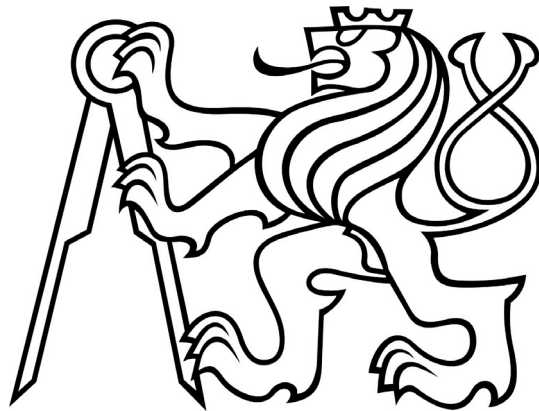


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Bc. Václav Kafka

**ZAVĚŠENÍ POHONNÉHO ÚSTROJÍ
V OSOBNÍM AUTOMOBILU
(PODÉLNÉ ULOŽENÍ)**

Diplomová práce

2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta : **strojn**
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Akademický rok: **2014/2015**



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): **Bc. Václav Kafka**

studijní program: **N 2301 Strojní inženýrství**
studijní obor: **2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název tématu: **Zavěšení pohonného ústrojí v osobním automobilu
(podélné uložení)**

Název tématu anglicky: **Design of Powertrain Mounting for Passenger Car
(Inline Engine Mounting)**

Označení diplomové práce: **DP 2015 – MV 01**

Pokyny pro vypracování:

Úkolem je navrhnout uložení pohonného ústrojí, sestávajícího z řadového čtyřválcového motoru a převodovky. Hmoty a rozměry jsou udány zadavatelem v hrubých rysech. Proto je řešení chápáno jako studie, na kterou bude možno navázat po upřesnění zadávaných parametrů.

Studie má obsahovat:

1. Režerši provedených řešení.
2. 3D návrh konzol uchycení pružných prvků v karoserii. Pro pevnostní kontrolu použijte zatížení dané zadavatelem: 12kN v místech uložení pružných prvků v podélném a svislém směru
3. Bloky pro uložení vyberte v první fázi na základě dovolené únosnosti.
4. Výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Soustrojí uvažujte jako tuhé těleso.
5. Vyhodnocení polohy vlastních frekvencí v souvislosti s budicími účinky motoru (setrvačné síly a momenty).
6. Shrnutí výsledků práce a možné směry dalšího vývoje.

Rozsah průvodní zprávy: min. 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace konzol

Doporučené podklady: Půst, L., Lada, M.: Pružné ukládání strojů,
Kožešník, J.: Dynamika strojů,
SAE Papers.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Václav Zoul, CSc.

Odborný konzultant: Ing. Tomáš Vokáč, MBtech Bohemia


Datum zadání diplomové práce: 10.4.2015

Datum odevzdání diplomové práce: 19.6.2015

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“

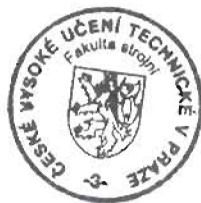
Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne: 15.4.2015


.....
podpis diplomanta



Doc. Ing. Oldřich **VÍTEK**, Ph.D.
vedoucí ústavu 12120





Prof. Ing. Michael **VALÁŠEK**, DrSc.
děkan fakulty strojní

Poděkování

Děkuji panu Ing. Václavu Zoulovi, Csc. za odborné vedení, vřelý přístup a cenné rady a připomínky při vzniku této diplomové práce. Rovněž děkuji panu Ing. Tomáši Vokáčovi a panu Ing. Janu Vojnovi, Ph.D. za vstřícnost a podnětné názory při odborných konzultacích a za poskytnutí podkladů.

Prohlášení

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na ČVUT v Praze Fakultě strojní.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a použil jsem podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu §60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 17.6.2015

.....

podpis

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá uložením pohonného ústrojí v osobním automobilu v podélném uspořádání. Úvodní kapitoly jsou věnovány přehledu a požadavkům na uložení pohonných ústrojí. Třetí kapitola se věnuje konstrukčnímu návrhu a pevnostní MKP analýze navržených součástí. Poslední část diplomové práce řeší vlastní frekvence a vibroizolaci daného ústrojí pomocí pryžových silentbloků.

Klíčová slova

Pohonné ústrojí, Uložení, Konzola, Silentblok, MKP, Pevnostní analýza, Modální analýza, Tuhost, Vlastní frekvence, NVH

Abstract

This Master's Thesis deals with inline powertrain mounting for passenger car. The introductory chapters are devoted an overview and requirements for engine mounting. Third chapter deals with engineering design of mounting brackets and stress FEM analysis of designed parts. Last part of thesis deals with natural frequency and vibration isolation of the powertrain mounting with rubber mounts.

Keywords

Powertrain mounting, Mounting bracket, Mount, FEM, Stress analysis, Modal analysis, Stiffness, Natural frequency, NVH

Obsah

1 Úvod.....	12
1.1 Cíle práce	12
1.2 Zadání.....	13
2 Rešerše	14
2.1 Vývoj vibroizolačních prvků	14
2.2 NVH	15
2.3 Uložení pohonného ústrojí	16
2.3.1 Podélné uložení	16
2.3.2 Příčné uložení.....	17
2.3.3 Umístění silentbloků.....	18
3 Návrh uložení.....	22
3.1 Silové působení na pohonné ústrojí	22
3.1.1 Vnější silové účinky.....	22
3.1.2 Vnitřní silové účinky.....	23
3.2 Konstrukční materiály	24
3.2.1 Ocel.....	24
3.2.2 Litiny	26
3.2.3 Slitiny hliníku	27
3.2.4 Slitiny hořčíku	30
3.2.5 Nekovové materiály	31
3.3 Konstrukce.....	33
3.3.1 Materiál.....	34
3.3.2 Pravá přední konzola.....	34
3.3.3 Levá přední konzola	36
3.3.4 Naklopení silentbloků	38
3.3.5 Zadní konzola.....	39
3.3.7 Připojovací díly předních silentbloků (příruby)	41
3.4 Pevnostní analýza	42
3.4.1 Skladba výpočtového modelu	42
3.4.2 Postup	43
3.4.3 Výsledky	44
3.4.4 Shrnutí.....	50

4 Vibroizolace	51
4.1 Silentbloky	51
4.1.1 Pasivní silentbloky	51
4.1.2 Aktivní silentbloky	55
4.1.3 Semi-aktivní silentbloky.....	58
4.2 Vlastní frekvence	59
4.2.1 Obecný popis problému	59
4.2.2 Pohybové rovnice	60
4.2.3 Postup řešení	61
4.2.4 Návrh	61
4.2.5 Shrnutí.....	68
5 Závěr.....	69
Zdroje a použitá literatura	70
Přílohy	72

1 Úvod

1.1 Cíle práce

Zavěšení pohonného ústrojí automobilů sestává z několika součástí. Jednak to jsou silentbloky, jejichž návrh, aby splňovaly současné požadavky na vibrace, hluk, aby byly schopné snášet výrazná silová zatížení a současně vyhovovaly svou velikostí a hmotností, je poměrně náročný a to nejen z hlediska konstrukčního, ale také z hlediska stanovení parametrů tuhosti a zejména tlumení, které bývají značně nelineární. Dalšími prvky v zavěšení jsou konzoly, ke kterým jsou z jedné strany namontovány silentbloky a z druhé strany jsou upevněné do bloku motoru, respektive převodovky. Posledními součástmi jsou díly, prostřednictvím kterých je celé pohonné ústrojí přes silentbloky upevněno do karoserie.

Problematika zavěšení a jeho komplexního návrhu převyšuje rámec jedné diplomové práce. Tato práce se bude zabývat konstrukcí a orientační pevnostní analýzou prvků uložení pohonného ústrojí osobního vozu v podélném uspořádání pohonné jednotky, jejíž výřezy potřebné ke konstrukci prvků uložení jsou součástí zadání. Základním předpokladem je volba vhodného materiálu, podle kterého se odvíjí konstrukce s ohledem na jeho mechanické vlastnosti a technologickou zpracovatelnost. Následuje samotná konstrukce včetně základní výkresové dokumentace a pevnostní analýza metodou MKP. V rámci práce je také řešena frekvenční analýza uložení a naladění vlastních frekvencí soustavy mimo pracovní rozsah motoru. S tímto bodem je spojen návrh silentbloků. Vzhledem k již popsané náročnosti jejich návrhu budou pro zjednodušení uvažovány gumové silentbloky vybrané z katalogu. Komplexnější rozbor vibroizolace ve spojitosti s uvažováním tlumících vlastností silentbloků nebo zahrnutí buzení soustavy z okolí, případně přenos vibrací karoserií rovněž není v této práci zahrnut.

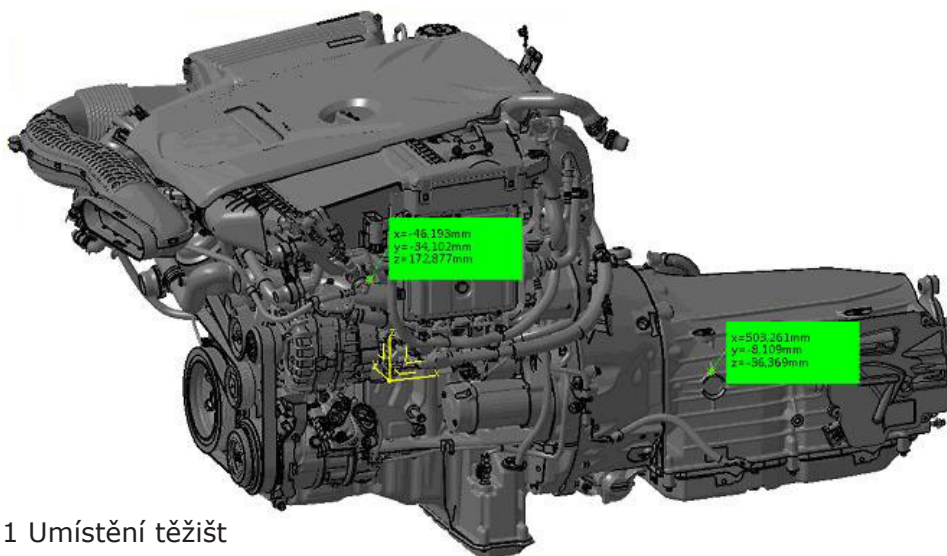
1.2 Zadání

- Přehled používaných konstrukčních materiálů konzol a vibroizolačních prvků (silentbloků)
- Konstrukční návrh konzol uložení pohonného ústrojí, včetně výkresové dokumentace. Okrajové podmínky a požadavky na konstrukci jsou specifikovány v kapitole 3.3
- Pevnostní analýza navržených součástí dle požadavků specifikovaných v kapitole 3.4
- Volba vhodných vibroizolačních prvků a výpočet vlastních frekvencí uložení
- Shrnutí výsledků práce

Základem zadání jsou výřezy pohonného ústrojí s potřebnými připojovacími body, včetně okolních dílů ovlivňujících zástavbu navrhovaných dílů a základní informace o pohonném ústrojí viz. přehled níže.

- Hmotnost samotného motoru: 135kg
- Hmotnost převodové skříně spolu s hydrodynamickým měničem: 90kg
- Těžiště motoru: $x=-46,193\text{mm}$; $y=-34,102\text{mm}$; $z=172,877\text{mm}$
- Těžiště převodovky: $x=503,261\text{mm}$; $y=-8,109\text{mm}$; $z=-36,369\text{mm}$

Zadavatelem této diplomové práce a poskytovatelem podkladů je firma MBtech Bohemia s.r.o



Obr. 1.1 Umístění těžišť

2 Rešerše

Snaha řešit zavěšení pohonu vznikala již s prvními realizacemi předchůdců dnešních automobilů. Ačkoliv v počátcích motorismu se touto problematikou pod tíhou, pro samotnou jízdu, zásadnějších problémů konstruktéři příliš nezabývali, s postupem času z této oblasti stala samostatná široce řešená problematika konstrukce automobilů. A to z mnoha důvodů.

Během jízdy je posádka vozidla vystavena silám, vibracím a hluku, které je žádoucí co možná nejvíce utlmit a odizolovat. Kromě pohodlí cestujících by tyto účinky mohly poškodit i součásti vozidla, počínaje vrzáním plastů v interiéru až po narušení svarů a struktury materiálů nosných prvků agregátů a karoserie, případně velmi negativně ovlivnit jízdní vlastnosti vozu. Takovéto silové účinky jsou například buzeny nerovnostmi na vozovce. Na druhé straně zdrojem vibrací přecházejících do karoserie jsou i setrvačné síly způsobené pohybem klikového mechanismu a síly vzniklé tlakem plynů během pracovních cyklů motoru, které je nutné uvažovat i v případě, že vozidlo stojí. Tyto účinky je nutné uvažovat nejen při návrhu tlumicích, ale i jakýmkoliv způsobem odpružených součástí.

2.1 Vývoj vibroizolačních prvků

První automobily vznikaly, zjednodušeně řečeno, modifikováním kočárů. Tato vozidla neobsahovala těžký vibrující motor a pohybovala se sice po nezpevněných cestách, ale relativně nízkou rychlostí. Ukázalo se tedy, že je nutné postavit se ke konstrukci automobilů trochu jinak. Se zdokonalováním listových pružin, s rozšířením výroby pneumatik a následným vynálezem i dnes již nepoužívaných konstrukcí tlumičů začaly vznikat svébytné vozy. Jedním z průkopníků v navrhování automobilu „od základu“ byl francouzský konstruktér Louis Renault, který přinesl mnohá, do té doby, nevídaná konstrukční řešení. Zpočátku byla převážná část vozu vyrobena ze dřeva, které má dobré tlumicí vlastnosti a stejně tak i únavovou pevnost. Na pohodlí cestujících se rovněž nekladl přílišný důraz. Pohonná ústrojí se tak často montovala do karoserie přímo. Postupem času, zhruba od 30. let minulého století, se však začala uložení provádět pomocí pryžových silentbloků. Tato metoda se v průběhu let zdokonalovala úpravami tvarů a vývojem dokonalejších materiálů, ale principiálně pro uchycení motorů běžně sloužila ještě v osmdesátých letech dvacátého století a pro uchycení převodovek, případně dalších pomocných úchytů pohonného ústrojí se používá dodnes.

Hlavní funkcí silentbloku je redukce vibrací motoru procházejících do základu, ke kterému je připojen. Pryžové silentbloky se stále používají v méně náročných aplikacích. Naproti tomu v automobilovém průmyslu jsou stále větší požadavky na jízdní komfort. Uložení pohonného ústrojí v dopravních prostředcích musí, na rozdíl od stacionárních agregátů, snést síly vzniklé jízdními podmínkami, jako jsou například již výše zmíněné průjezd zatáčkou nebo nerovnosti na vozovce. Tyto síly mohou být úměrné několikanásobku tíhového zrychlení motoru, což konstrukci uložení do jisté míry ovlivní. Současné motory, zejména osobních automobilů, dosahují při nižších hmotnostech a menším počtu válců vyšších výkonů a většího točivého momentu než dříve a tím zde vznikají i větší budící síly. Snižuje se i hmotnost karoserií, tedy základu, do kterého se pohonné ústrojí montuje, což přenos vibrací také ovlivňuje. Produkce kmitů spalovacím procesem motoru v nižších otáčkách také může v interiéru způsobovat nepříjemný dunivý zvuk. Požadavky na silentbloky jsou tedy poměrně náročné. Proto jsou dnes pro připevnění motoru již standardem hydraulické silentbloky. Tedy bloky, ve kterých jsou pružné pryžové elementy kombinované s hydraulickými prvky. Tyto silentbloky zvětšit rozsah svých dynamických vlastností a tím lépe vyhovět požadavkům izolace vibrací a hluku. Často se v současnosti používají tzv. poloaktivní nebo dokonce aktivní silentbloky, jejichž tuhost a tlumicí účinky jsou řízeny elektronicky, bez takových silentbloků se neobejdou motory s možnou deaktivací válců, ale i mnohé konvenčnější motory. Funkce silentbloků a požadavky na ně budou podrobněji rozebrány v kapitole 4.1.

2.2 NVH

Problematika zabývající se vibracemi, hlukem a jakousi řekněme tvrdostí vozu se často v literatuře označuje NVH (noise, vibration, harshness). Zatímco hluk a vibrace jsou exaktní, spočítatelné, měřitelné a následně vyhodnotitelné veličiny, tvrdost v tomto smyslu je subjektivní pocit posádky vozidla ze silových účinků na ni působících. Lze uvažovat základní dělení na NVH interiérové, které se zabývá přenosem vibrací a hluku do kabiny vozidla a naopak exteriérové zkoumající emise do okolí.

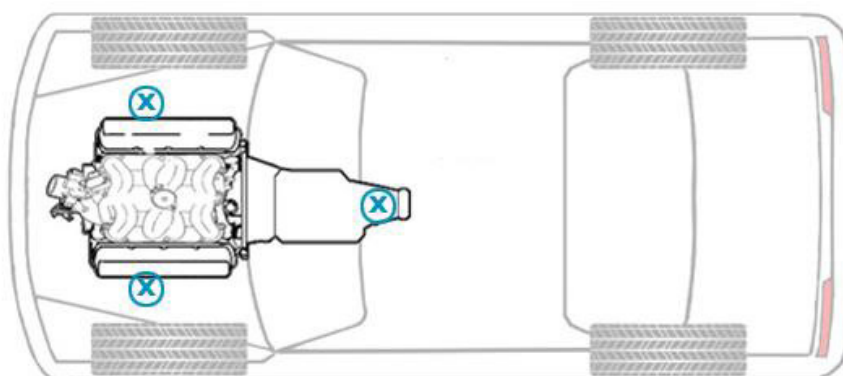
2.3 Uložení pohonného ústrojí

U osobních vozů se nejčastěji vyskytují dvě základní koncepce uložení pohonného ústrojí. První, s motorem vpředu podélně, kde je osa klikové hřídele rovnoběžná s podélnou osou vozu, v případě poháněné zadní nápravy bývá někdy označována jako klasická. Druhou variantou je uložení napříč, tedy s osou klikové hřídele motoru kolmou na podélnou osu vozu. Každá z těchto koncepcí s sebou nese své charakteristické vlastnosti.

