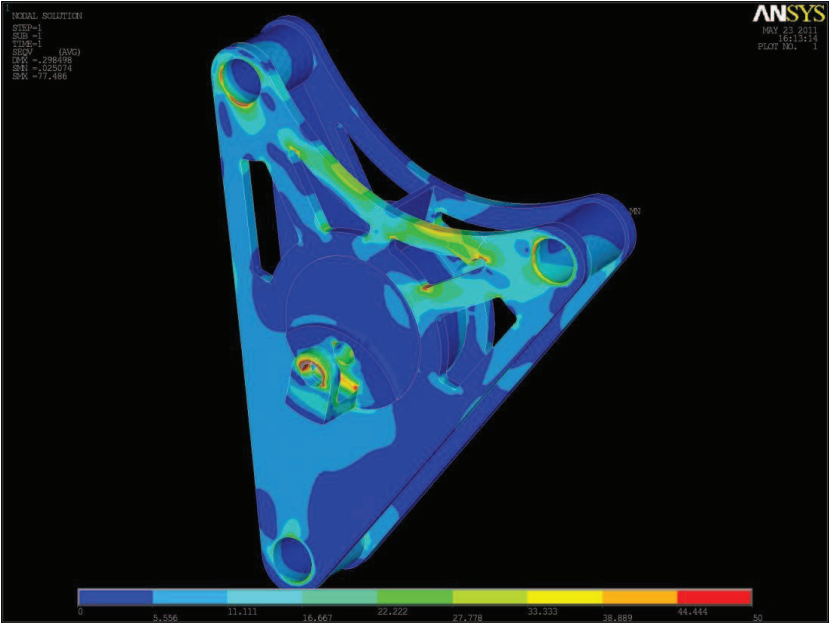
Jedenáctá evoluce vychází z té desáté, došlo k změně tloušťek desek z osmi milimetrů na sedm, a vypálení odlehčovacích otvorů v horní části desek. Hlavní trubky jsou duté (už ne kulatiny). Ve středové části jsou odlehčovací otvory a díry pro vložky ke šroubům čepu kola.



Obrázek 107: Pevnostní analýza varianty Evo 11 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 108: Oblast maximálního redukovaného napětí



Obrázek 109: Redukované napětí na těhlici

Tabulka 26: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	σ_{redmax}
Středně dobrý povrch vozovky	206 MPa

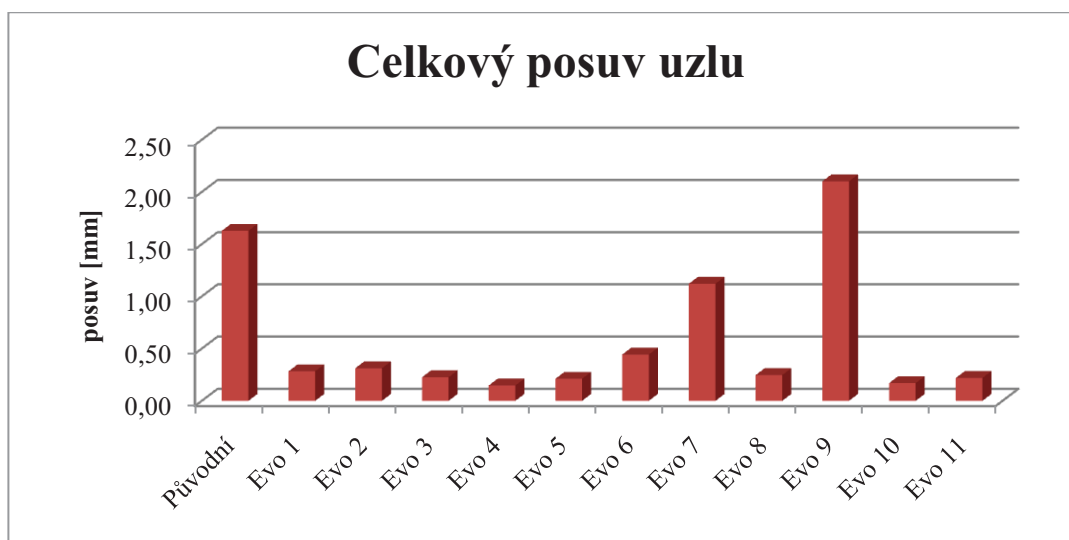
Tabulka 27: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.098923	0.011011	-0.18821	0.21291

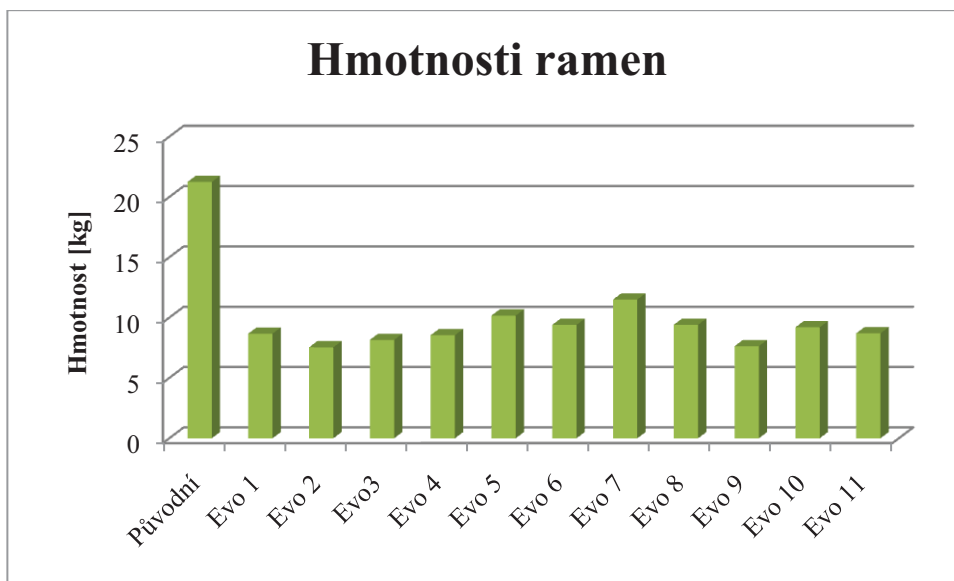
Maximální redukované napětí je nad mezí únavy materiálu a nachází se v místě přechodu trubky do kulového kloubu „B“, je to způsobené přílišným vysunutím kulového kloubu (trubka by měla být delší). Maximální redukované napětí na těhlici je 77 MPa, nachází se v držáku tlumící jednotky. Těhlice je na některých místech takřka nezatěžovaná, je zde další prostor pro odlehčování. Tuhost se mírně snížila, vlivem úbytku materiálu.