2.3.1 Podélné uložení

Tento způsob ukládání pohonného ústrojí byl dříve velice častý. Obecně lze říct, že je doménou prémiových značek, terénních a sportovních vozů. Tento typ uložení je používán především ve spojení s poháněnou zadní nápravou případně pohonem všech kol. Je však mnoho případů, kdy je použit na čistě přední pohon.

Podélná klasická koncepce je prostorově náročnější než příčná. Umožňuje jednodušší zástavbu víceválcových motorů, stejně tak i variabilnější umístění motoru, které může příznivě ovlivnit polohu těžiště celého vozu. Pro vozy s pohonem zadních kol a motorem uloženým vpředu, kde se podélná zástava aplikuje výhradně, lze běžně dosáhnout rozložení hmotnosti mezi nápravami v poměru téměř 50:50. Ovšem svou zástavbou částečně ovlivňuje prostor interiéru a vychází nákladněji.



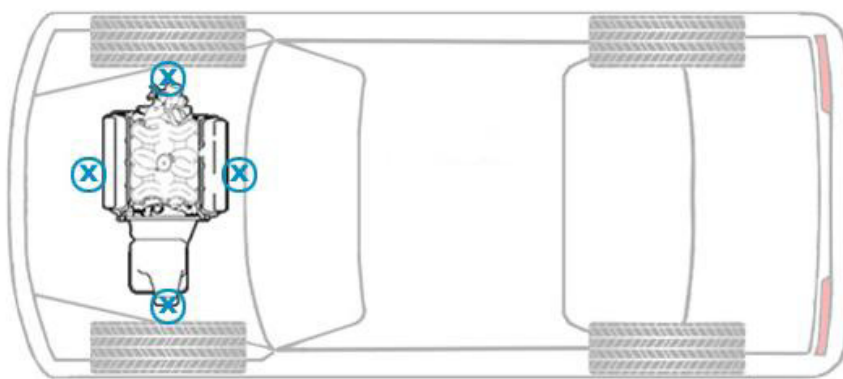
Obr. 2.1 Schéma podélného uspořádání pohonného ústrojí [21]

Standardní způsob ukládání takto orientovaného pohonného ústrojí je znázorněn na obrázku 2.1. Základní dva úchyty se nacházejí na bloku motoru. Ke karosérii vozidla jsou připevněny přes mohutné silentbloky schopné přenést zatížení a současně odizolovat utlumit nežádoucí vibrace a hluk. Třetí připevňovací bod je na konci převodové skříně. Aby bylo možné tento úchyt spojit s ka-

roserií, je nutné jej doplnit o příčku, která spojuje podélné nosníky karoserie. Mezi konzolou a příčkou tak vzniká prostor pro montáž silentbloků. Samotné spojení bývá provedeno prostřednictvím buď dvou menších, nebo jednoho mohutnějšího i v současnosti stále běžně gumového silentbloku.

2.3.2 Příčné uložení

První sériově vyráběný automobil s příčně uloženým motorem byl Mini Cooper v polovině padesátých let. Tento způsob ukládání pohonného ústrojí je charakteristický pro rodinné vozy. V drtivé většině případů je tato koncepce realizována v přední části vozu ve spojení s přední poháněnou nápravou, případně s pohonem všech kol.



Obr. 2.2 Schéma příčného uspořádání pohonného ústrojí [21]

Takovéto řešení pohonu má hlavní výhodu ve své kompaktnosti, kdy neovlivňuje prostor v interiéru. Do jisté míry je i konstrukčně jednodušší než podélné. Na druhou stranu určitým omezením je zástavbový prostor limitovaný šířkou vozu. Problém nastává u víceválcových motorů, nebo při použití víceúrovňových převodovek. Další charakteristickou vlastností je větší zatížení přední nápravy, což sice zhoršuje optimální rozložení hmotnosti, ale na druhou stranu při zhoršených adhezních podmínkách je dosažena lepší trakce poháněné nápravy. Ovšem tato vlastnost je charakteristická pro všechny vozy s předním pohonem.

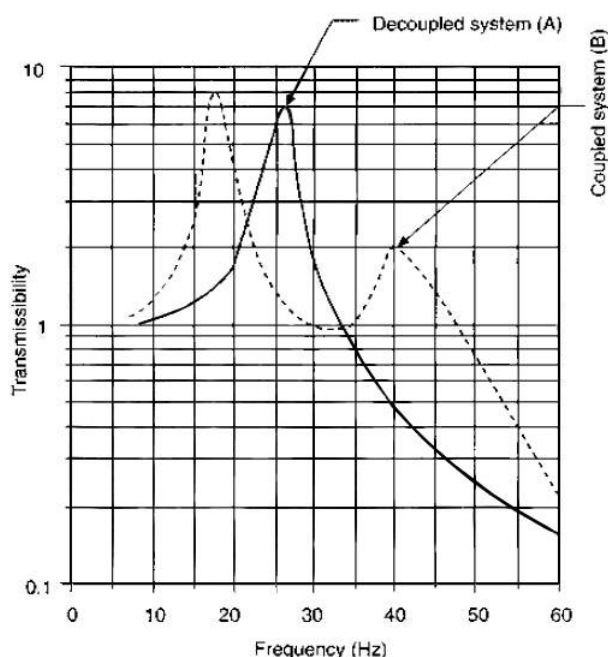
Příčná koncepce bývá upevněná na čtyřech, někdy i pěti bodech jak je patrné z obrázku 2.2. Oproti podélné se používá ještě přední torzní úchyt napomáhající zachycovat reakční moment způsobený momentem vzniklým v rozvodce, která je součástí převodové skříně.

Kromě uložení pohonného ústrojí z hlediska orientace vůči vozidlu je zapotřebí navrhnout i rozmístění jednotlivých konzol, respektive silentbloků ve vztahu k samotnému pohonnému ústrojí.

2.3.3 Umístění silentbloků

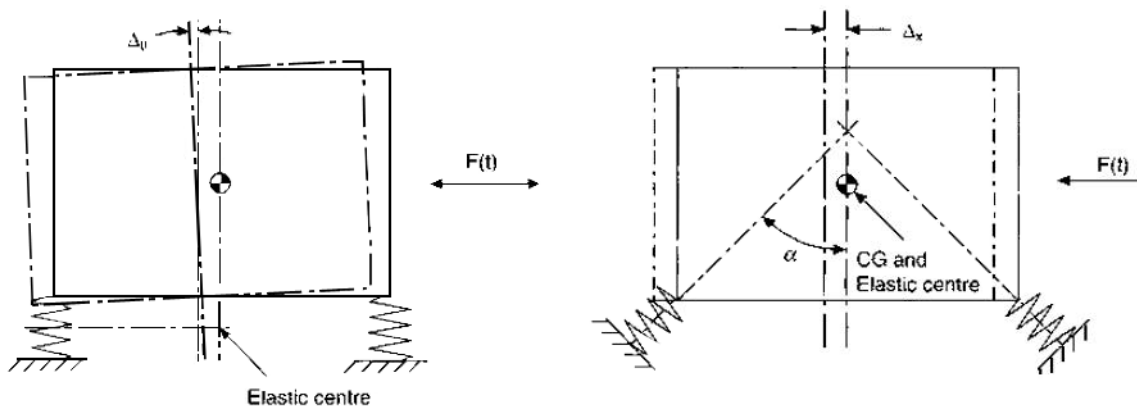
Pohonné ústrojí, v tomto případě chápané jako motor a převodovka, lze pro návrh jeho uložení uvažovat jako jedno tuhé těleso, které má v prostoru šest stupňů volnosti. Počtu stupňů volnosti odpovídá i počet tvarů vlastních frekvencí. Tvary vlastních frekvencí lze ovlivnit rozmístěním jednotlivých silentbloků.

Při kmitání pohonného ústrojí je z důvodu stability žádoucí, aby v případě buzení silou v určitém směru nedocházelo ke kombinaci rotace a posouvání tohoto ústrojí (obr. 2.3a). V ideálním případě by pro buzení v jednom směru odpovídala odezva systému pouze v tom samém směru. Toho lze ve skutečnosti těžko dosáhnout. Ovšem pokud nedojde k výraznějšímu oddělení translační a rotační složky bude mít křivka odezvy na buzení v jednom směru více vrcholů (na obr.2.3 dva) . Jeden vrchol představuje posuvný pohyb a druhý rotační. Takovýto systém, „neoddělený“, vyžaduje měkčí silentbloky pro dosažení stejné úrovně izolace nežádoucích frekvencí než v případě „odděleného“ systému s jedním vrcholem viz obr. 2.4.



Obr. 2.3 Rezonanční křivka odděleného a neodděleného systému [2]

Oddělení těchto dvou složek pohybu lze docílit vhodným rozmístěním silentbloků. V zásadě se nabízejí dvě možnosti. První z nich je umístění silentbloků přesně do roviny těžiště. Tato varianta není pro skutečnou realizaci příliš praktická zejména z hlediska omezených možností zástavby, jak do karoserie, tak i připojení k samotnému agregátu. Druhou možností je naklonění silentbloků

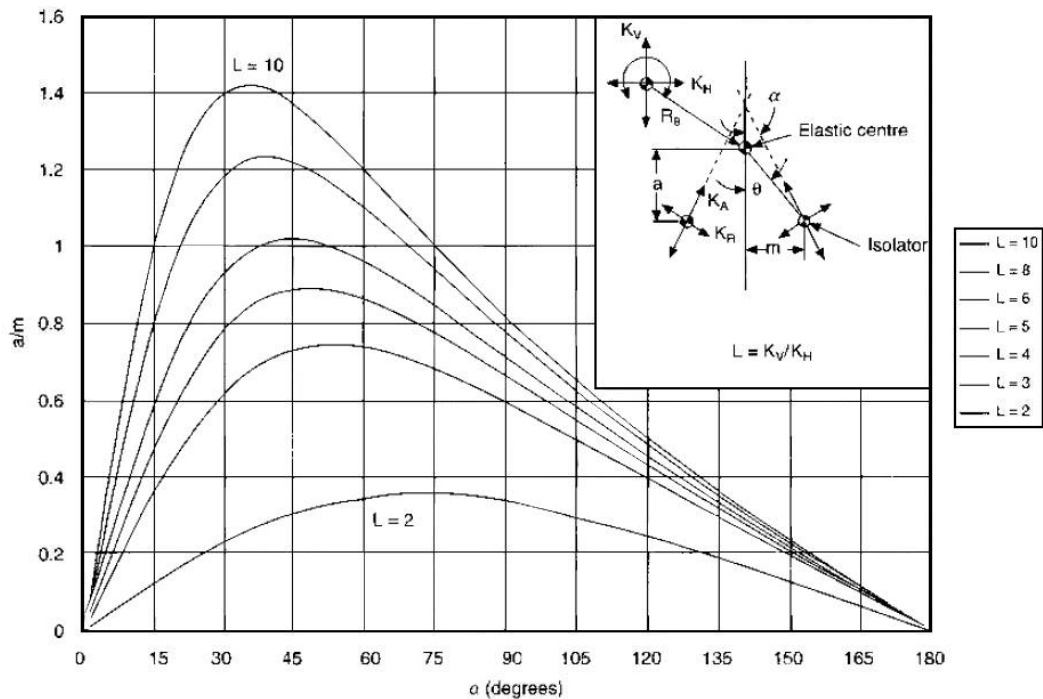


Obr. 2.4 Vlastnosti odezvy buzení a) neodděleného systému, b) odděleného systému [2]

tak, aby střed pružnosti uložení vyšel do roviny těžiště, jak je znázorněno na obr. 2.3b). V ideálním případě je pro dosažení odděleného systému zapotřebí dosáhnout, aby středy pružnosti silentbloků byly promítnuty přímo do těžiště agregátu viz. obr. 2.5 v pravém horním rohu. Pro dosažení správného sklonu silentbloků je nutné dosáhnout požadovaného poměru směrových tuhostí silentbloku L :

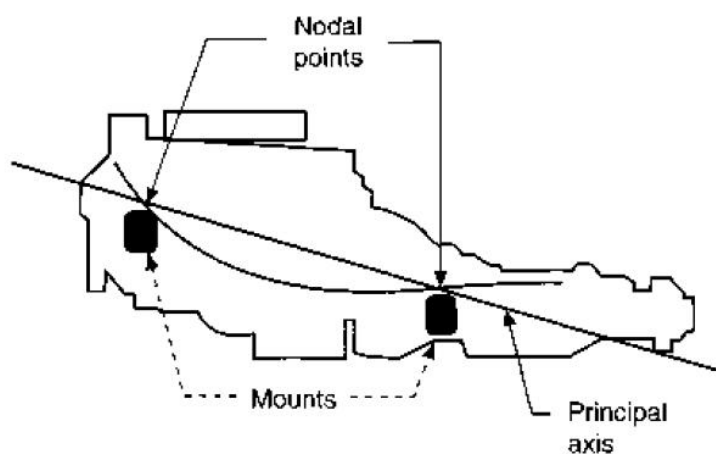
$$L = \frac{K_V}{K_H} \quad (2.1)$$

Kde K_V představuje tuhost silentbloku v jeho svislém směru a K_H ve vodorovném. Pro určení úhlu sklonu silentbloků je potřeba zahrnout i jejich vodorovnou „ m “ a svislou „ a “ vzdálenost od středu pružnosti viz. obr 2.5.



Obr. 2.5 Diagram pro určení sklonu silentbloku [2]

Obrázek 2.6 znázorňuje ideální rozmístění konzol, respektive silentbloků ve svislé rovině tvořené podélnou a svislou osou (xz). Pokud je to možné, je vhodné umístit vibroizolační prvky co nejbližší k základní ose rotace ústrojí. Tímto se silentbloky umístí do místa, ve kterém budou vlastní frekvence uložení s tvarem kmitu rotace kolem této osy co možná nejnižší. Tím se dosáhne co možná nejlepší izolace torzních kmitů vyvolaných hlavní harmonickou frekvencí.



Obr. 2.6 Rozmístění silentbloků v podélném a svislém směru [2]

3 Návrh uložení

3.1 Silové působení na pohonné ústrojí

Během jízdy, ale i při stání s běžícím motorem je pohonné ústrojí vozidla vystaveno silovým účinkům vyvolaným vlivy různého charakteru. Je tedy možné je rozdělit podle různých kritérií do skupin, například na:

- Vnější silové účinky
- Vnitřní silové účinky

3.1.1 Vnější silové účinky

Vnější silové účinky jsou charakteristické tím, že jejich příčina vzniká v okolí pohonného ústrojí a působí na něj z vnějšku. Do této skupiny tedy patří síly působící za jízdy na vozidlo, jako je přejezd přes nerovnost na silnici, dále brzdění, resp. zrychlování, průjezd zatáčkou, případně náraz vozidla do překážky. Na pohonném ústrojí se tyto síly projeví jako setrvačné síly působící v těžišti.

Setrvačná síla působící na pohonnou jednotku ve svislém směru je zpravidla způsobená přejezdem nerovnosti. V provozu může být úměrná až trojnásobku tíhového zrychlení.

Při brzdění, nebo zrychlování působí v těžišti pohonného ústrojí setrvačná síla ve vodorovném směru. Velikost takto vzniklé síly při zrychlení je zřejmě zanedbatelná. Při brzdění už může dosahovat velikosti kolem 1G.

Příčná složka setrvačné síly v těžišti pohonné jednotky je důsledkem odstředivé síly při zatáčení. Za provozních podmínek tato síla odpovídá spíše desetinaám násobků G, zřídka překročí 1G.

Zatímco během provozních režimů by měly prvky uložení silová působení bezpečně vydržet, jejich dimenzování v případě uvažování nárazu je složitější. Hodnoty záporného zrychlení při například čelním nárazu do překážky mohou být vlivem toho, že dochází k téměř okamžitému zastavení vozidla obrovské, řádově úměrné desetinásobkům tíhového zrychlení g. U takto silných nárazů dochází k výrazné destrukci karoserie včetně jejích nosných prvků a tedy i prvků uložení pohonného ústrojí. Jiná situace nastává při drobnějších karambolech v malých rychlostech, kde hodnoty záporného zrychlení nepřesáhnou 10g. Prá-

vě rozmezí kolem desetinásobku tíhového zrychlení často určuje aktivaci airbagů. V případech drobnějších nárazů by bylo vhodné, aby nedocházelo k destrukci nosných prvků zavěšení. Nicméně silové přetížení úměrné 10g je zejména pro elastokinematické prvky už docela značné.

3.1.2 Vnitřní silové účinky

Kromě silových účinků, které na pohonné ústrojí působí vnějšími vlivy, vznikají síly také uvnitř ústrojí, které se naopak prostřednictvím uložení přenášejí do karoserie a mohou způsobit vibrace různých částí vozidla. Jsou to setrvačné síly vzniklé pohybem klikového mechanismu motoru, síly vzniklé točivým momentem motoru a případně další silové účinky vzniklé například nevývážky na rotujících součástech.

Tlak ve válci vyvolá sílu plynu na píst. Tato síla se přes kinematiku klikového mechanismu rozkládá na tangenciální složku, která po součinu s ramenem zalomení klikové hřídele tvoří točivý moment motoru a normálovou složku, která se přenáší do uložení a způsobuje tak klopný moment motoru. Pro sílu plynu platí vztah:

$$F_p = S_p (p_p - p_{atm.}) \quad (3.1)$$

S_p ...čelní plocha pístu
 p_p ...tlak plynu nad pístem
 $p_{atm.}$...atmosferický tlak v klikové skříni

Pohyblivé části spalovacího motoru konají dva typy pohybů. Píst koná přímočarý vratný pohyb, zatímco kliková hřídel pohyb rotační. Ojnice se pohybuje obecným rovinným pohybem a pro zjednodušení ji lze rozdělit na dva hmotné body, kdy jeden koná posuvný pohyb spolu s pístem a druhý rotační společně s klikovou hřídelí. V obou případech při pohybu vzniká setrvačná síla. Setrvačná síla rotačních hmot – odstředivá síla nemění svou velikost, ale mění směr, platí pro ni vztah:

$$F_{SR} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (3.2)$$

Na rozdíl od toho setrvačná síla posuvných hmot nemění směr, ale mění svou velikost. Kinematikou klikového mechanismu je pohyb pístu sice periodický, ale ne zcela harmonický. Jeho pohyb tedy lze rozložit do více harmonických složek, pro výpočty se uvažují první dvě. Setrvačná síla posuvných hmot se klikovém čepu opět rozkládá na tangenciální a normálovou. Zatímco normálová složka spolu s příčnou silou v místě pístního čepu způsobuje klopní moment motoru, tangenciální po ponásobení ramenem kliky působí jako točivý moment motoru. Setrvačná síla posuvných hmot lze určit vztahem:

$$F_{SP} = m_{pos.} \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + A_2 \cos 2\alpha) \quad (3.3)$$

Po vektorovém sečtení těchto dílčích silových účinků působících v jednotlivých válcích se v závislosti na počtu válců a jejich uspořádání a zalomení klikové hřídele se mohou některé účinky odečíst, nebo naopak sečíst a tím jejich účinek zesílit. Harmonické řády, které se u motorů sčítají se nazývají hlavní harmonické řády. Ty, které se odečítají se nazývají vedlejší.

3.2 Konstrukční materiály

Ať už se jedná o jakoukoliv součást, vedle jejího konstrukčního zpracování o jejích výsledných vlastnostech rozhoduje materiál, ze kterého je vyrobena. Právě volba materiálu ve výsledku určuje tvar, hmotnost, pevnost, tepelnou vodivost a další fyzikální vlastnosti. Již před konstrukcí každého dílu se musí klást zřetel na volbu materiálu i z technologického hlediska. A to jednak z rámcového pohledu, jestli bude výroba prováděna obráběním, svařováním, nebo odléváním. Následně po zvolení technologie uvažovat při návrhu například svařitelnost materiálu, tloušťku stěn a zabíhavost materiálu při odlévání atd.

Současným trendem v automobilovém průmyslu je, díky snaze uspořit co největší množství paliva, snižování hmotnosti a k tomu největší mírou přispívá používání moderních vysokopevnostních materiálů.

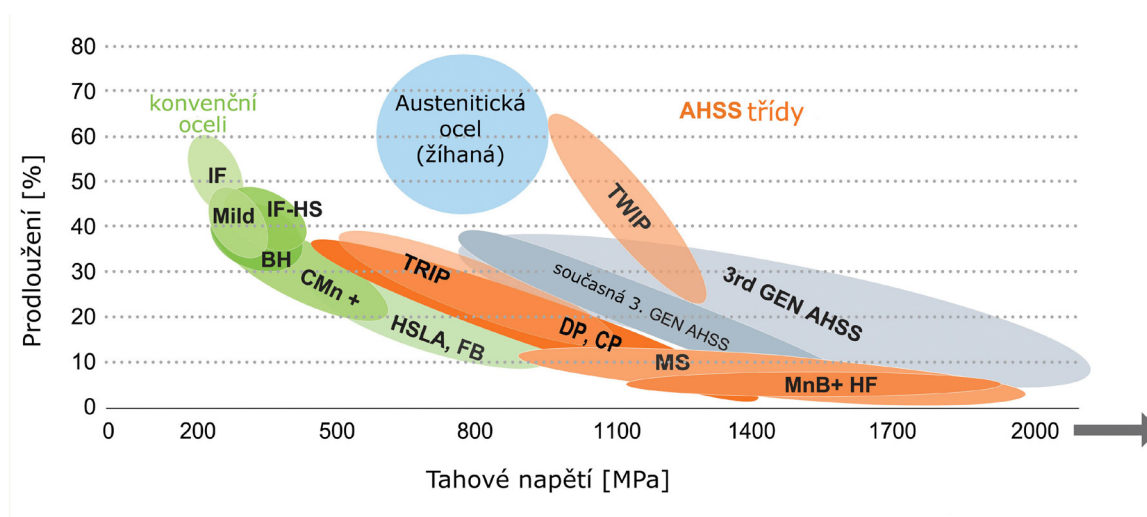
3.2.1 Ocel

Svařované konzoly z ocelových plechů, v takové podobě, jakou se v tato práce zabývá, mají své uplatnění především v kusové výrobě, případně v amatérských aplikacích, kdy se cenově nevyplatí výroba forem a další technologické postupy nutné například při odlévání. Ocelové konzoly se používaly hlavně v minulosti. Ovšem menší a tvarově jednodušší držáky stále někdy bývají ocelové. Nejedná-li se o rozměrné plošné díly, které ovšem zejména v příčných způsobech uložení své uplatnění mají, tak pro velkosériovou výrobu je snazší, a méně nákladné vyrábět součásti zavěšení pohonu formou odlévání.

Nevýhodou oceli je podobně jako u litin její vyšší hmotnost. V případě větších a náročnějších tvarů se navíc jeví technologie odléváním jako vhodnější. V automobilovém průmyslu se používá řada různých ocelí. Pro nosné a bezpečnostní prvky karoserií se používá řada ocelí AHSS, která je rozdělena podle vlastností do několika tříd. Vysokopevnostní a dobře tvářitelné oceli AHSS, umožňující použití méně silných plechů a jejich variabilnější tvarování, byly vyvinuty pro snížení hmotnosti ocelových prvků automobilů. Některé třídy jsou například pro výbornou schopnost pohlcování energie vhodné pro konstrukci

prvků deformačních zón. Řada těchto ocelí začíná na mezi kluzu kolem 550MPa a v extrémních třídách jsou uváděny hodnoty přes 1GPa. Řada AHSS by mohla být z pohledu svých vlastností pro konstrukci konzol zajímavá, umožňovala by použití tenkého plechu a tak snížení hmotnosti.

Jmenovat by šly feriticko-bainitické oceli, které jsou považovány jako všestranně využitelné. Dělí se do čtyř tříd podle pevnosti. Jsou charakteristické dobrou svařitelností a dobrými vlastnostmi při únavovém namáhání. Nebo také oceli třídy HSLA s podobnými vlastnostmi. Možnou, levnější, více konvenční a méně pevnou alternativou jsou uhlíko-manganové oceli s obsahem manganu kolem 1,5%. Například AISI 1541 s udávanou mezí kluzu 352 MPa.



Obr. 3.1 Přehled vysokopevnostních ocelí [22]

	FB 450	FB 540	FB 560	FB 590
EN10338:2009	HDT 450F			HDT590F
mez pevnosti [MPa]	450-510	540-610	560-640	590-670
mez kluzu [MPa]	300-380	400-485	450-530	480-600

Tab. 3.1 Přehled ferito-bainitických ocelí [22]

	HSLA 320	HSLA 360	HSLA 420	HSLA 460	HSLA 500	HSLA 550
EN 10149- 2:1995	S315MC	S355MC	S420MC	S460MC	S500MC	S550MC
mez pev- nosti [MPa]	415-470	450-520	490-570	550-650	570-670	650-730
mez kluzu [MPa]	325-385	360-435	420-500	460-550	500-590	550-650

Tab. 3.2 Přehled ocelí HSLA [22]

3.2.2 Litiny

Jedním z často používaných materiálů v automobilovém průmyslu jsou litiny. Existuje několik jejich druhů, jako litiny šedá, temperovaná, tvárná a případně bílá. Jejich základní pevnost a tvrdost je dána strukturou obsaženého grafitu. Výhodou litin je jejich vysoká odolnost proti korozi způsobená relativně vysokým obsahem křemíku. Stejně tak litiny dokáží odolávat i vysokým teplotám, což je výhodné pro součásti nacházející se v blízkosti výfukového potrubí. Hlavní nevýhodou litiny je, oproti slitinám hliníku, vyšší hmotnost.

Šedá litina má široké využití. Hojně využívána je například, podle amerického označení ASTM A48, které odpovídá označení SAE J431. Důležitou vlastností šedé litiny je její tlumící schopnost výrazně větší než u ostatních litin nebo u oceli, díky které se používá například pro výrobu bloků motorů. Další výraznou vlastností je skutečnost, že mez pevnosti v tlaku je několikrát větší než mez pevnosti v tahu, což není optimální pro dynamicky namáhané díly, jakými součásti uložení pohonného agregátu jsou, ideální. Nicméně šedé litiny (v třídě ASTM 40) dosahují meze pevnosti v tahu kolem 280 MPa.

Tvárná litina ASTM A536 a jí odpovídající označení SAE J434c je stejně jako jiné druhy litin řazena podle tvrdosti. Oproti šedé litině je houževnatější. Nemá tak dobrou schopnost tlumit vibrace. Na druhou stranu její mez pevnosti v tahu je srovnatelná s litými ocelmi. Temperovaná litina je ze všech litin nejlépe obrobitelná, jinak je svými vlastnostmi velmi podobná tvárné, kterou je často nahrazována, neboť vyžaduje náročnější tepelné zpracování. Použití bílé litiny zde není úplně vhodné, odolává sice vysokým teplotám a je velmi oděru vzdorná, což ale pro držáky pohonného agregátu není zcela prioritní. Její nevýhodou v tomto případě je, že je velmi tvrdá a křehká.

Co se litin týká, tak v úvahu připadají především šedá a tvárná. v dnešní době se pro použití zavěšení pohonných ústrojí používají spíše u nákladních automobilů.

	šedá litina ASTM A48 (třída 40)	tvárná litina ASTM A536	temperovaná litina ASTM A220
mez pevnosti v tlaku [MPa]	965	---	---
mez pevnosti v tahu [MPa]	293	414	586
mez kluzu (tah/ tlak) [MPa]	---	276/331	483

Tab. 3.3 Přehled litin [14]

3.2.3 Slitiny hliníku

Nejzásadnější a nejpoužívanější materiál pro tvorbu prvků zavěšení pohonného ústrojí je hliník, respektive jeho slitiny. Celkově jejich použití v automobilovém průmyslu za posledních zhruba 40 let neustále roste. Jedním z hlavních důvodů rozšíření hliníkových slitin je jejich relativně nízká hmotnost a kromě jiného také skutečnost, že průměrně 90% z hliníku použitého na výrobu automobilových součástí je recyklovaných. Obliba hliníku vzrostla právě kvůli úspoře hmotnosti, ze které vychází i úspora paliva. Výhodou hliníku je, že umožňuje snadno tvořit slitiny s jinými prvky jako jsou například hořčík, křemík, měď, zinek a další. Tímto lze relativně snadno vyvinout různé slitiny se specifickými vlastnostmi. Obecně je možné říci, že slitiny hliníku používané ke konstrukčním účelům jsou vzhledem ke svojí hmotnosti velice pevné, snadno obrobitelné, tvářitelné, odolné vůči rzi a dobře pohlcují deformační energii.

Oproti oceli má hliník zhruba třetinovou hustotu, ovšem z mechanického hlediska jsou jeho parametry také nižší, a proto zpravidla nedochází k dvoutřetinové úspoře hmotnosti. Samozřejmě, že hmotnostní rozdíly mezi součástmi vyrobenými z oceli a z hliníku jsou pro různé výrobky individuální v závislosti na jejich tvaru a účelu. V průměru přesto vychází úspora hmotnosti u hliníkových dílů kolem 25-30%.

Prvky nejčastěji přidávané do hliníkových slitin:

Křemík - zlepšuje lící vlastnosti

- v kombinaci s hořčíkem umožňují vytvrzování

Železo - už malých množstvích způsobuje křehkost slitiny

Měď - zvyšuje pevnost i při vyšších teplotách

- způsobuje vytvrzování slitiny
- zhoršuje odolnost vůči korozi

Mangan - částečně kompenzuje negativní vliv železa způsobujícího křehkost

- v kombinaci s železem a chromem může segregovat

Hořčík - spolu se zinkem, mědí nebo křemíkem umožňuje vytvrzování slitiny

- zlepšuje odolnost vůči korozi

Zinek - zvyšuje pevnost

- v kombinaci s manganem umožňuje vytvrzování

Titan - zvyšuje pevnost

- způsobuje zjemnění zrn struktury

Součásti jako jsou konzoly se v případě použití hliníkových slitin odlévají. Obecně nepoužívanějšími slitinami hliníku pro odlévání je skupina Al SiCu, tedy slitiny s výraznějším podílem křemíku a mědi. Jsou to slitiny snadno odlévatelné vhodné i pro tlakové lití, následně i velmi snadno obrobitelné a jsou schopné snášet poměrně velká zatížení, jejich výhodou pro použití v blízkosti motoru je dobrá tepelná odolnost.

Další, také pevnostní, často používané jsou podeutektické Al Si slitiny s obsahem křemíku v rozmezí 5-7%, nebo 10%. Zejména slitiny s nižším obsahem jsou poměrně běžné v automobilovém průmyslu. Uplatňují se pro výrobu bloků motorů, částí šasi nebo kol. Rovněž jsou snadno obrobitelné. Kvůli horší zabíhavosti nejsou tyto slitiny vhodné pro odlévání příliš tenkostěnných součástí. Po tepelném zpracování vytvrzením jsou vhodné k použití pro značně zatížené součásti.

Univerzální eutektické slitiny hliníku s obsahem 13% křemíku dosahují meze kluzu zhruba při 130 MPa. Jedná se o slitiny s velmi dobrou zabíhavostí s téměř skokovým přechodem mezi tekutou a pevnou fází. Jsou vhodné pro tenkostěnné výrobky a používají se pro konstrukce často vystavené vibracím.

Existují také vysokopevnostní slitiny hliníku, které v porovnání s ostatními slitinami hliníku snáší výrazně větší mechanické namáhání a jsou tedy vhodné pro značně zatěžované součásti. Některé takové slitiny nacházejí uplatnění i ve vojenské technice. Nevýhodou těchto slitin je jejich nižší korozi vzdornost. Vysoko pevnostní slitiny obsahují prvky jako titan, hořčík a někdy i stříbro a v extrémních případech dosahují meze kluzu kolem 450 MPa. Mezi vysokopevnostní slitiny se řadí i slitina s označením A380 s 7-9% obsahem křemíku, 3-4% obsahem mědi a 1% obsahem železa. Tato slitina se používá v náročných podmínkách, včetně nosných konzol.

slitina ISO	tepelné zpracování	mez pevnosti [MPa] min.	mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa] min	únavová pevnost [MPa] min.	označení USA
skupina AlSiCu					
AlSi7Cu3Mg	F	180	100	60-90	
AlSi5Cu3Mg	F	270	180	80-110	
	T6	320	280		
AlSi6Cu4	T4	230	110	70-110	
AlSi9Cu	T6	320	160	140	A380
skupina AlSi					
AlSi12	F	170	90	60-90	B413
AlSi9Mg	T6	290	210	80-110	
	T64	250	180	80-110	
AlSi10Mg	F	180	90	80-110	
	T6	260	220	80-110	
AlSi7Mg0,6	T64	320	240	100-110	A357
AlSi7Mg	T6	260	220	80-110	A356
	T64	240	200	80-110	
AlSi5Mg	T6	260	240		
AlSi5Cu1Mg	T6	280	210	70-100	
skupina AlMg					
AlMg3	F	150	70	70-80	
AlMg5	F	180	100	60-90	
Vysokopevnostní slitiny					
AlCu4Ti	T6	330	220	80-110	
	T64	320	180		
AlCu4MgTi	T4	320	200	80-110	A204
AlCu4TiMgAg	T6	460-510	410-460	100-110	

Tab. 3.4 Přehled hliníkových slitin [16]

V závislosti na druhu a složení slitin se pro zlepšení mechanických vlastností a někdy i chemických odolností používají různá tepelná zpracování hotových odlitků. Mezi takové patří například vytvrzování nebo žíhání kvůli snížení pnutí nebo homogenizaci. Podmínky, za kterých daný materiál dosahuje svých vlastností se podle normy DIN EN 1706 označuje specifickými symboly, v tabulce uvedenými za názvem slitiny.