Obrázek 110: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky

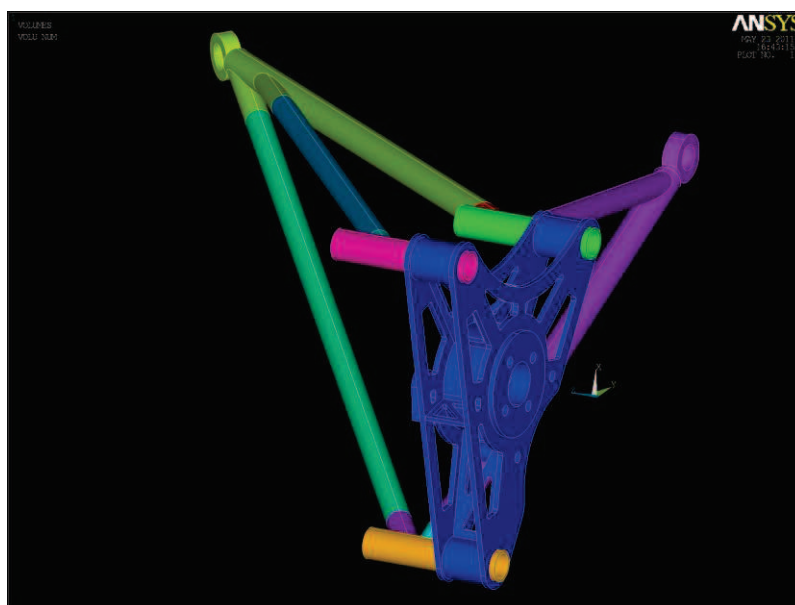


Obrázek 111: Graf celkového posuvu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky



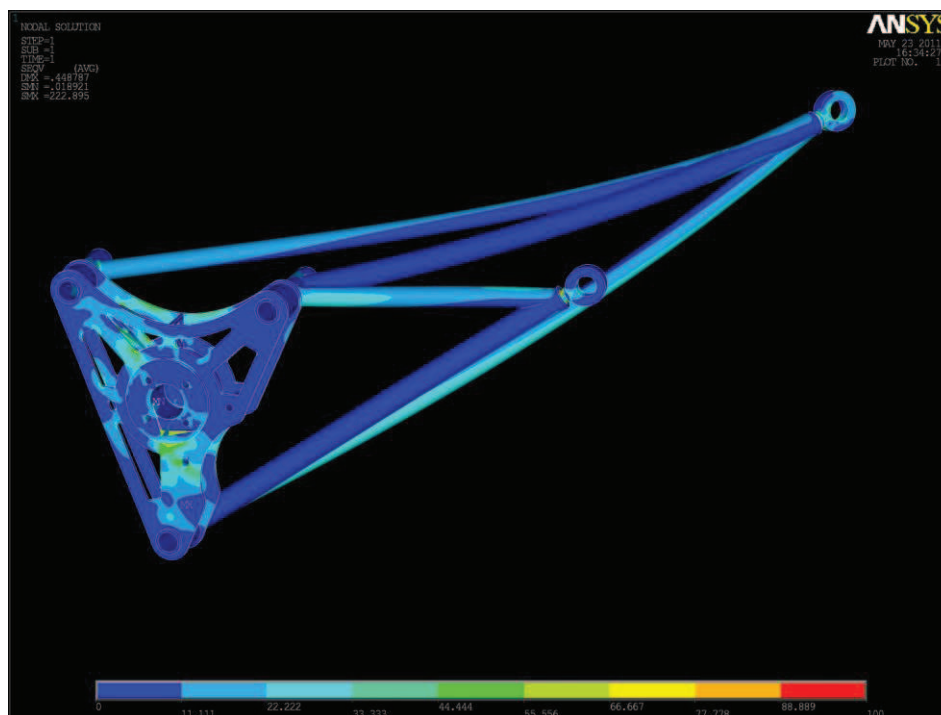
Obrázek 112: Porovnání hmotnosti

9.12 Evo 12

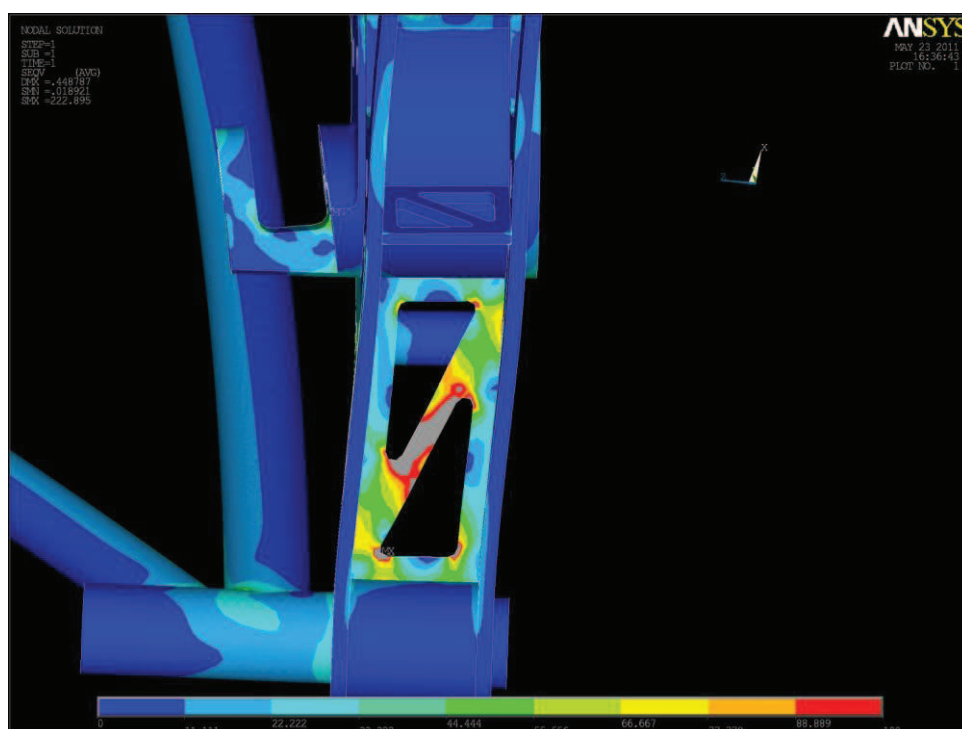


Obrázek 113: Návrh dvanácté evoluce

Ve dvanácté evoluci byla ještě snížena tloušťka desek ze sedmi na pět milimetrů, byly vypáleny odlehčovací otvory ve spodní části desky. Na desku jsem umístil otvory pro šrouby třmenu brzdy a vybrání pro třmen brzdy. Otvory pro šrouby třmenu jsou na každé z desek spojeny ocelovou trubicí, ve které bude závit pro šrouby. Výstužné plechy které spojují středovou část a vodící trubky jsem také odlehčil, jak ukazuje obr. 113.



Obrázek 114: Pevnostní analýza varianty Evo 12 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 115: Oblast maximálního redukovaného napětí



Tabulka 28: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	222 MPa

Tabulka 29: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.12001	0.052664	-0.22452	0.25997