F - výchozí litý stav

T4 - rozpouštěcí žíhání a vytvrzování za studena

T6 - rozpouštěcí žíhání, rychlé ochlazení a vytvrzování za tepla

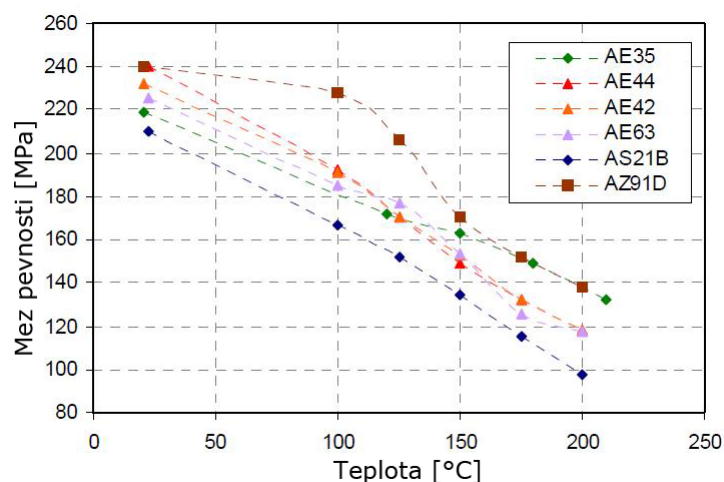
T64 - rozpouštěcí žíhání a vytvrzování za tepla na maximální houževnatost

3.2.4 Slitiny hořčíku

S prosazováním používání hořčíkových slitin jako materiálu pro zavěšení pohonného agregátu začal americký koncern General Motors, který tvrdí, že díly vyrobené z hořčíkové slitiny jsou v průměru o 25 až 45% lehčí než srovnatelné díly vyrobené z hliníkových slitin. Hnací myšlenkou použití tohoto poměrně drahého a na zpracování náročného materiálu je úspora hmotnosti. Výhody hořčíkových slitin kromě jejich mechanických vlastností jsou také vysoká korozivzdornost a vlastnosti tlumící vibrace. Nejběžnější slitinou je AZ91D, její nevýhodou ovšem je poměrně nízká odolnost vůči vysokým teplotám viz. obr. 3.2. Z této slitiny jsou vyráběny GM konzoly uložení pohonného ústrojí například pro vůz Chevrolet Corvette. AZ91D obsahuje 8-10% hliníku a až 1% zinku

slitina	mez pevnosti [MPa]	mez kluzu [MPa]
AS41A	215	140
AM50A	210	125
AM60B	205	115
AZ91D	230	150

Tab. 3.5 Přehled hořčíkových slitin [12]



Obr. 3.2 Vliv teploty na pevnost hořčíkových slitin [12]

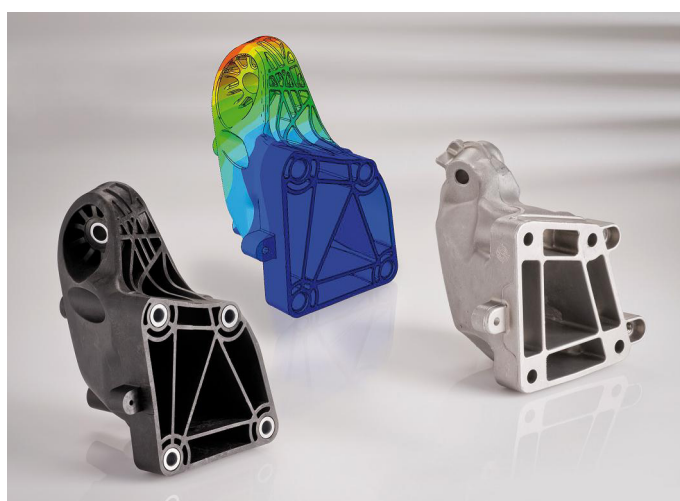
3.2.5 Nekovové materiály

Současným trendem ve strojírenském průmyslu je nahrazování kovových, především ocelových a hliníkových, dílů součástkami z méně konvenčních nekovových materiálů. V automobilovém odvětví tomu není jinak a čím dál tím častěji se využívá uhlíkových vláken, kevlaru a také mnoha umělohmotných sloučenin včetně různých druhů polyamidů. Právě polyamid se ukázal jako vhodný výchozí materiál pro výrobu prvků uložení pohonného ústrojí.

Firma BASF používá pro své polyamidové produkty obchodní označení Ultramid®. Přesné označení materiálu používaného na součásti uložení pohonného ústrojí je Ultramid® A3WG10. Tento materiál byl vyvinut, jako alternativa k prvkům ze slitin hliníku. Aby splňoval požadavky kladené na držáky motoru, převodovky apod., musí být dostatečně tuhý a pevný, aby odolával zátěži a ohybovému namáhání od těžkých agregátů a poskytoval dobré vlastnosti při dynamickém namáhání. Kvůli zlepšení materiálových vlastností je vyztužen skelnými vlákny. Jeho výhodou je velmi dobrá schopnost pohlcovat vibrace. Další výhodou je, že tepelná vodivost Ultramidu je mnohem menší než u slitin hliníku a úspora hmotnosti oproti hliníkovým dílům je cca 30-50%. Naopak nevýhodou tohoto materiálu je nízká teplotní výdrž, kdy se teplota tání pohybuje kolem 280-300°C. Z Ultramidu se donedávna vyráběly pouze konzoly torzních silentbloků eliminující klopný moment motoru, jako má například Opel Insignia. První kdo použil Ultramid na nosný držák byla firma Daimler pro vznětové šestiválce u modernizované verze Mercedesu GL (obr. 3.3). Z obrázku je patrné, že tento materiál vyžaduje trochu odlišné konstrukční zpracování, tloušťka stěn dílů z Ultramidu je výrazně tenčí než u dílů z konvenčních materiálů.

BASF Ultramid® A3WG10	
mez pevnosti v tahu [MPa]	527
mez kluzu [MPa]	180-250
teplota tání [°C]	280-300
hustota [g/cm ³]	1,56

Tab. 3.6 Přehled druhů Ultramidu® [19]



Obr. 3.3 Porovnání konzol vyrobených z Ultramidu a z hliníkové slitiny [25]

3.3 Konstrukce

Konstrukční návrh spočívá ve zhotovení konzol motoru a převodovky a dílů upevňovacích silentblok do karoserie. Kromě pevnostního výpočtu je nutné, aby navrhované díly vyhovovaly prostorovým nárokům zástavby, umožňovaly přístup montážními nástroji a splňovaly požadované odstupy od okolních součástí a případně nebránily v jejich demontáži. Z hlediska konstrukce je důležitá i technologičnost konstrukce, aby její výroba, případně výroba forem byla co nejhospodárnější, zejména počítá-li se s výrobou ve velkých sériích.

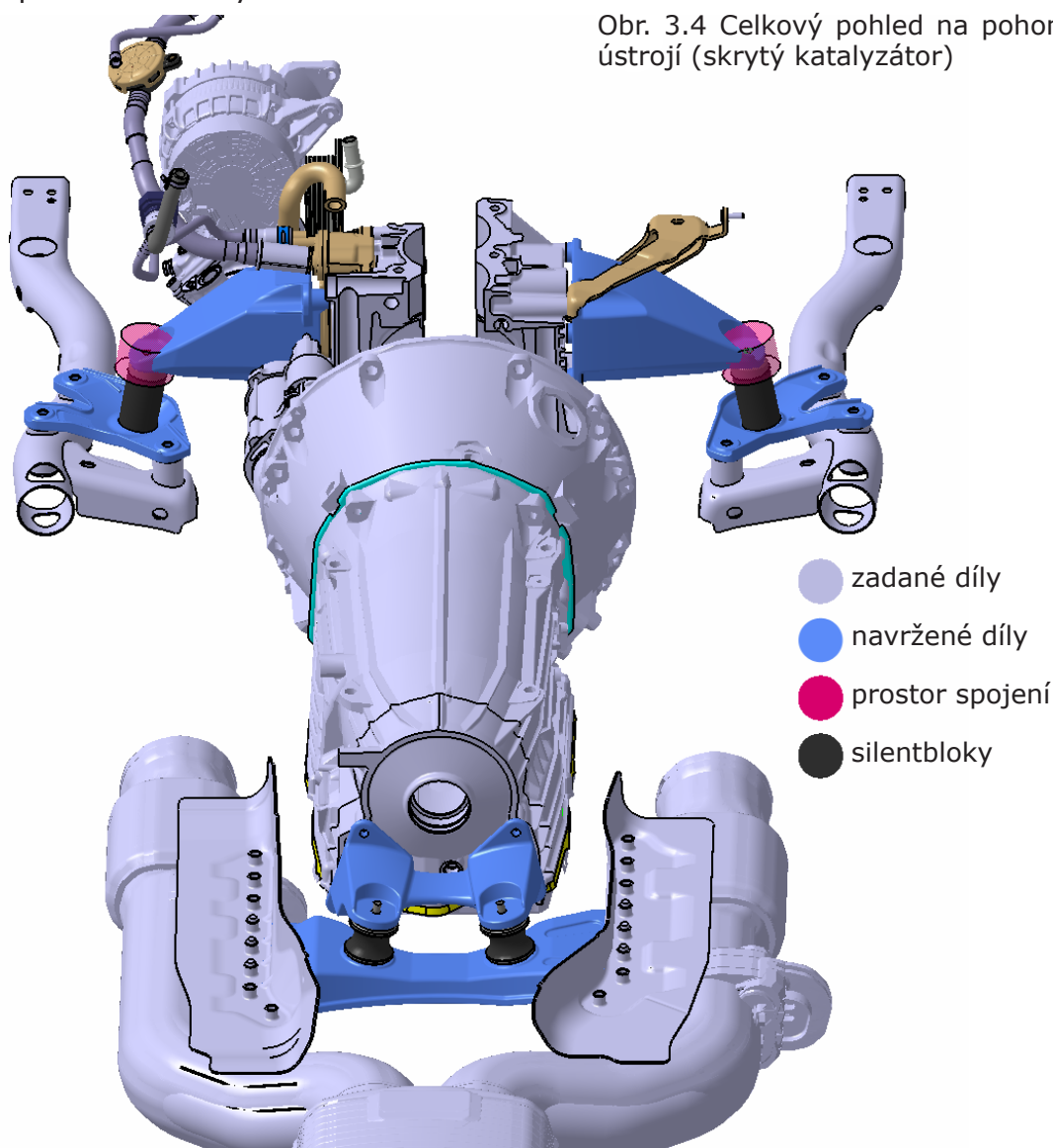
Okrajové podmínky pro konstrukční řešení vlastních konzol:

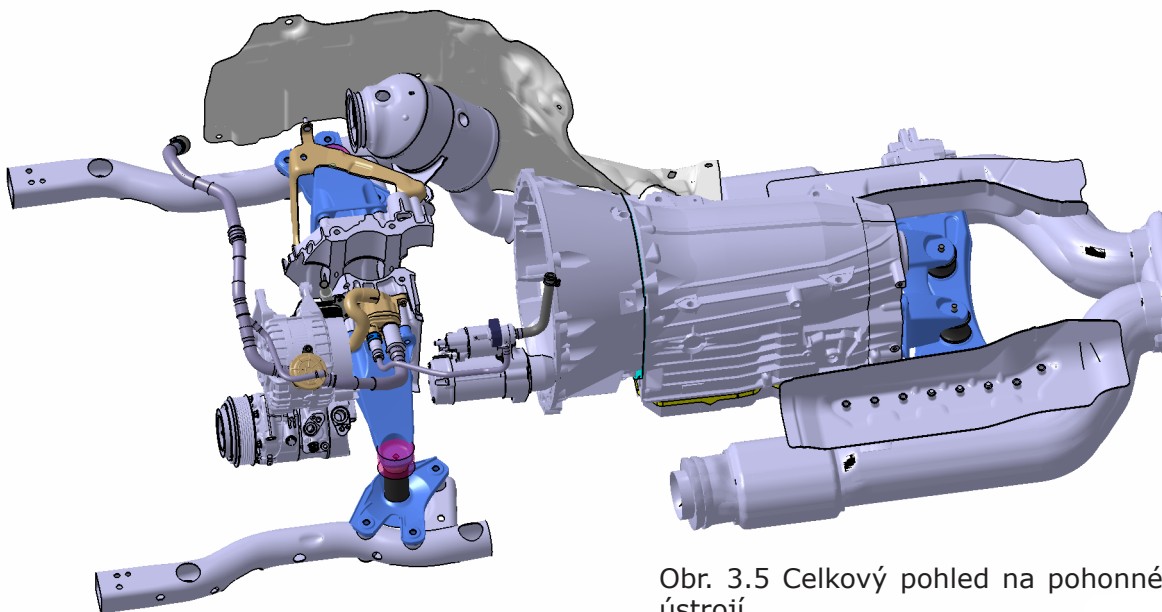
odstup od okolních motorových dílů min. 5mm

odstup od výfukových svodů min. 20mm

odstup od karosářských dílů min. 25mm

Obr. 3.4 Celkový pohled na pohonné ústrojí (skrytý katalyzátor)





Obr. 3.5 Celkový pohled na pohonné ústrojí

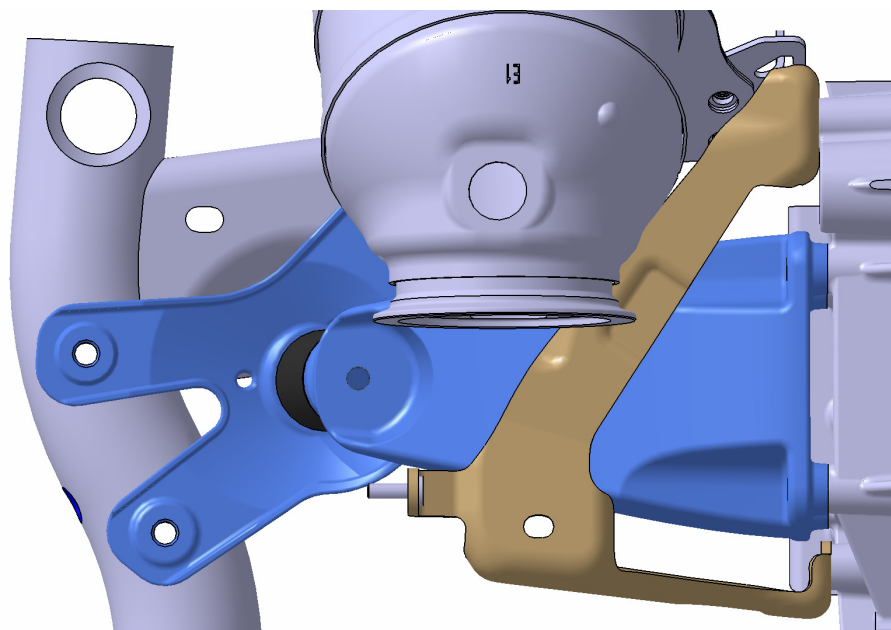
3.3.1 Materiál

Jako výchozí materiál pro návrh součástí byla zvolena hliníková slitina $AlSi7Mg0,6$. Vzhledem k tomu, že všechny díly jsou navrženy jako odlitky, bylo nutné, aby tomu vyhovovala i vybraná slitina. Obecné výhody hliníkových slitin jsou popsány v kapitole 3.2. I v případě tohoto zadání jsou jejich vlastnosti vyhovující. Ovšem, kvůli značné mechanické zátěži, je potřeba vybírat ušlechtlejší vysokopevnostní slitiny.

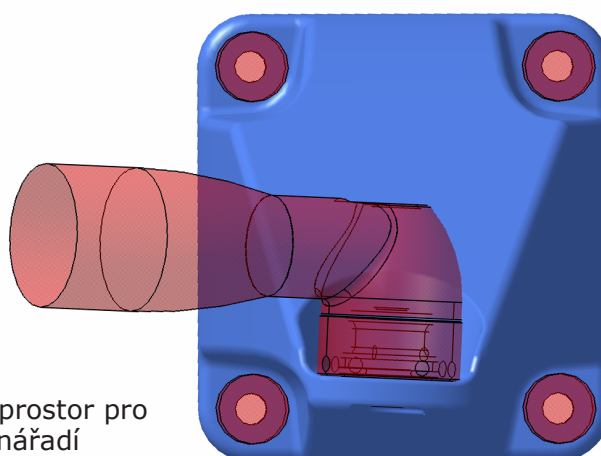
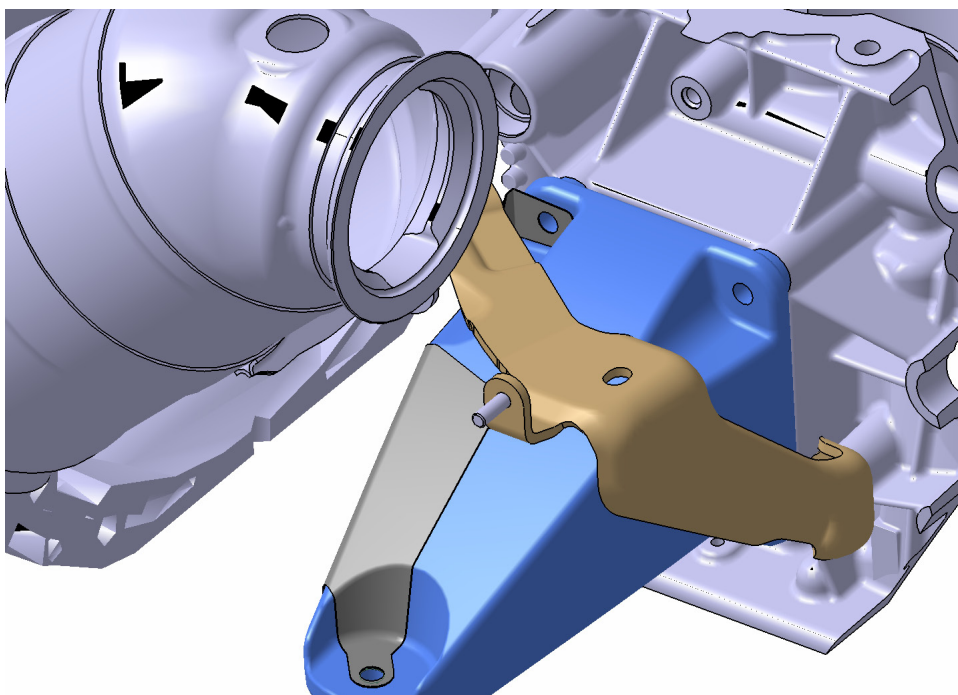
3.3.2 Pravá přední konzola

Na první pohled jsou si obě přední konzoly podobné. Pravá konzola je z konstrukčního hlediska trochu jednodušší a současně i méně zatížená než levá. Kromě nutnosti dodržet zde požadované vzdálenosti od okolních dílů a prostory pro montážní nářadí nejen konzol, ale také okolních dílů bylo zapotřebí brát v úvahu vzdálenost úchyty turbodmychadla, respektive vzdálenost přípojných míst obou dílů. Další okrajovou podmínkou je umístění katalyzátoru výfukových plynů v blízkosti konzoly. Zde je určité nebezpečí ovlivnění materiálových vlastností hliníkové slitiny sálavým teplem z rozpáleného katalyzátoru. Ačkoliv se katalyzátor nenachází v bezprostřední blízkosti konzoly, jeho teplota může dosahovat vysokých hodnot kolem $800^{\circ}C$. Nabízí se tedy varianta použití krycího plechu, který by sálavé teplo částečně odstínil. Součástí zadání byl také vymezen prostor pro kontakt konzoly a silentbloku (červená válcová plocha). Tloušťka stěn konzoly je převážně 4,5mm, v exponovaných a připevňovacích místech více. Z technologického hlediska by mělo být možné konzolu odlít do dvoudílné formy. Výsledná hmotnost činí cca 0,83kg.

Obr. 3.6 (vpravo)
Detail uložení,
odstup konzoly od
bloku motoru a
úchyty turbodmy-
chadla



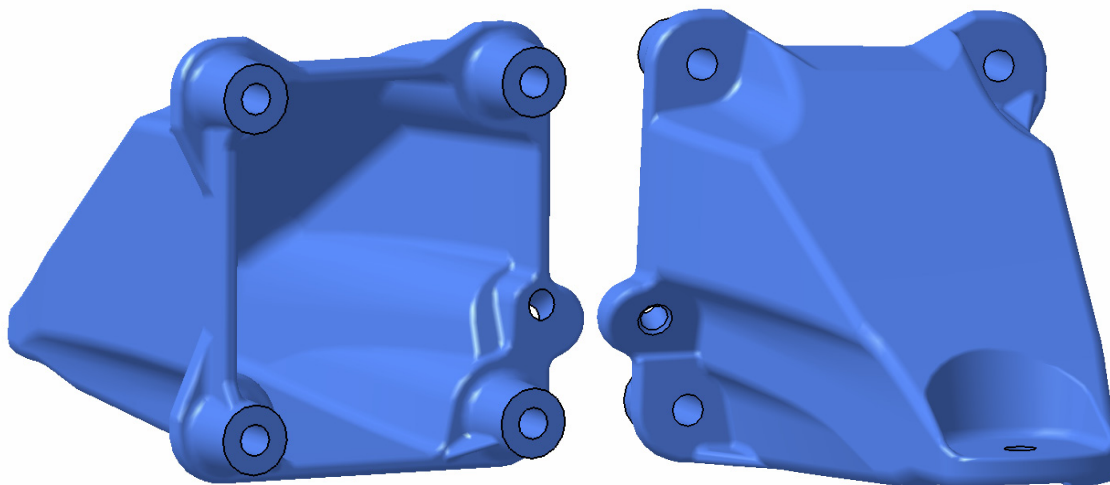
Obr. 3.7 (dole)
Detail uložení,
možnost uchycení
krycího plechu



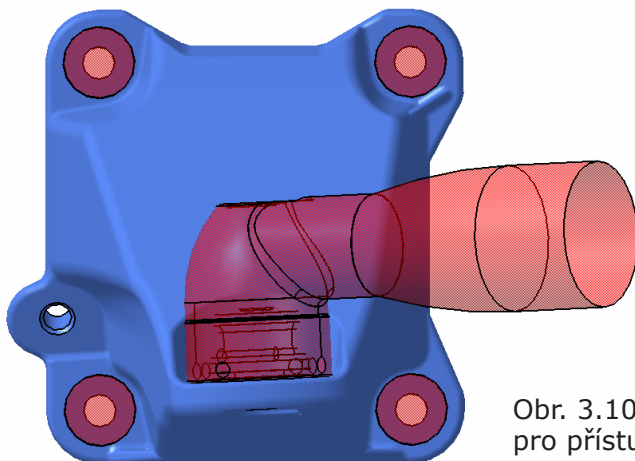
Obr. 3.8 Vyznačení prostor pro
přístup monážního nářadí

3.3.3 Levá přední konzola

Řešení levé konzoly je z hlediska zástavby komplikovanější. V její těsné blízkosti se nachází kompresor klimatizace, který má současně na konzole jeden úchytný bod. Konzolu tedy bylo nutné doplnit o upevňovací oko. Konstrukci rovněž ovlivňuje přítomnost odlučovače oleje, který se nachází mezi konzolou a blokem motoru v těsné blízkosti připojovacích otvorů konzoly. Z pevnostního hlediska a kvůli prostorovému omezení bylo tedy nutné konzolu vysunout před odlučovač na poměrně dlouhých nátrubkách, aby vznikl potřebný prostor a konstrukce konzoly nebyla oslabena. Nátrubky jsou vzhledem ke zbytku odlitku poměrně masivní a tudíž hrozí riziko nerovnoměrného chladnutí, proto jsou v místech, kde to bylo prostorově možné, doplněny podpůrnými žebry. Další okrajovou podmínkou je prostor pro manipulaci se spouštěčem motoru, který musí být možné demontovat bez nutnosti demontáže konzol. Z tohoto důvodu je konzola z patřičné strany opatřena vybráním. I v tomto případě bylo požadavkem dodržet místo kontaktu konzoly se silentblokem. Tloušťka stěn konzoly činí 5mm a hmotnost zhruba 0,85kg. Z technologického hlediska by opět měla jít odlít do dvoudílné formy.

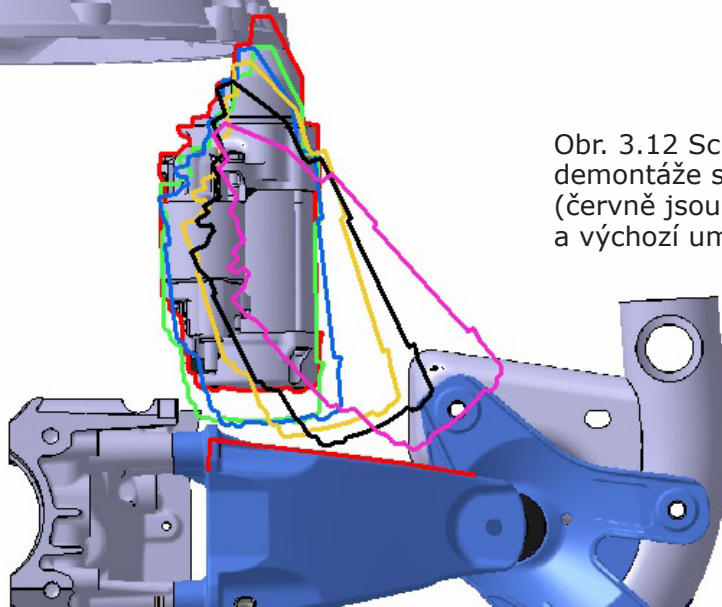
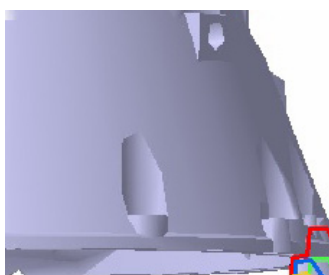
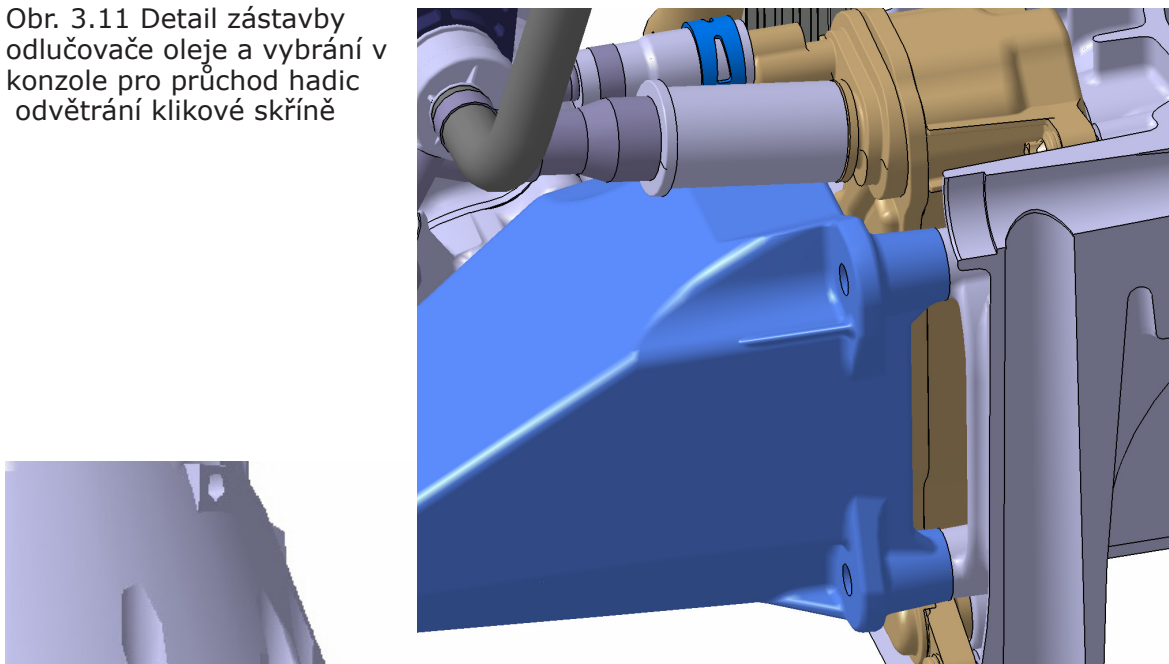


Obr. 3.9 Konstrukční řešení konzoly



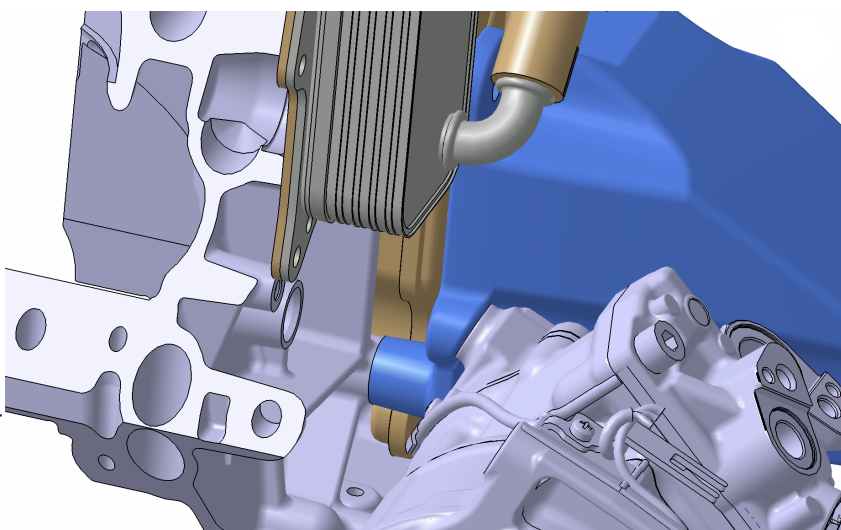
Obr. 3.10 Vyznačení prostor pro přístup monážního nářadí

Obr. 3.11 Detail zástavby odlučovače oleje a vybrání v konzole pro průchod hadic odvětrání klikové skříně



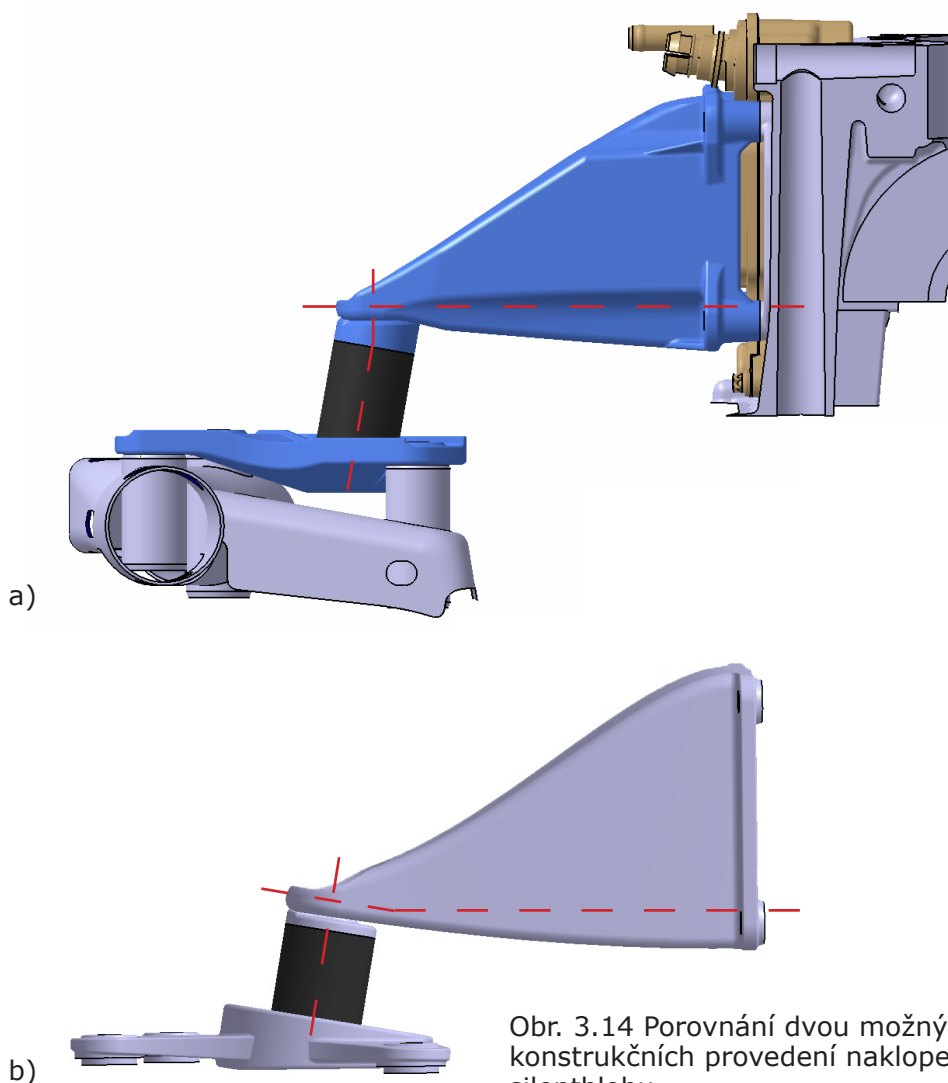
Obr. 3.12 Schematické znázornění demontáže spouštěče (červně jsou znázorněny obrys konzoly a výchozí umístění spouštěče)

Obr. 3.13 Detail uchytní kompresoru klimatizace, oko konzoly je opatřeno závitem



3.3.4 Naklopení silentbloků

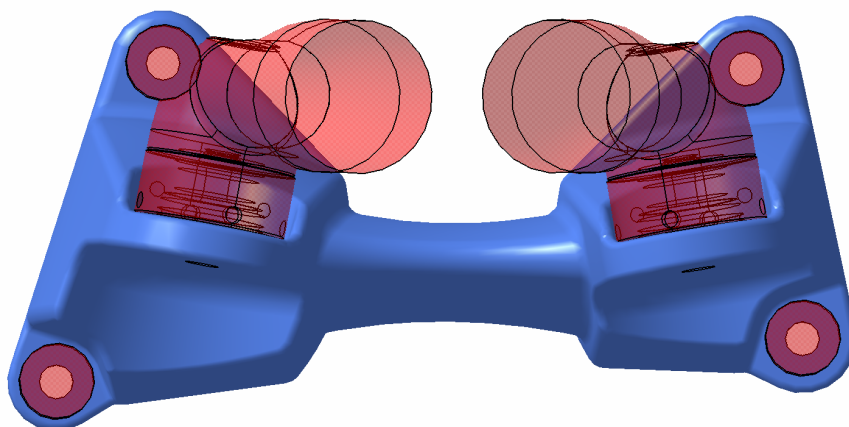
Z důvodů popsaných v předešlých kapitolách se silentbloky uložení montují naklopené vůči podélné ose. Naklopení je patrné i ze zadaných vymezených prostorů pro kontakt silentbloku a konzoly. V rámci práce bylo dodrženo naznačené naklopení a u obou předních silentbloků činí 10° . Z obr. 3.14b je zřejmé, že naklonění lze dosáhnout zalomením podélné osy konzoly. Toto řešení vede k jednodušší konstrukci silentbloku a především, vychází-li se z použití katalogových silentbloků, tak mnohdy ani jiné zvolit nelze. Z technologického hlediska výroby konzol je výhodnější ponechat podélnou osu konzoly přímou a zalomit svislou osu silentbloku (obr. 3.14a). V souvislosti s tímto bylo v této práci umožněno navrhnout konzoly tak, aby bylo možné je vyrobit ve dvoudílné formě. Parametry a vlastnosti pryžových bloků jsou sice převzaty z katalogových údajů, ale připojovací příruby jsou zde díky zadané zástavbě řešeny zvlášť.



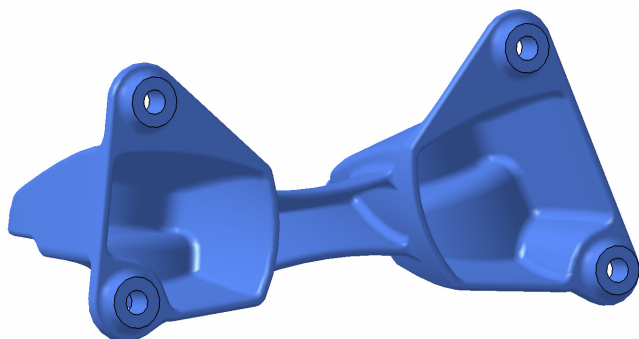
Obr. 3.14 Porovnání dvou možných konstrukčních provedení naklopení silentbloku

3.3.5 Zadní konzola

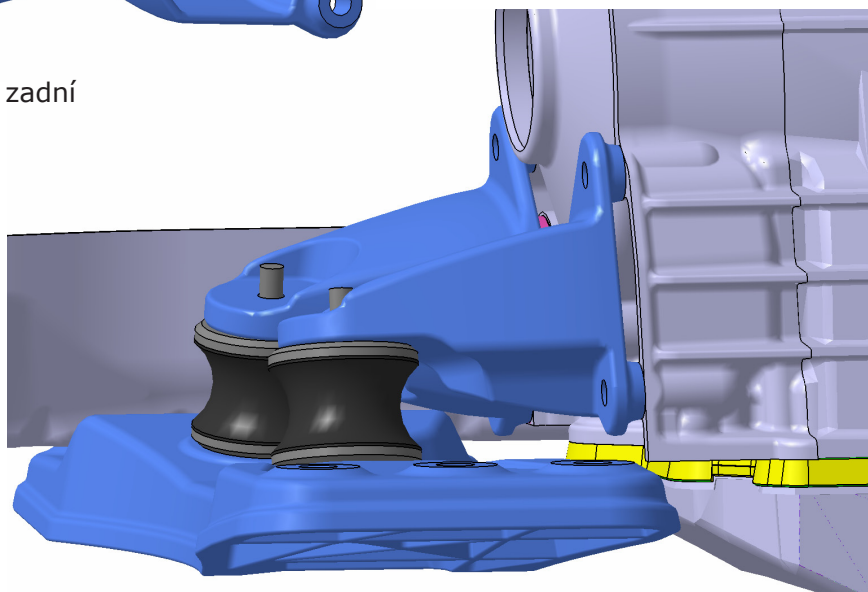
Pro zadní konzolu byla zvolena koncepce se dvěma silentbloky, která je častější. Poslední dobou se sice stále častěji dva menší silentbloky nahrazují jedním větším, ale při použití konvenčních silentbloků se zvolená možnost jeví jako vhodnější. Současně i rozložení připojovacích otvorů spíše nasvědčuje širšímu uložení. Zadní konzole je tedy tvarově nejsložitější odlitek. Skládá se v podstatě ze dvou spojených konzol, natočených vůči podélné ose o deset stupňů. Rozměrově je oproti ostatním konzolám menší a nejméně zatížená, její hmotnost činí zhruba 0,65kg. Převážná tloušťka stěn je 4mm. Složitost konstrukce této konzoly neumožňuje výrobu ze dvoudílné formy.