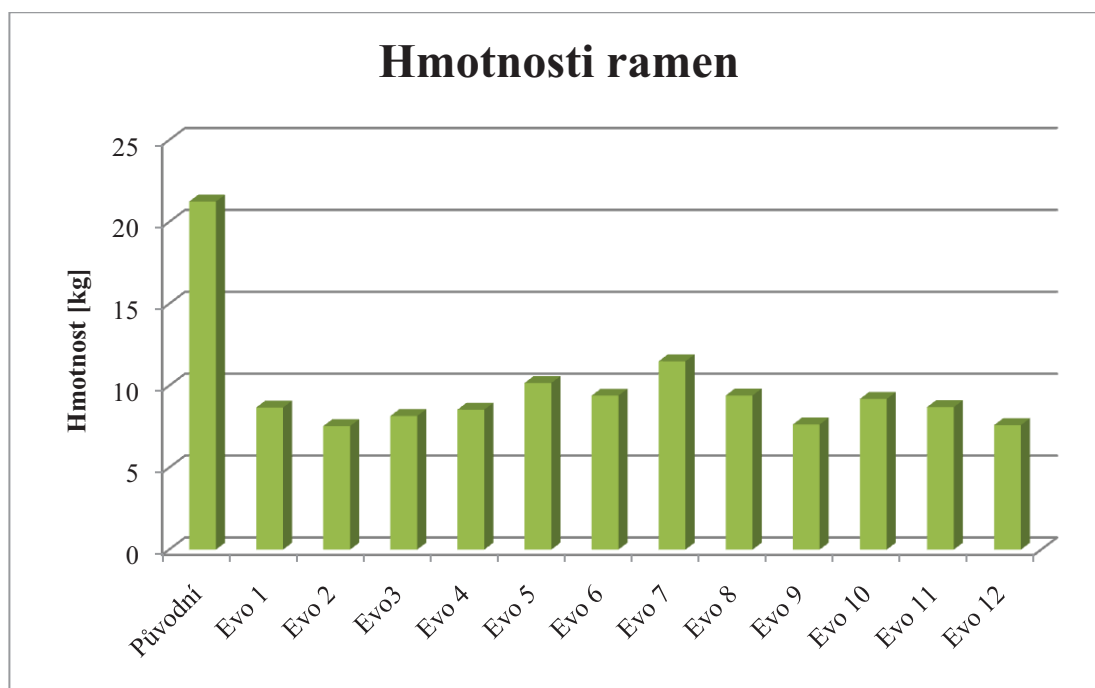
Maximální redukované napětí se koncentruje ve spodním výstužném plechu (obr. 115) a díky odlehčovacím otvorům dosahuje hodnot 222 MPa. Také snížení tloušťky plechů ze sedmi na pět milimetrů se neukázal jako dobrý nápad, dochází k výrazným deformacím (snížení tuhosti). Některé výstužné plechy nejsou takřka vůbec zatěžované a v příští evoluci je odstraním (snížení hmotnosti), naopak spodní výstužný plech žádné odlehčení mít nebude (je výrazně zatěžován).



Obrázek 116: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky



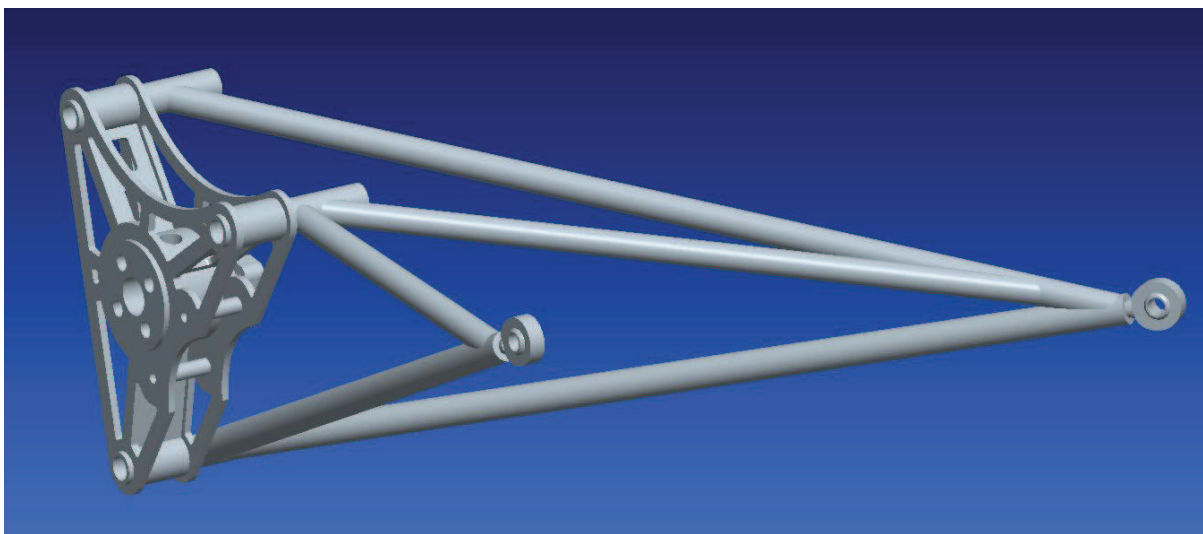
Obrázek 117: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky



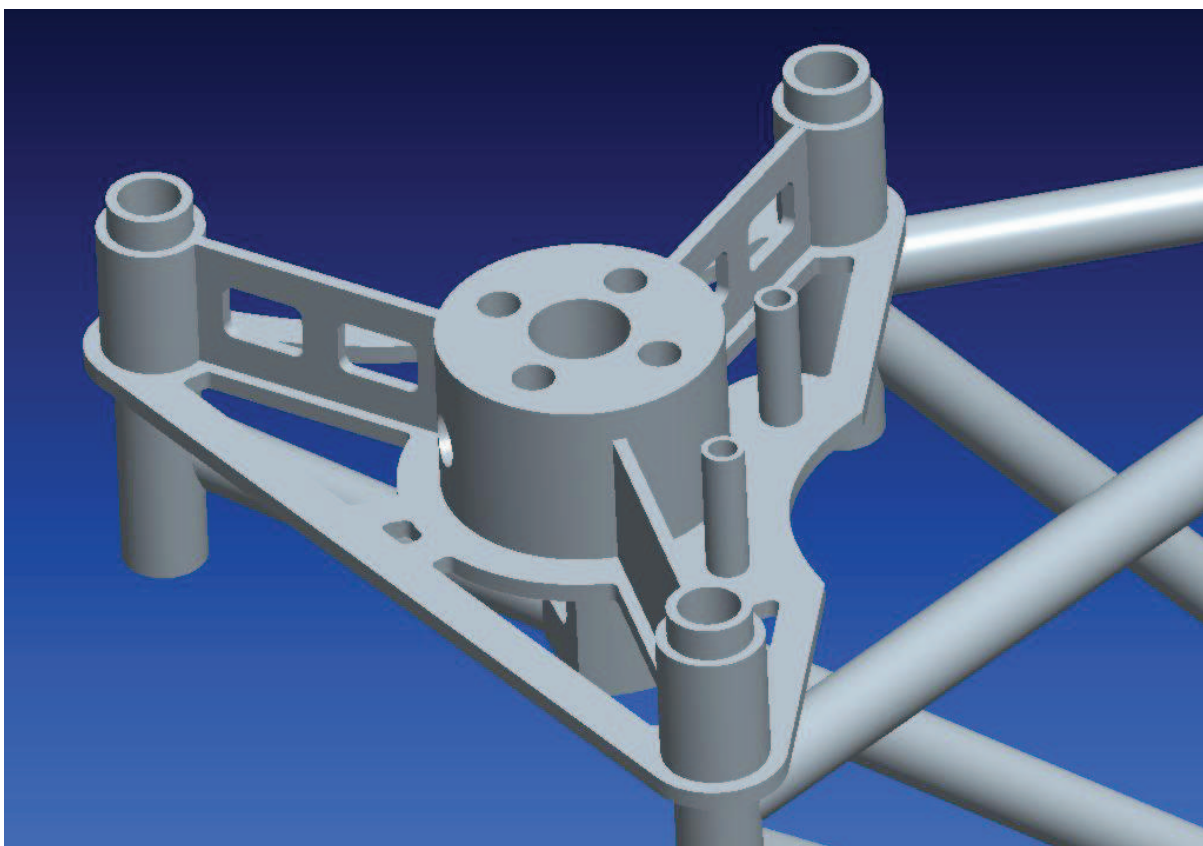
Obrázek 118: Porovnání hmotností



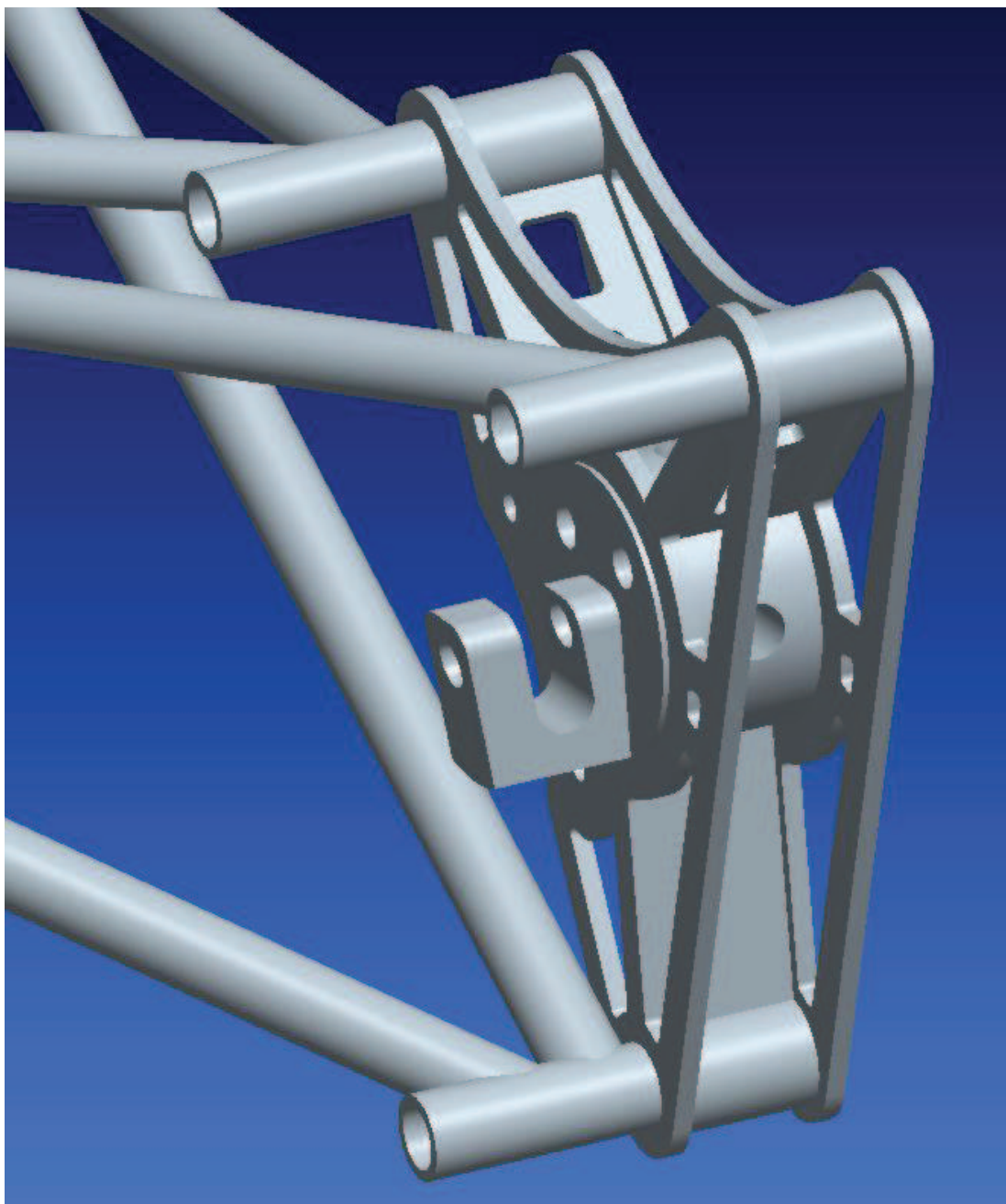
9.13 Evo 13 (FINÁLNÍ)