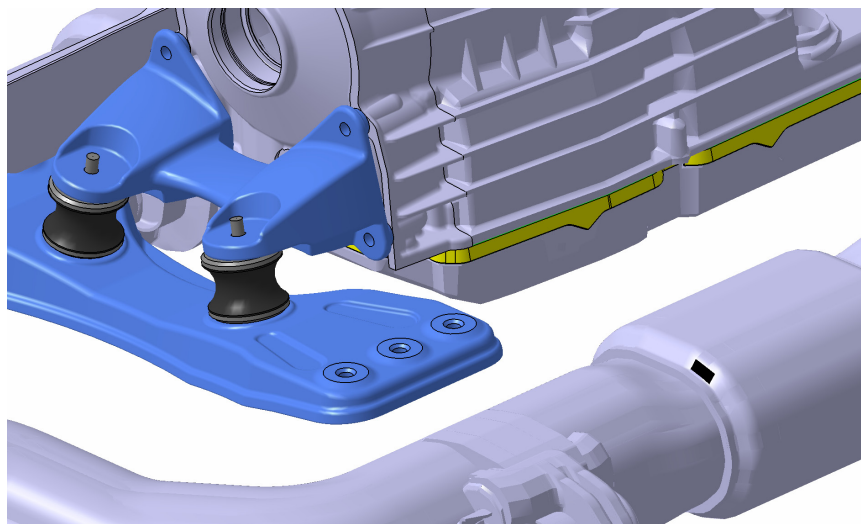
Obr. 3.15 Vyznačení prostor pro přístup monážního nářadí



Obr. 3.16 Konstrukce zadní konzoly



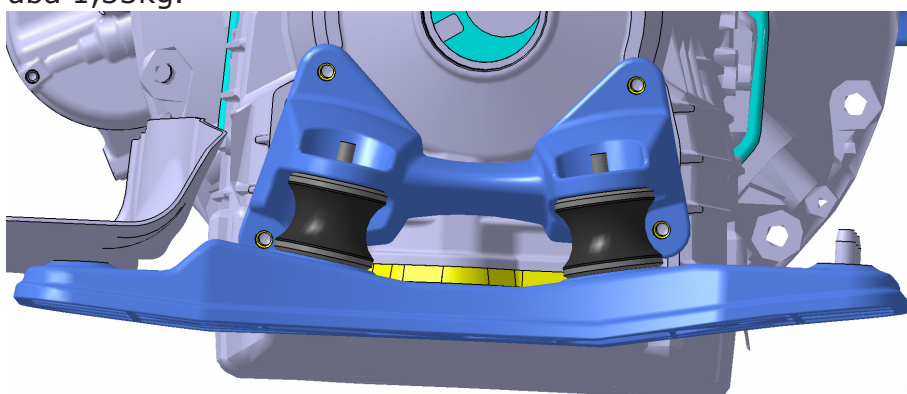
Obr. 3.17 Pohled s namontovanými silentbloky; odstup konzoly od skříně převodovky



Obr. 3.18 Pohled na zadní část uložení ústrojí; odstup od výfuku

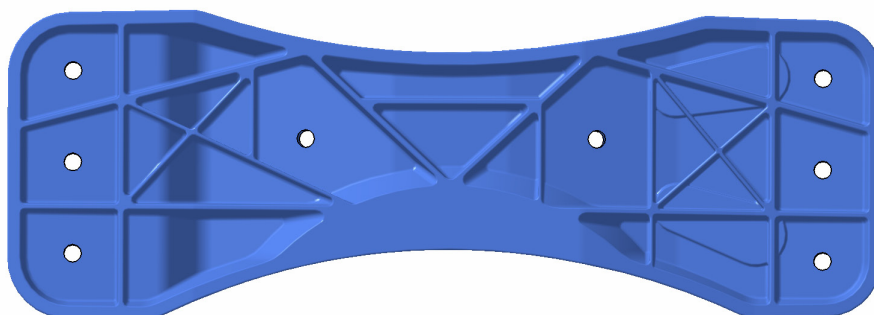
3.3.6 Příčná konzola

Součást spojující podélné nosníky karoserie, ke které je přes silentbloky a zadní konzolu připevněna převodovka. Do karoserie je šroubována prostřednictvím šesti šroubů. Stejně jako všechny předešlé součásti se jedná o odlitek z dvoudílné formy. Vzhledem k plošnému charakteru součásti je pro zvýšení tuhosti ze spodní strany vyztužena soustavou žeber. základní tloušťka stěn činí 4mm, tloušťka žeber 2 – 3mm. Celková hmotnost příčné konzoly vychází zhruba 1,33kg.



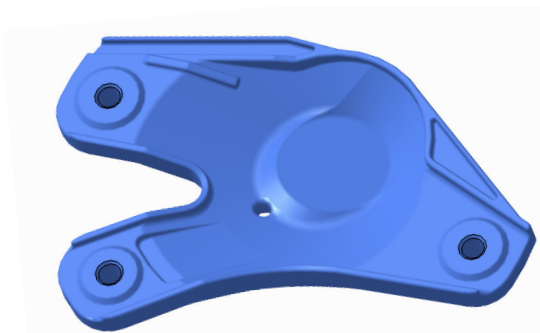
Obr. 3.19 (nahore) Uložení příčné konzoly do karoserie

Obr. 3.20 (dole) Žebrování spodní strany příčné konzoly

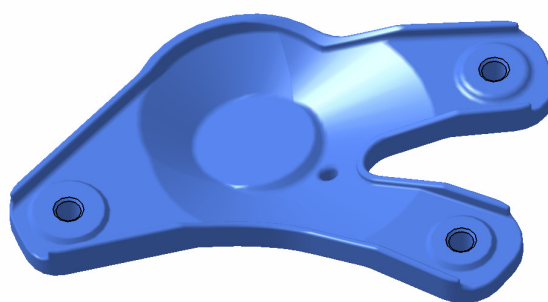


3.3.7 Připojovací díly předních silentbloků (příruby)

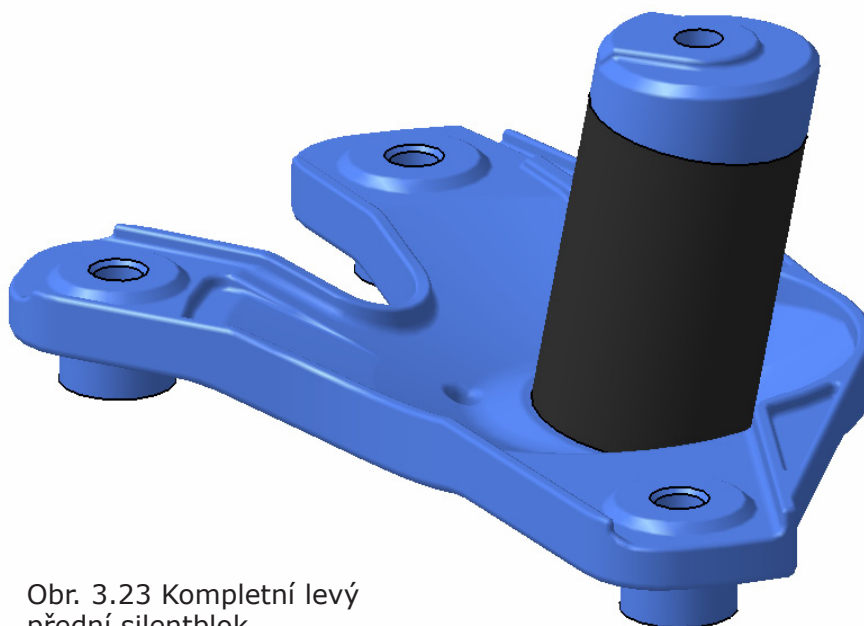
Prostřednictvím těchto součástí se pohonné ústrojí upevňuje do karoserie. V zadání je požadováno, aby spojení agregátu s karoserií v přední části bylo dvoudílné, tedy složené z konzoly a silentbloku. Z toho důvodu je uvažováno, že pryžové bloky jsou ze spodní strany přímo vulkanyzovány na tvarově poměrně složitou přírubu, jejíž tvar je ovlivněn připojovacími body v podélných nosících karoserie. Do karoserie se kompletní silentblok upevňuje pomocí tří šroubů. Pravý a levý díl jsou z konstrukčního hlediska téměř totožné, levý odlitek je vzhledem ke vyššímu zatížení více vyztužen. Miskovitý tvar odlitků by uvnitř zadržoval vlhkost a nečistoty, proto je opatřen odvodňovacím otvorem. Jedná se o docela mechanicky exponované součásti, a proto je jejich konstrukce poměrně masivní. Hmotnost činí zhruba 0,45kg pro levý, respektive 0,43kg pro pravý díl. Tloušťka stěn se pohybuje mezi 8 až 10mm. Horní příruba je opatřena nálitkem, aby byla zajištěna správná poloha silentbloku při montáži.



Obr. 3.21 Příruba levého předního silentbloku



Obr. 3.22 Příruba pravého předního silentbloku



Obr. 3.23 Kompletní levý přední silentblok

3.4 Pevnostní analýza

Předpokladem navržených součástí je, aby plnily svou funkci. Tento předpoklad se ověří pevnostní analýzou provedenou metodou MKP. Požadavky zadavatele byly zatížit konzoly silou 5G, simulující setrvačné účinky pohonného agregátu popsané v kapitole 3. Síly o této velikosti jsou umístěny v těžišti pohonného agregátu ve směrech tří základních souřadných os x , y , z . Při hmotnosti pohonného ústrojí 225kg je velikost této síly 11 036N. Dále je do každé konzoly v místě jejího kontaktu se silentblokem zavedena svislá síla o velikosti 12kN a vodorovná síla v podélném směru o velikosti rovněž 12kN. Tyto síly vycházejí ze zkušeností a výzkumu provedeného zadavatelem a jsou standardem jeho metodiky zatěžování. V rámci těchto sil by měly být zahrnuty i setrvačné účinky pohybu klikového mechanismu a účinky točivého momentu motoru.

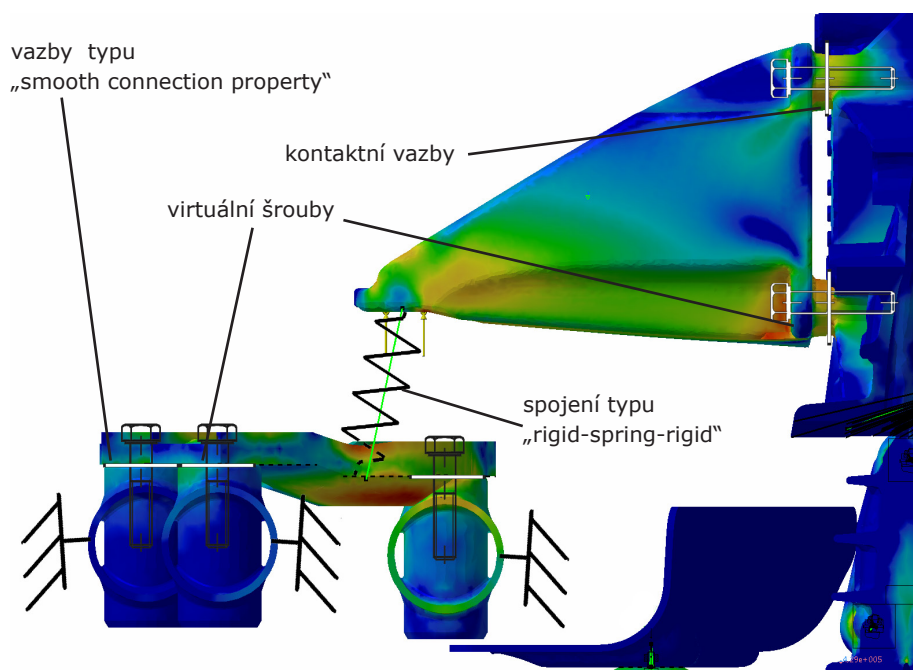
V pevnostním výpočtu je také zohledněno předpětí šroubů upevňujících konzoly k pohonnému ústrojí a k nosníkům karoserie. Velikost šroubů M8 vychází ze zadaných podkladů. Byly zvoleny šrouby v pevnostní třídě 10.9 podle ČSN EN ISO 898-1, tedy s mezí kluzu 900MPa. Síla předpětí se ve šroubu vytváří na základě utahovacího momentu, který je pro zvolený šroub maximální přípustný 37Nm. Takový utahovací moment vyvolá ve šroubu za předpokladu koeficientu tření 0,15 (nenamazaný závit) sílu předpětí 24,2kN. Na základě tohoto rozboru byla pro výpočet nastavena síla předpětí 24kN.

K pevnostnímu výpočtu, který slouží spíše jako orientační, než jako přesná MKP analýza, byl použit po dohodě se zadavatelem výpočetní modul softwaru Catia V5. Výsledná napětí jsou redukována podle hypotézy von Mises (HMH).

3.4.1 Skladba výpočtového modelu

- Výpočetní model je složen ze všech navrhovaných dílů, kterým je přiřazen zvolený materiál.
- Pružné pryžové součásti byly nahrazeny virtuálními tělesy s odpovídající tuhostí, s navrhovanými díly uložení jsou spojeny tuhou vazbou. (Realizace je provedena virtuálním poddajným nosníkem s tuhými konci: „rigid-spring-rigid“)
- Vazby mezi konzolami a blokem motoru, respektive převodovkou jsou prováděny pomocí kontaktních vazeb „contact connection property“.
- Vazby s karoserií jsou provedeny pomocí vazby „Smooth connection property“, z důvodu tvarových rozdílů kontaktních ploch, ve kterých při použití vazby „contact connection property“ vznikaly nereálné napěťové špičky v jednotlivých uzlech elementů.

- Šroubové spoje jsou definovány pomocí přednastaveného nástroje v softwaru
- Pohonné ústrojí je modelováno pomocí výřezů částí bloku motoru a převodovky spojenými tuhou vazbou s bodem, ve kterém se nachází těžiště.
- Připevňovací nosníky karoserie jsou vetknuty do prostoru
- Konečněprvková síť je tvořena lineárními elementy čtyřstěnového (tetrahedrického) tvaru, délka hrany elementu konzol byla zvolena 2mm.
- Volbou takové sítě vycházejí alespoň dva elementy na tloušťku stěn navrhovaných dílů. Vzhledem k podobnému charakteru a srovnatelné velikosti všech konzol je tato velikost elementu zachována u všech navrhovaných konzol a příčky. Příruby pro silentbloky mají zvoleny elementy o velikosti 3mm, neboť tloušťka jejich stěn je větší než u konzol. V kritických místech je síť zjemněna,



Obr. 3.24 Okrajové podmínky

3.4.2 Postup

Po nastavení okrajových podmínek byly provedeny výpočty ve čtyřech zátěžných stavech. Prvním je zatížení předepsanými 12kN v místech kontaktu silentbloku s konzolou a zatížení simulovanou setrvačnou silou 5G do směrů os x , y , z současně. Jedná se tedy o simulaci největší teoretické zátěže. Zbylé tři zátěžné stavy opět zahrnují zatížení předepsanými 12kN a dále pak 5G do každé z os x , y , z samostatně pro simulaci maximálního přetížení v daném směru. Síly předepnutí šroubů jsou uvažovány ve všech případech. Na následujících obrázcích jsou zaváděné síly zakresleny červeně.

3.4.3 Výsledky

Výsledky jsou nejvíce patrné z uvedených obrázků. Prioritními součástmi konstrukčního zadání jsou konzoly. Cílem pevnostní analýzy tedy bylo ověřit především funkčnost konzol (jak vychází i ze zadání). Silentbloky pro účely této práce slouží především jako podklad pro výpočet vibroizolace. I tak byla při konstrukci přírub silentbloků vynaložena snaha o jejich maximální funkčnost, aby byla dosažena funkčnost navrženého uložení jako celku. Ve všech zátěžných stavech jsou nejvíce namáhány právě příruby silentbloků.

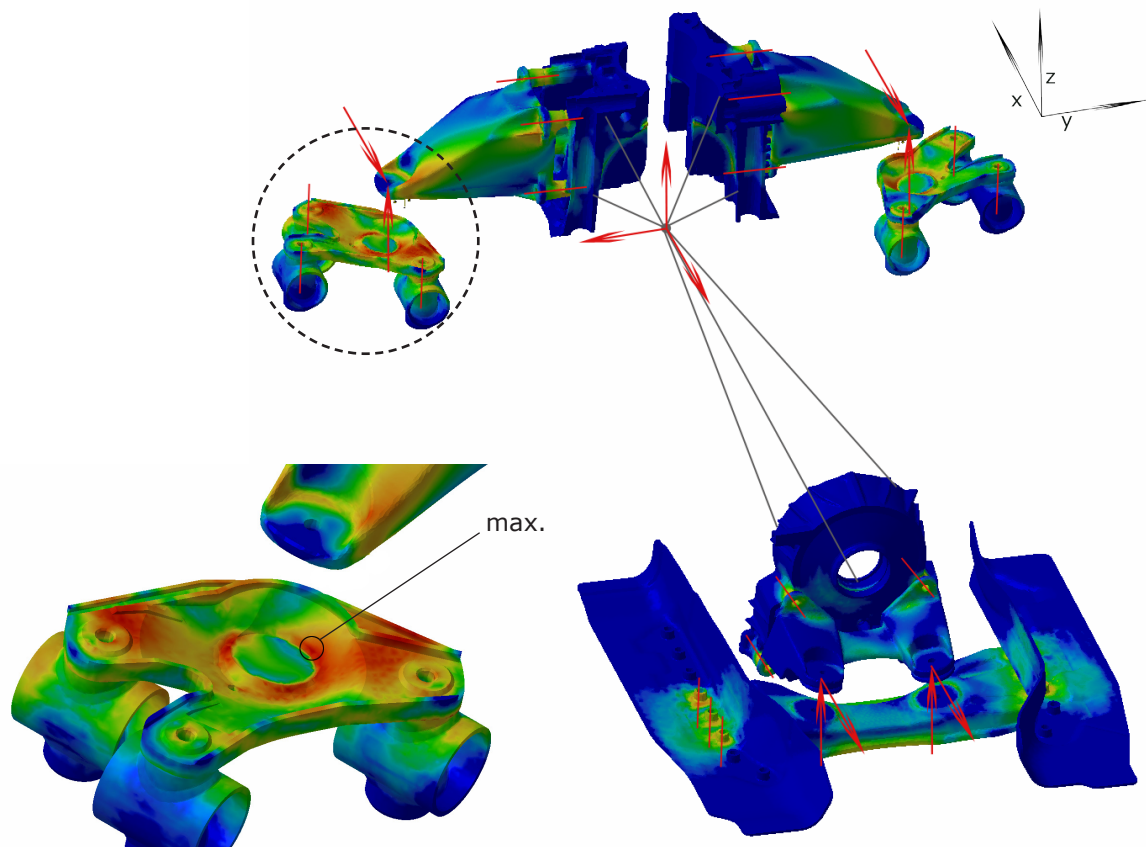
Výpočet zahrnuje několik těles s množstvím vazeb a silových účinků. Tím do jisté míry dochází k ovlivnění výsledků výpočtu, například i vlivem toho, že aváděné síly jsou v blízkosti vazeb mezi tělesy a dochází tak ke koncentraci napětí v jednotlivých uzlech poblíž těchto vazeb. Ke koncentracím také dochází v hranách a radiusech v blízkosti šroubových spojů.

Pro účely pevnostní analýzy nejsou zcela zobrazeny hrany přírub silentbloků. Neboť po dokončení zaoblení všech hran na zmíněných dílech se v blízkosti vazby napojení silentbloku vytvořily nereálné špičky napětí v jednotlivých uzlech nejspíše z důvodu deformace sítě, respektive tvaru elementů (která se projevila i při změně jejich velikosti). Tímto bylo možná dosaženo určitých limitů výpočetního modulu programu, který je primárně určen pro konstrukci a neumožňuje pokročilejší nastavení síťování, provádění pevnostních MKP výpočtů je v něm spíše orientační.

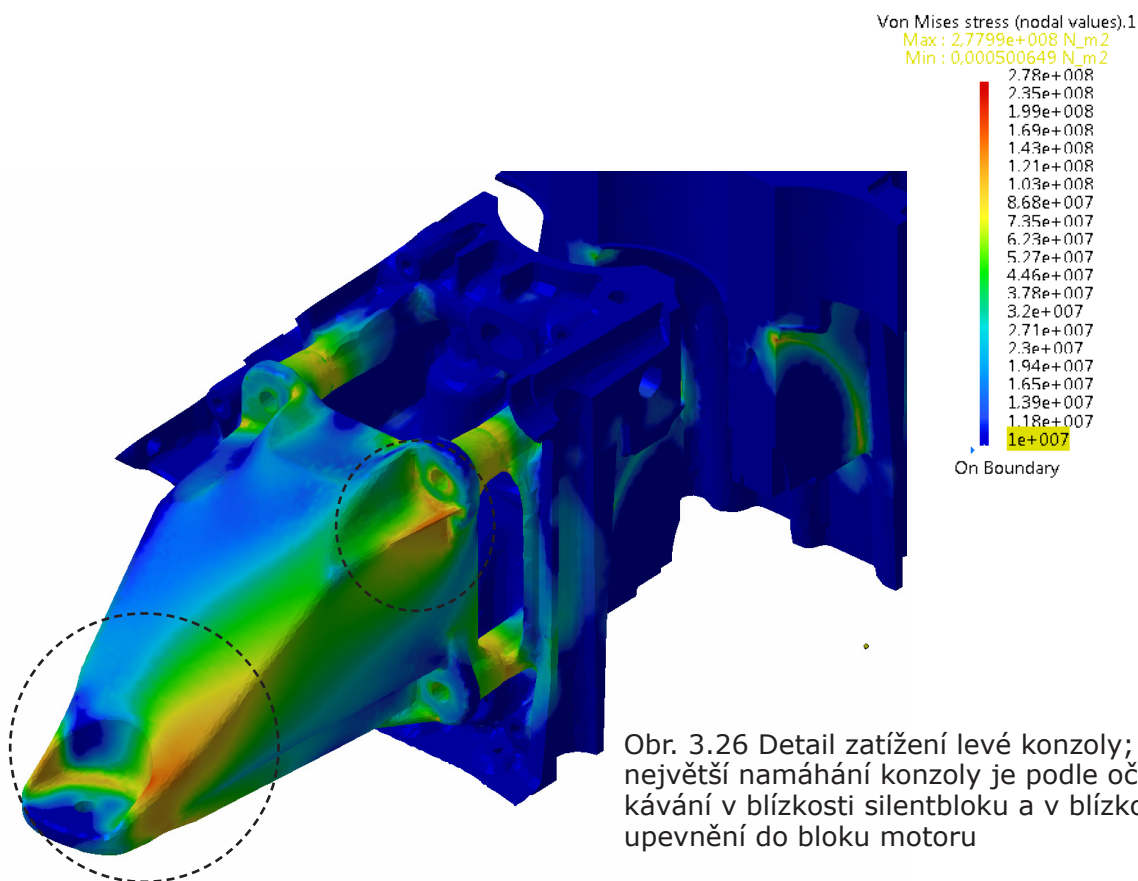
Výsledky jsou vynášeny na stupnici s logaritmickým měřítkem. Minimální zobrazovaná hodnota stupnice je 10MPa.

Maximální zatížení

Navrhované díly jsou nejvíce zatíženy v případě působení setrvačných sil ve směrech $-x, -y, z$ základního souřadnicového systému současně. V každém směru $-x, -y, z$ byl zaveden vektor síly o velikosti 5G. Největší napětí v tomto zátěžném stavu je 278MPa. V místě zvýrazněném na obr. 3.25. Příruby předních silentbloků jsou, jak již bylo zmíněno nejvíce exponovanými součástmi. Napětí na předních konzolách je celkově nižší, maximálně dosahuje v okolí tuhé vazby silentbloku (obdobně jako na obr. 3.30) zhruba 262MPa. Celkově jeho průběh na konzolách vychází podle očekávání. Nejvíce namáhané oblasti jsou v okolí napojení na blok motoru a z druhé strany v okolí napojení na silentblok. Zadní konzola je ve všech režimech zatěžování namáhána nejméně. Namáhání se přes tuto konzolu přenáší do příčné konzoly, kde je zachyceno soustavou žeber, v tomto režimu vychází největší napětí na příčce asi 150MPa. Napěťová maxima vycházejí v blízkosti upevňovacích šroubů.



Obr. 3.25 Pohled na konfiguraci maximálního zatížení sestavy



Obr. 3.26 Detail zatížení levé konzoly; největší namáhání konzoly je podle očekávání v blízkosti silentbloku a v blízkosti upevnění do bloku motoru

Vertikální zatížení

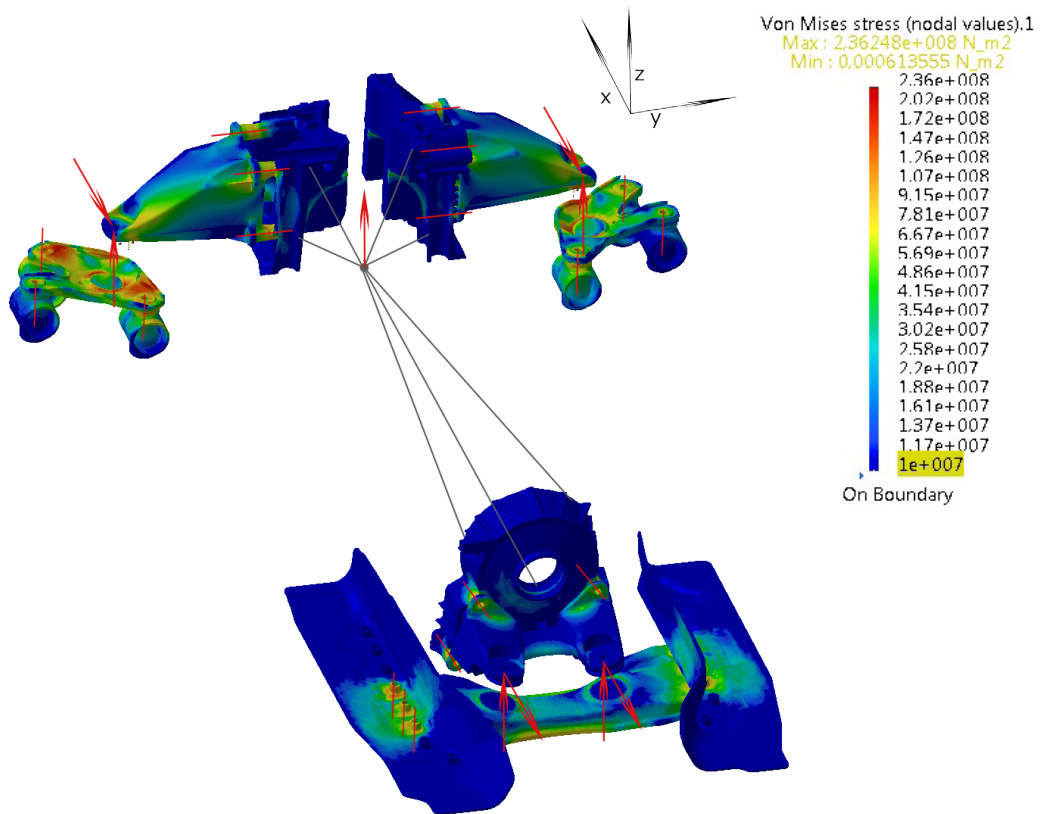
V tomto zátěžném stavu je vedle smluvních zatížení 12kN a předpětí šroubů zavedena do těžiště ústrojí samostatně vertikální síla velikosti +5/-6G. V záporném směru se k zatížení přičítá i samotná tíha agregátu. V tomto režimu je horší variantou kladné zatížení. Při něm je dosaženo maxima kolem 240MPa v místě radiusu na přírubě levého předního silentbloku. Na konzolách je maximální napětí asi 160MPa dosaženo ve stejných místech jako při zatížení všemi setrvačnými účinky najednou. 160MPa je maximální napětí také na příčné konzole. Celkově je průběh napětí podobný jako při zatěžovacím režimu popsaném v odstavci výše. Dominantním zatížením tedy je smluvené napětí 12kN. Při zatížení silou -6G je maximum koncentrováno do zkosení kotvící díry v bloku motoru, vzniklé zřejmě v důsledku kombinace namáhání a zavedení okrajové podmínky kontaktní vazby. Z celkového pohledu (obr. 3.28) je zřejmé, že v tomto režimu se zatěžovací síly částečně odečtou a výsledné napětí na součástkách je menší, maxima 177MPa dosahuje na levé přírubě opět v místech blízkosti vazby silentbloku.

Podélné zatížení

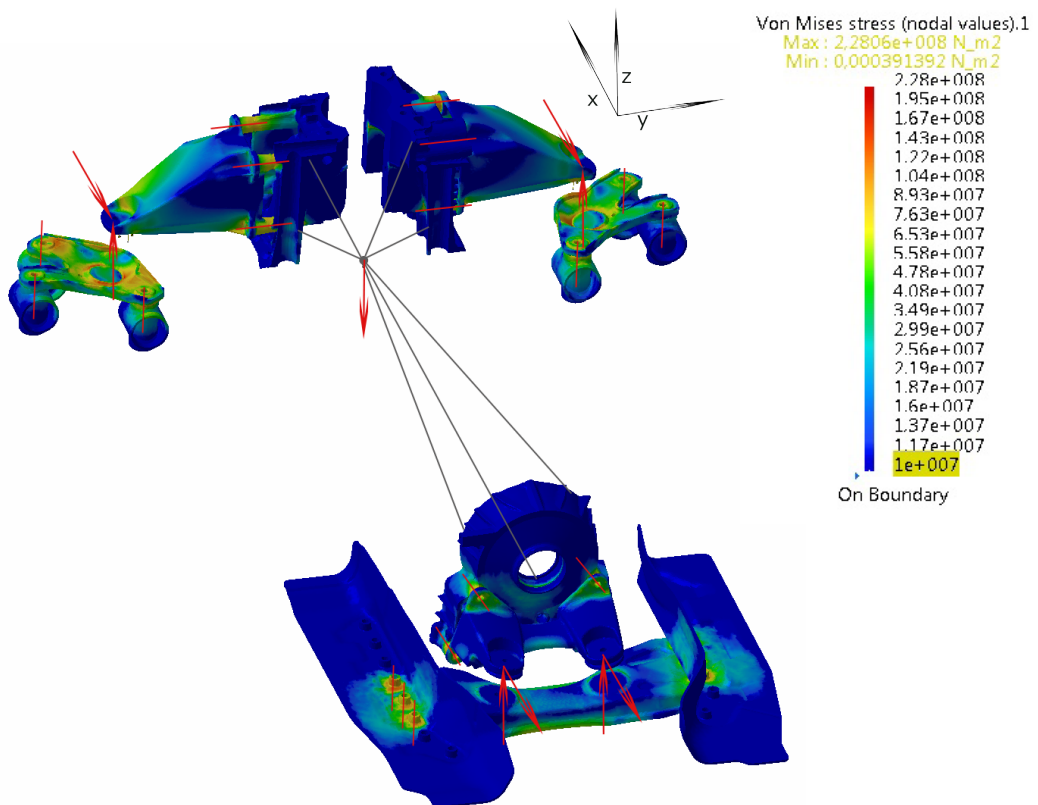
Uvažováno je především zatížení setrvačnou silou ve směru jízdy, které simuluje brzdění, v případě velikosti zavedené síly menší náraz. Maximální napětí zde dosahuje hodnoty 207MPa v pravé přírubě předního silentbloku v radiusu dosednutí příruby do uložení v karoserii. Nejvyšší hodnoty na konzolách jsou v tomto režimu 120MPa na levé a 103MPa na pravé, opět v okolí silentbloku. Maximální hodnoty napětí na příčné konzole dosahují 147MPa. Při zavedení setrvačné síly v protisměru jízdy vozidla je maximum 249MPa v pravé přírubě v okolí vazby silentbloku. Největší hodnoty napětí na konzolách jsou 213MPa na levé, respektive 200MPa na pravé.

Příčné zatížení

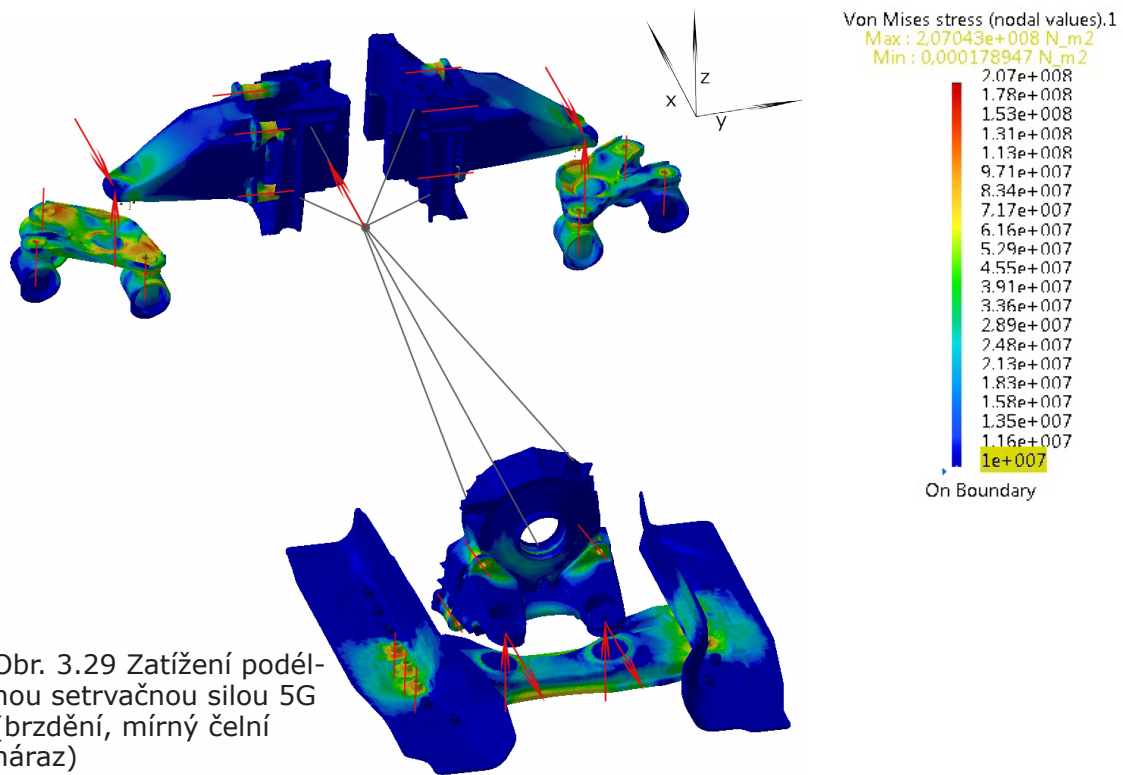
Při působení setrvačné síly vlevo ve směru jízdy dosahuje nejvyšší napětí 220MPa ve stejném místě jako při zatížení podélnou silou ve směru jízdy. Maxima na konzolách jsou 192MPa/levá a 183MPa/pravá. Na příčné konzole bylo zjištěno nejvyšší napětí cca 140MPa. Zavedením síly doprava ve směru jízdy vznikne maximum opět ve zkosení kotvící díry v levé konzole 209MPa, téměř stejné hodnoty však dosahuje napětí na pravé konzole, 207MPa, ve stejném místě jako ve všech ostatních případech. Levá konzola je zatížena méně, zhruba 184MPa. Na různém namáhání při změně smyslu zavedené síly je vidět, že se projevuje mírná nesymetrie uložení.