Obrázek 119: Celkový pohled na třináctou evoluci

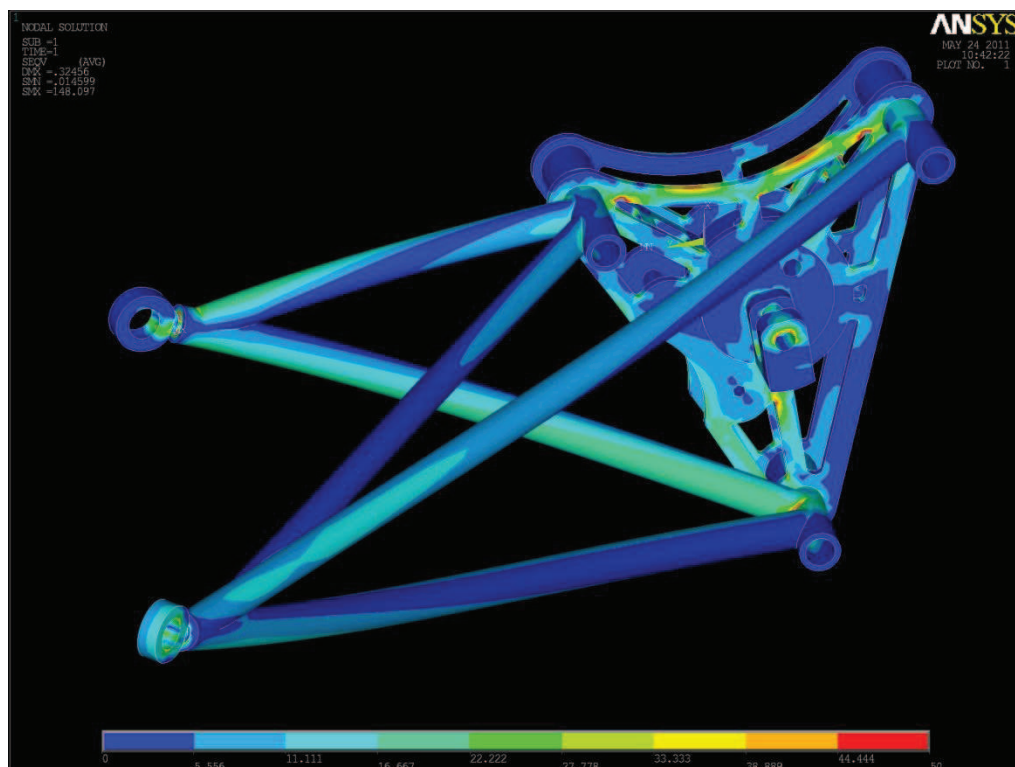


Obrázek 120: Těhlice bez přední desky

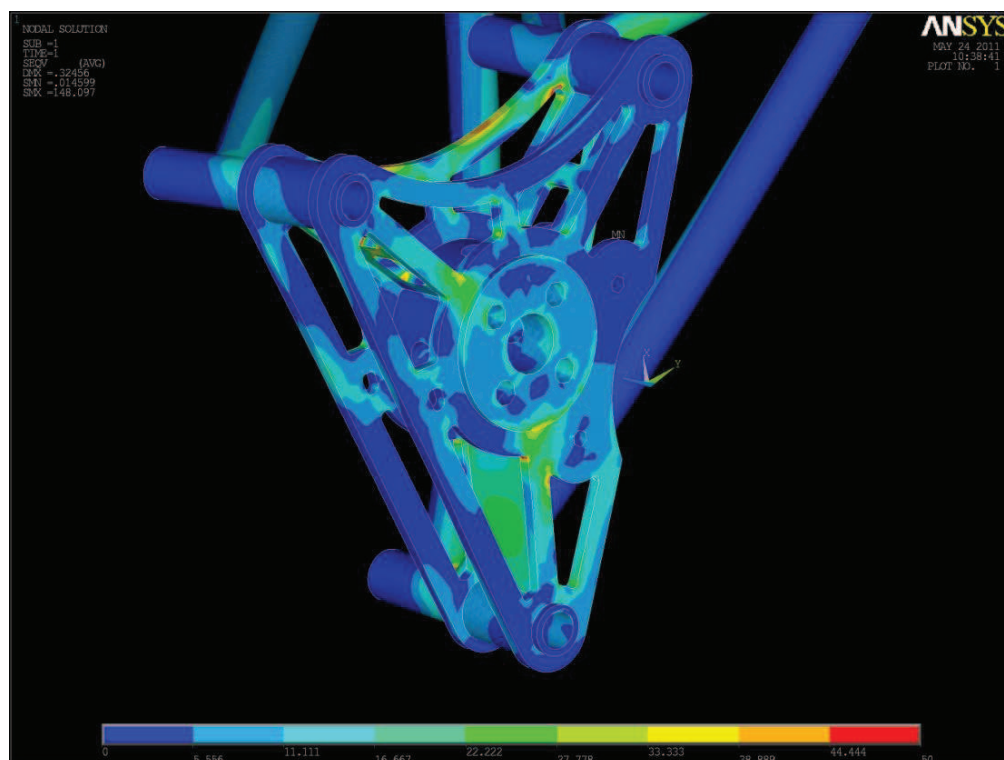


Obrázek 121: Pohled na místo uchycení tlumiče

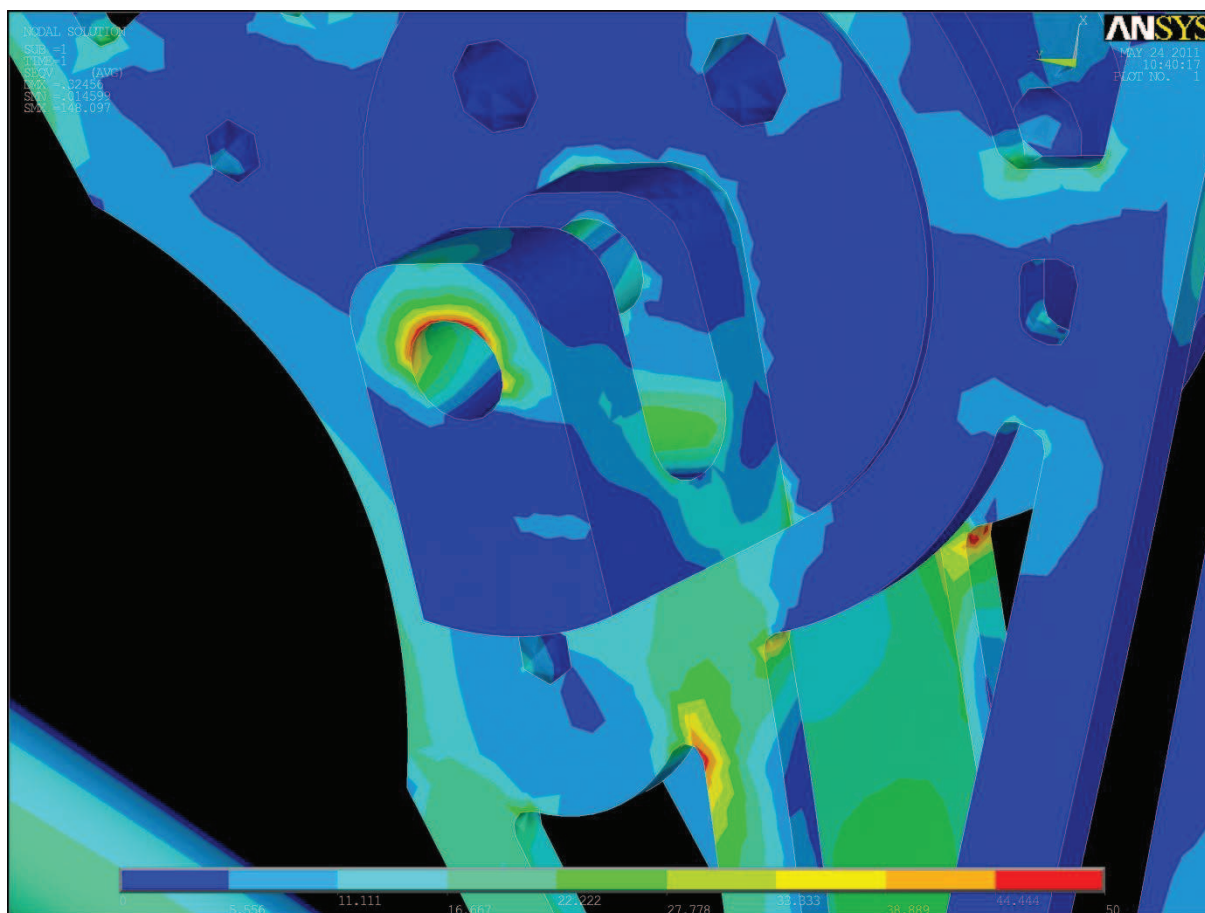
Těhlice je svařenec, který je tvořen dvěma plechy, které od sebe drží tři vodící trubky a středová část. Plechy jsou 7 milimetrů tlusté, jsou na nich vypálené otvory na odlehčení a díry pro šrouby třmenu brzdy. Středová část nese čep kola a je k ní uchycena i tlumící jednotka. Díry pro šrouby čepu kola budou obsahovat vložky pro zpevnění šroubového spoje, aby nedošlo k vytržení. Výstužné plechy spojují středovou část a vodící trubky, horní dva jsou odlehčené, spodní je výrazně namáhán, proto není odlehčený. Do vodících trubek jsou zasunuty a přivařeny hlavní trubky. K hlavním trubkám jsou přivařeny jednotlivé trubky kulových kloubů. Trubky, ve kterých jsou zašroubované kulové klouby, mají zalisované ocelové vložky stejně tak jako držák tlumící jednotky.



Obrázek 122: Pevnostní analýza varianty Evo 13 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 123: Pevnostní analýza varianty Evo 13 pro středně dobrou vozovku



Obrázek 124: Pevnostní analýza varianty Evo 13 pro středně dobrou vozovku

Tabulka 30: Maximální redukované napětí

Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	148 MPa
Přejezd nerovností maximální spodní ráz	262 MPa
Přejezd nerovností maximální boční ráz	249 MPa
Intenzivní brzdění	257 MPa

Tabulka 31: Posuvy měřicího uzlu pro středně dobrou vozovku

Δ_{SSx} [mm]	Δ_{SSy} [mm]	Δ_{SSz} [mm]	Δ_{SSsuma} [mm]
-0.10055	0.012501	-0.15385	0.18421



Tabulka 32: Deformace a tuhost

Síla [N]	Deformace [mm]	Tuhost [N/mm]
$F_x = -1000$	$\Delta_x = 0.0295$	$c_x = 38610$
$F_y = 1000$	$\Delta_y = -0.0152$	$c_y = 657895$
$F_z = -1000$	$\Delta_z = 0.031993$	$c_z = 31256,8$

Maximální redukované napětí při středně dobrém povrchu vozovky je pod mezí únavy a napětí v ostatních jízdních stavech je pod mezí kluzu materiálu, takže by neměli vznikat trvalé deformace.

Díky použití dutých trubek (už ne kulatin) se mi podařilo snížit objem použitého materiálu $V_{Evo13} = 2.291 \text{ dm}^3$ což při hustotě $\rho_{7020} = 2.81 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ dává hmotnost $m_{evo13} = 6,438 \text{ kg}$.

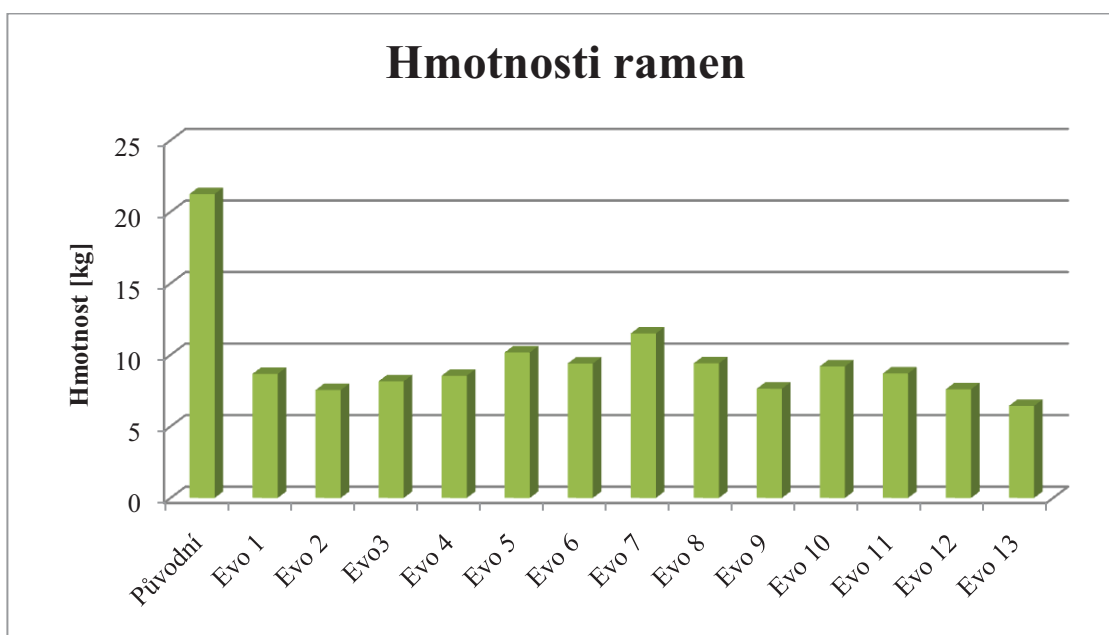
Třináctá evoluce je nejlehčí a zároveň měla druhý nejmenší posun měřicího uzlu (druhou nejvyšší tuhost), splňuje tak cíle obsažené v zadání diplomové práce a je to finální varianta mého řešení.



Obrázek 125: Graf maximálního redukovaného napětí při středně dobrém povrchu vozovky



Obrázek 126: Graf celkového posunu měřicího uzlu při středně dobrém povrchu vozovky



Obrázek 127: Porovnání hmotností



10 ÚNAVA

Únava materiálu je definovaná jako proces změn stavů a vlastností materiálu, způsobených cyklickým namáháním. Mez únavy materiálu (σ_c) je taková amplituda napětí, při které by nemělo dojít k porušení ani po neomezeném počtu cyklů, je definovaná jako:

$$\sigma_c = 0,47 \times R_m \quad (44)$$

Rameno nápravy je během provozu (závodu) zatěžováno zcela náhodným průběhem zatěžování, který se nedá rozumně modelovat, proto jeho průběh zjednodušíme na sinusový průběh, kde σ_h je horní napětí, σ_n dolní napětí a σ_m je střední napětí (průměrná hodnota). Pokud se střední napětí rovná nule hovoříme o symetrickém cyklu.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} \quad (45)$$

Pro posouzení únavového namáhání bych potřeboval znát horní a střední napětí střídavého harmonického cyklu, které by bylo ekvivalentní se skutečným namáháním ramene, ale jelikož takové hodnoty nemám, musím přistoupit na výrazné zjednodušení. Horní napětí σ_h nabude hodnot maximálního redukovaného napětí pro jízdní stav středně dobrá vozovka, takže $\sigma_h = 148$ MPa, což je menší než mez únavy materiálu $\sigma_c = 160$ MPa. Protože horní napětí nedosahuje meze únavy, není potřeba sestavovat Smithův diagram.

Tyto výsledky jsou však značně ovlivněny výrazným zjednodušením a musím je brát jen jako předběžné, aby bylo možné provést důkladnou kontrolu únavového namáhání, je nutné získat bližší informace o průběhu zatěžování měřením přímo na automobilu, s těmito vstupními informacemi provést simulaci zatěžování v programu FEMFAT.



ZÁVĚR

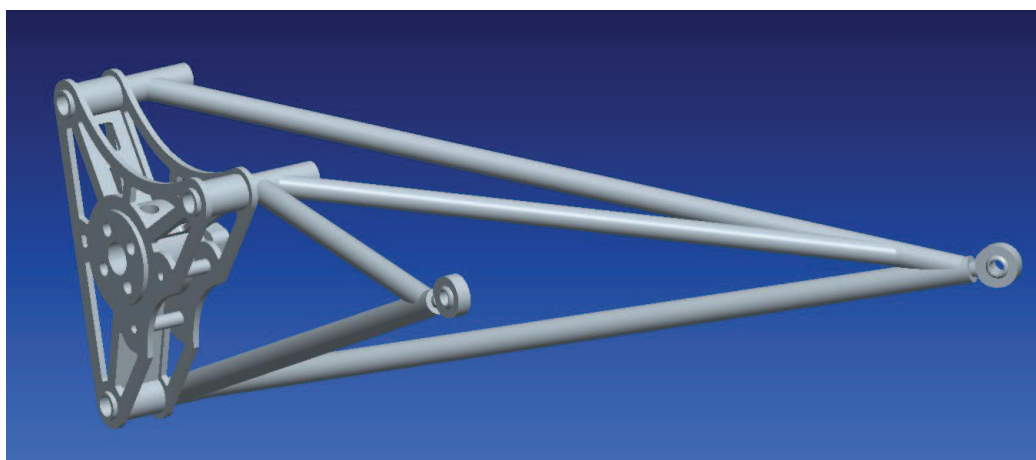
Cílem mé diplomové práce bylo optimalizovat rameno nápravy z hlediska tuhosti vedení kola a hmotnosti. Optimalizace vychází z existujícího ramene, musely být zachovány přípojné body ke karoserii a poloha čepu kola. Abych mohl optimalizovat, musel jsem získat hmotnost (zvážení) a tuhost (pevnostní analýza) původního ramene.



Obrázek 128: Původní rameno

K získání 3D modelu a přesné polohy přípojných bodů jsem využil 3D skener ATOS, který je k dispozici na našem ústavu. Z dat získaných pomocí 3D skeneru jsem vytvořil model a provedl pevnostní analýzu pro jednotlivé jízdní stavy a určil tuhost ramene v jednotlivých směrech. Z dat z pevnostní analýzy jsem si potvrdil základní chyby v konstrukci původního ramene a snažil jsem se jich vyvarovat ve vlastních evolucích.

Vlastní evoluční návrhy jsem vždy porovnával s původním ramenem, ale i s jednotlivými evolucemi, z hlediska tuhosti vedení kola a hmotnosti. Nakonec jsem se dospěl k závěru, že nejlépe cíle diplomové práce splňuje třináctá evoluční varianta, která má tlumící jednotku přichyceno přímo k těhlici (vysoká masa hmoty, lepe se po ní rozloží napětí) a nezatěžuje tak nadměrně jednotlivé trubky.



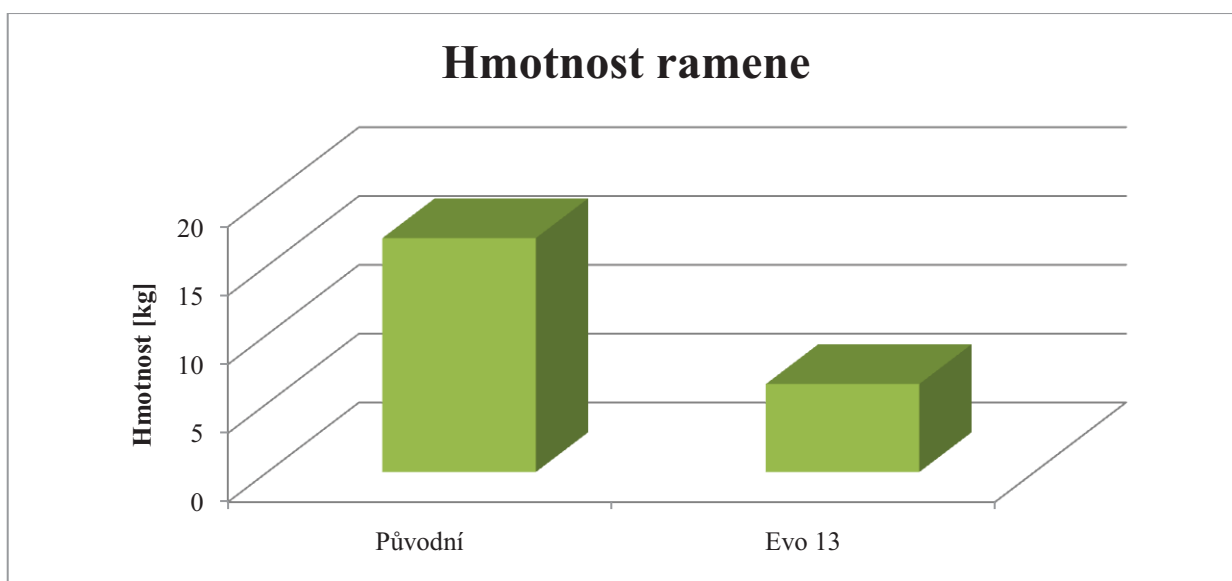
Obrázek 129: Výsledná podoba ramene



Tabulka 33: Maximální redukované napětí při jednotlivých jízdních stavech třinácté evoluce

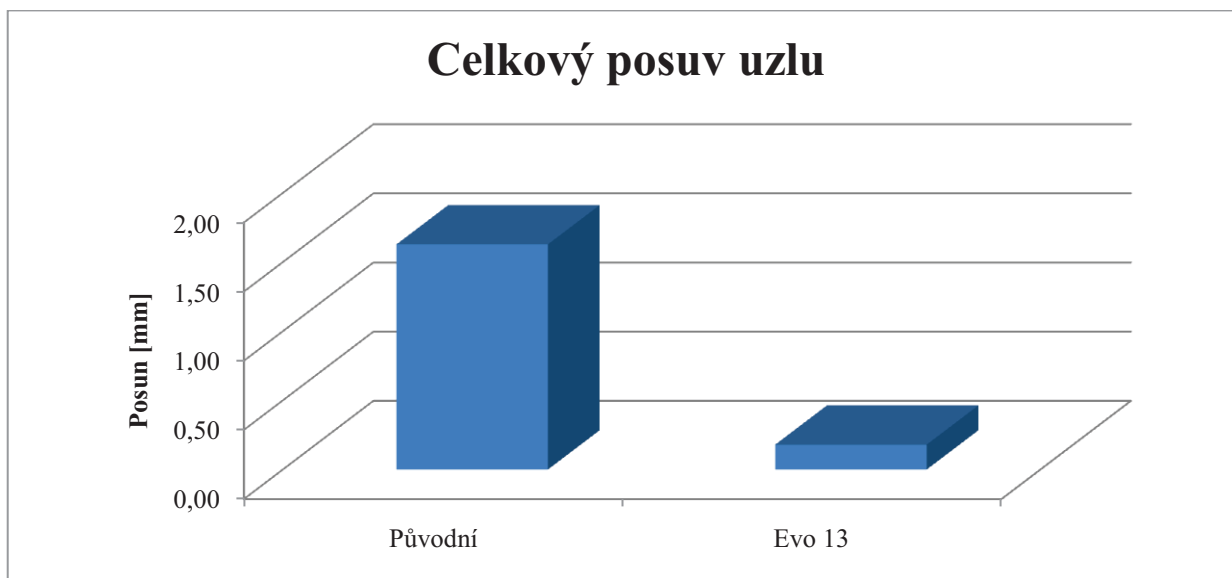
Redukovaná napětí	$\sigma_{red_{max}}$
Středně dobrý povrch vozovky	148 MPa
Přejezd nerovností maximální spodní ráz	262 MPa
Přejezd nerovností maximální boční ráz	249 MPa
Intenzivní brzdění	257 MPa

Tabulka 33 ukazuje maximální redukované napětí výsledné varianty (třinácté evoluce) při jednotlivých jízdních stavech. Tyto maximální hodnoty se vyskytují v místě styků závitů kulového kloubu „A“ a trubky (vruby výrazná koncentrace napětí). Jelikož jsem použil, jako materiál slitinu hliníku (Al 7020), musí být v trubkách kulových kloubů a v držáku tlumicí jednotky zalísované ocelové vložky a by nedošlo k vytržení kloubu, nebo otláčení kontaktní plochy držáku tlumicí jednotky. Díry pro šrouby čepu kola by mohly obsahovat speciální závitové vložky pro zpevnění šroubového spoje.



Obrázek 130: Porovnání hmotností

Výsledná varianta (třináctá evoluce) váží o jedenáct kilogramů méně, tedy $m_{evo13} = 6,438 \text{ kg}$, to je zapříčiněno nejen použitím hliníkové slitiny, ale i optimalizací těhlice a počtu trubek. Celkový posun měřicího uzlu při jízdním stavu středně dobré vozovky se zmenšil devět krát, na hodnotu 0,18 milimetrů (z 1,62 mm původní varianta).



Tabulka 34: Tuhost a deformace třinácté evoluce

Síla [N]	Deformace [mm]	Tuhost [N/mm]
$F_x = -1000$	$\Delta_x = 0.0295$	$c_x = 38610$
$F_y = 1000$	$\Delta_y = -0.0152$	$c_y = 65789,5$
$F_z = -1000$	$\Delta_z = 0.031993$	$c_z = 31256,8$

Tabulka 35: Tuhost a deformace původního ramene

Síla [N]	Deformace [mm]	Tuhost [N/mm]
$F_x = -1000$	$\Delta_x = 0.12996$	$c_x = 7694$
$F_y = 1000$	$\Delta_y = -0.14222$	$c_y = 7031$
$F_z = -1000$	$\Delta_z = -0.37832$	$c_z = 2643$

Tabulky 33 a 34 ukazují tuhost v jednotlivých směrech původního a navrženého ramene, jak je vidět tuhost v jednotlivých směrech vzrostla o řád, při snížení hmotnosti o jedenáct kilogramů.

Návrh ramene zavěšení a jeho kompletní 3D model je na přiloženém CD a bude sloužit jako zdroj výkresové dokumentace k výrobě ramene, nebo jako odrazový můstek k dalším úpravám.





POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GILLESPIE, Tomas D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. [s.l.] : Society of Automotive Engineers, 1992. 470 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [2] REIMPELL, J. *Fahrwerk technik 2*. Germany : Vogel-Verlag Wurzburg , 1973. 390 s. ISBN 3-8023-0513-2.
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno : Nakladatelství Vlk, 2003. 391 s. ISBN 80-239-0026-9.
- [4] SAJDL, Jan . *Autolexicon.net* [online]. 2011 [cit. 2011-05-19]. Autolexicon. Dostupné z WWW: <www.autolexicon.net>. ISSN 1804-2554.
- [5] CIULLA, Vincen T. *Http://autorepair.about.com/library/glossary/bldef-59a.htm* [online]. 2002 [cit. 2011-05-19]. Autorepair.about.com. Dostupné z WWW: <<http://autorepair.about.com/library/glossary/bldef-059a.htm>>.
- [6] Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, Fakulta strojní ČVUT. *Uc12120.fsid.cvut.cz* [online]. 2010 [cit. 2011-05-19]. .fsid.cvut.cz. Dostupné z WWW: <uc12120.fsid.cvut.cz>.
- [7] *Www.auto-novinky.cz/tag/giulietta/* [online]. 2011 [cit. 2011-05-19]. Wwww.auto-novinky.cz. Dostupné z WWW: <<http://www.auto-novinky.cz/tag/giulietta/>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_x	$[mm/s^{-2}]$	Podélné zrychlení.
a_y	$[mm/s^{-2}]$	Příčné zrychlení.
b	$[mm]$	Vzdálenost od osy předního kola k těžišti.
c_1	$[N/mm]$	Tuhost pneumatiky.
c_x	$[N/mm]$	Tuhost v podélném směru.
c_y	$[N/mm]$	Tuhost v příčném směru.
c_z	$[N/mm]$	Tuhost ve vertikálním směru.
d	$[mm]$	Délka ramene
e	$[mm]$	Výška čepu
F_x	$[N]$	Podélná síla
F_y	$[N]$	Příčná síla
F_z	$[N]$	Vertikální síla
F_{zi}	$[N]$	Síla na vnitřní straně zatáčky
F_{zo}	$[N]$	Síla na vnější straně zatáčky
g	$[mm/s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
h	$[mm]$	Výška těžiště
k_1	$[-]$	Součinitel zatížení kola rázy (trvalá pevnost)
k_2	$[-]$	Součinitel zatížení kola rázy (časovaná pevnost)
K_f	$[N/mm]$	Tuhost předních pružin
K_r	$[N/mm]$	Tuhost zadních pružin
L	$[mm]$	Rozvor
L_{Bf}	$[N]$	Brzdná síla
M	$[kg]$	Hmotnost
m_c	$[kg]$	Celková hmotnost vozidla
$M_{f,r \min}$	$[N \times m]$	Spodní moment
m_{LP}	$[kg]$	Hmotnost na levé přední pneumatice
m_{LZ}	$[kg]$	Hmotnost na levé zadní pneumatice
m_{PP}	$[kg]$	Hmotnost na pravé přední pneumatice
m_{PZ}	$[kg]$	Hmotnost na pravé zadní pneumatice
N'_{fmax}	$[N]$	Vertikální síla na přední pneumatice bez neodpružené hmoty
N'_{rmax}	$[N]$	Vertikální síla na zadní pneumatice bez neodpružené hmoty



N_f	$[N]$	Vertikální síla na přední pneumatice
N_{fmax}	$[N]$	Maximální vertikální síla na přední pneumatice
N_r	$[N]$	Vertikální síla na zadní pneumatice
N_{rmax}	$[N]$	Maximální vertikální síla na zadní pneumatice
P_1	$[N]$	Reakční síla
P_2	$[N]$	Reakční síla
r_{dyn}	$[mm]$	Dynamický poloměr
S_{fl}	$[N]$	Boční síla na předním kole
S_{rl}	$[N]$	Boční síla na zadním kole
t	$[mm]$	Rozchod
U_f	$[kg]$	Hmotnost neodpružené hmoty
W_r	$[N]$	Zatížení zadní nápravy
W_{rs}	$[N]$	Statické zatížení
z_1	$[mm]$	Výška závěsného bodu těhlice
z_2	$[mm]$	Výška závěsného bodu těhlice
α_{xz}	$[^\circ]$	Natočení kolem osy „z“ při zatížení podélnou silou
δ_f	$[mm]$	Stlačení přední pružiny
ΔN_f	$[N]$	Měnicí se zatížení předního kola
ΔN_r	$[N]$	Měnicí se zatížení zadního kola
δ_r	$[mm]$	Stlačení zadní pružiny
Δ_{sssuma}	$[mm]$	Celkový posun měřicího uzlu
Δ_{ssx}	$[mm]$	Posun měřicího uzlu ve směru osy x
Δ_{ssy}	$[mm]$	Posun měřicího uzlu ve směru osy y
Δ_{ssz}	$[mm]$	Posun měřicího uzlu ve směru osy z
ΔW_f	$[N]$	Změna zatížení přední nápravy vlivem podélného zrychlení
ΔW_r	$[N]$	Změna zatížení zadní nápravy vlivem podélného zrychlení
Δ_x	$[mm]$	Posun ve směru osy x
Δ_y	$[mm]$	Posun ve směru osy y
Δ_z	$[mm]$	Posun ve směru osy z
μ_{F1}	$[-]$	Součinitel zatížení kola boční silou (trvalá pevnost)
μ_{F2}	$[-]$	Součinitel zatížení kola boční silou (časovaná pevnost)
μ_K	$[-]$	Součinitel brzdné síly



μ_L	$[-]$	Součinitel brzdné síly
ξ	$[-]$	Podíl celkové brzdné síly na přední nápravě
σ_{redmax}	$[MPa]$	Redukované napětí
φ	$[^\circ]$	Sklon vozovky