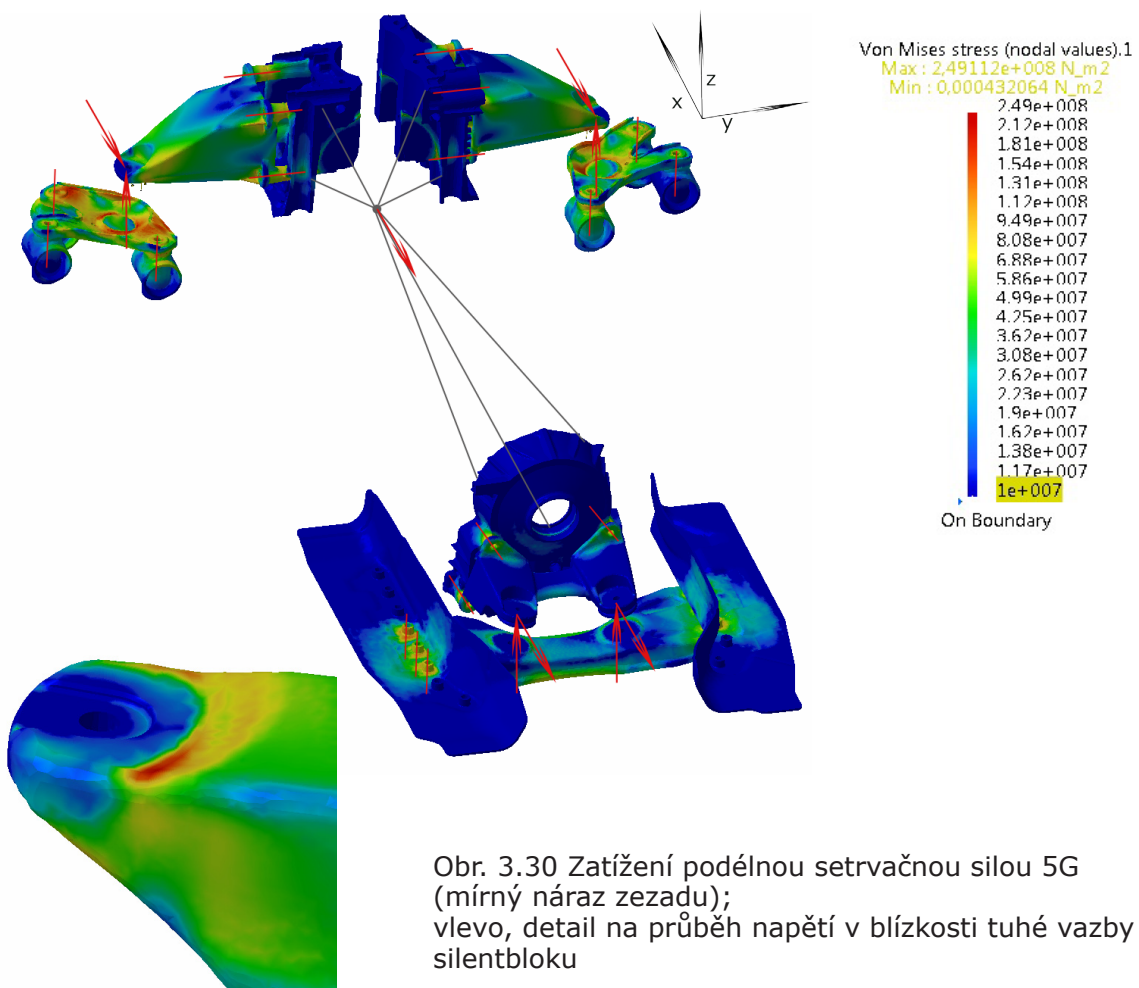
Obr. 3.27 Zatížení svislou setrvačnou silou 5G



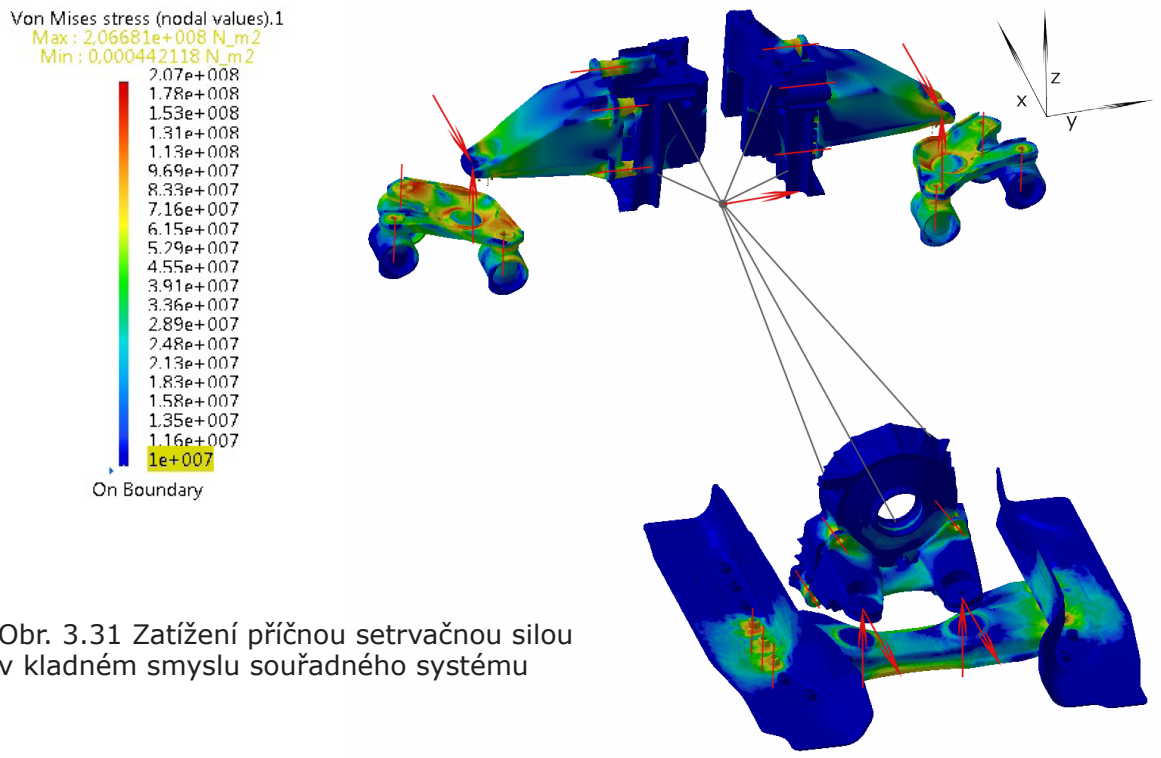
Obr. 3.28 Zatížení svislou setrvačnou silou 6G



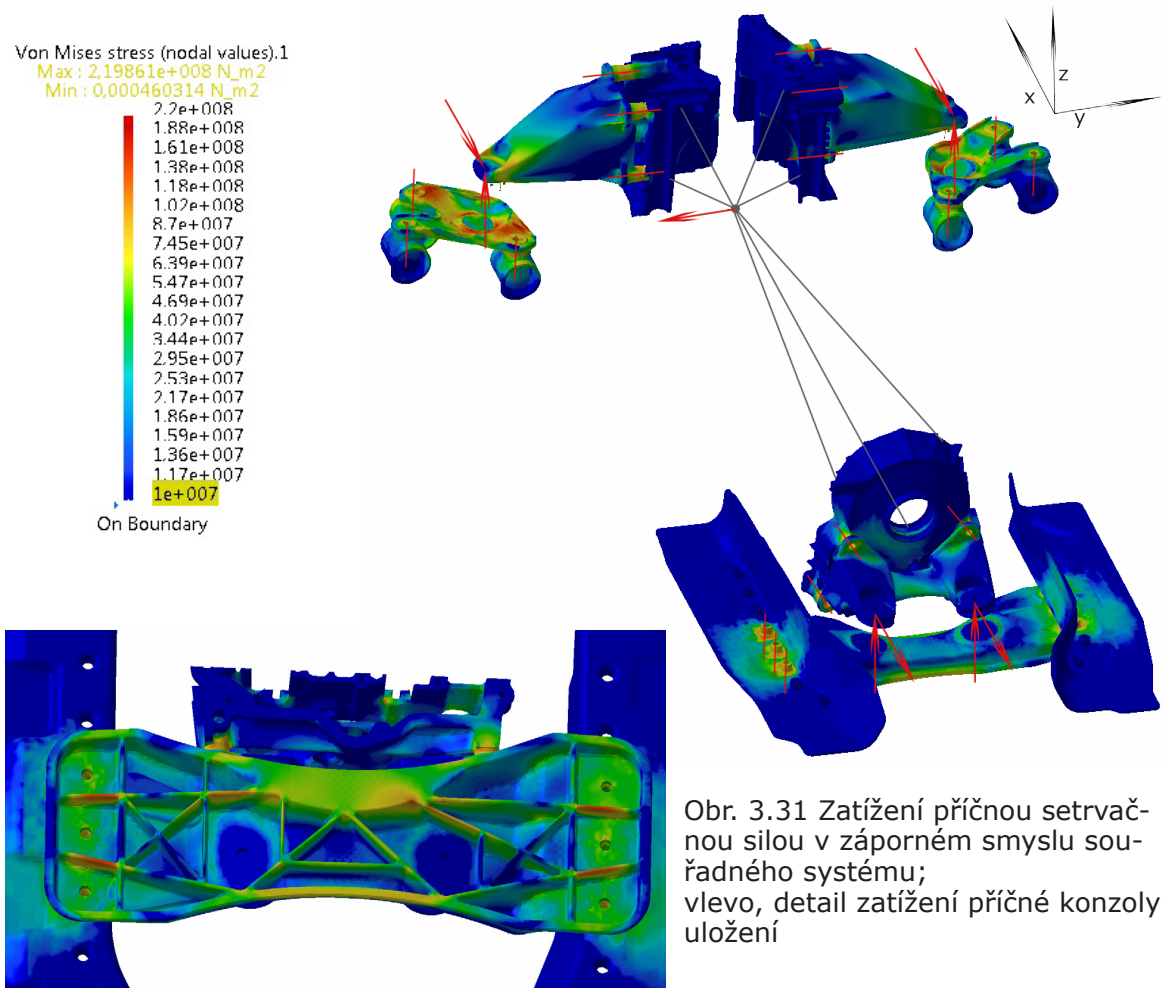
Obr. 3.29 Zatížení podélnou setrvačnou silou 5G (brzdění, mírný čelní náraz)



Obr. 3.30 Zatížení podélnou setrvačnou silou 5G (mírný náraz zezadu); vlevo, detail na průběh napětí v blízkosti tuhé vazby silentbloku



Obr. 3.31 Zatížení příčnou setrvačnou silou v kladném smyslu souřadného systému



Obr. 3.31 Zatížení příčnou setrvačnou silou v záporném smyslu souřadného systému; vlevo, detail zatížení příčné konzoly uložení

3.4.4 Shrnutí

Velikost zatížení při analýze výrazně přesahuje silové účinky, které působí na uložení pohonného ústrojí během provozního režimu. Simulují tedy spíše stav lehčí nehody. Napětí dosažená maximálním zatížením jsou relativně vysoká, pro zvolený materiál se maximum pohybuje nad garantovanou smluvní mezí kluzu zvolené slitiny AlSi7Mg0,6. Při takovém, spíše teoretickém zatížení by hrozila plastická deformace. Ke ztrátě funkčnosti, prasknutí, navrhovaných součástí by, ale ani při tomto zatížení nedošlo. V zatěžovacích režimech, ve kterých jsou zavedeny jednotlivé setrvačné síly samostatně, tedy reálnějších situacích, se dosažená napětí pohybují těsně pod mezí kluzu. V těchto případech by tedy nemělo dojít k jakémukoliv poškození navržených dílů.

slitina ISO	tepelné zpracování	mez pevnosti [MPa] min.	mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa] min	únavová pevnost [MPa] min.	označení USA
AlSi7Mg0,6	T64	320	240	100-110	A357

Tab. 3.7 Mechanické vlastnosti zvolené slitiny (výňatek z tab. 3.4)

4 Vibroizolace

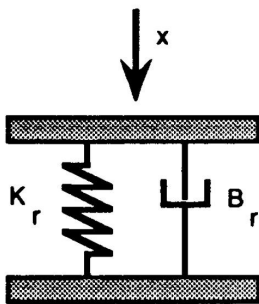
4.1 Silentbloky

Hlavní funkcí silentbloků je, jak bylo naznačeno v úvodní kapitole, odizolovat a případně utlumit vibrace motoru. Stejně tak již bylo naznačeno základní dělení silentbloků používaných pro uložení pohonného ústrojí. Tato kapitola se jim bude věnovat podrobněji.

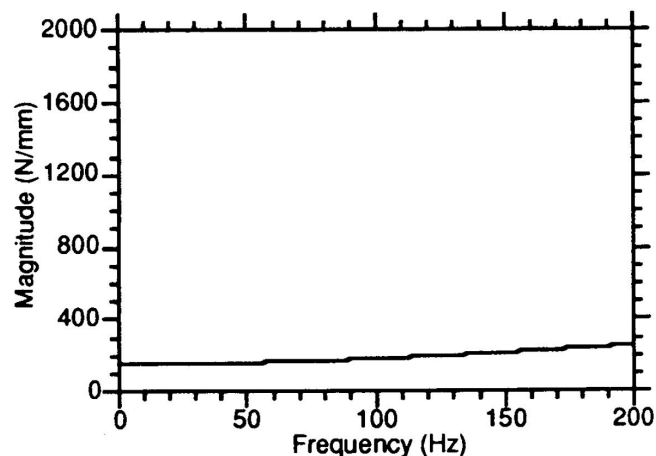
4.1.1 Pasivní silentbloky

Pryžové

Přestože jsou ve většině vibroizolačních aplikací nejrozšířenější, v ukládání pohonných ústrojí ve vozidlech jsou pryžové silentbloky už spíše na ústupu. Stavba pryžových silentbloků je poměrně snadná, skládají se obvykle z pryže navulkanizované na kovových přírubách. Mechanické vlastnosti, jako jsou tuhost, charakteristická pro všechny směry, nebo tlumení jsou závislé na velikosti silentbloku, tvaru a tvrdosti pryže. Dynamické vlastnosti pryžových silentbloků se popisují pomocí reologických modelů. Volba typu reologického modelu závisí na tom, jaké vlastnosti a závislosti má model představovat. V praxi dosud převažuje použití relativně jednoduchého Voigtova modelu, který se skládá z dvou paralelně řazených členů (obr. 4.1). První z členů představuje ideální lineární pružinu a druhý ideální hydraulický tlumič. Změny dynamických vlastností jsou respektovány volbou velikosti tuhosti a součinitele tlumení bloku tak, aby odpovídaly daným podmínkám zatěžování a funkce silentbloku. Jedním z nejsilnějších vlivů působících na změnu dynamických vlastností silentbloků je frekvence kmitání. Součinitel tuhosti pryže obvykle se zvyšováním frekvence roste, jak je vidět na příkladu uvedeném na obr. 4.2, což není pro uložení pohonné jednotky právě ideální.



Obr. 4.1 Mechanický model pryžového silentbloku [3]



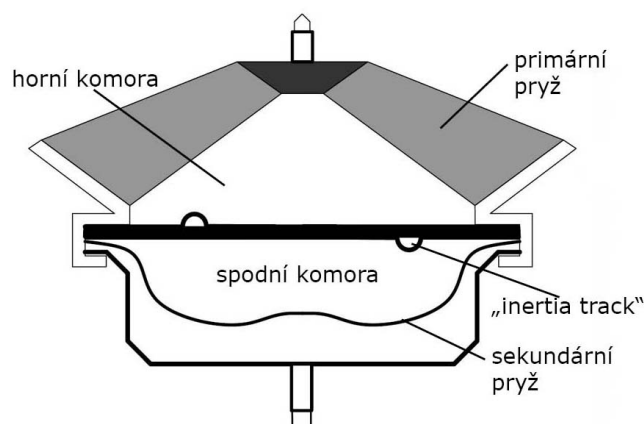
Obr. 4.2 Dynamická tuhost pryžového silentbloku [3]

Při návrhu, nebo výběru vhodných silentbloků je nutné učinit kompromis mezi eliminací přenosu vibrací do karoserie a pevností uložení z hlediska zamezení přílišnému pohybu motoru při účincích setrvačných sil. Jsou-li pryžové silentbloky měkké, tak kromě nežádoucího pohybu ústrojí budou do karoserie přenášet účinky nízkofrekvenčního kmitání vzniklého například přejezdem nerovností, ale naopak dobře odfiltrují vysokofrekvenční kmitání (vibrace, hluk) v provozních otáčkách motoru. Měkčí silentbloky mají obecně také nižší životnost. U tuhých silentbloků s větší tuhostí a tlumením je situace opačná, vykazují dobré vlastnosti při nízkých otáčkách motoru ale naopak přenášejí hluk při vyšších.

Největší výhodou pryžových silentbloků je jejich jednoduchá konstrukce a nízká cena. Současné požadavky na utlumení a odizolování motoru už splňují obtížně, a proto jsou nahrazovány hydraulickými, případně semi, či plně aktivními vibroizolačními členy.

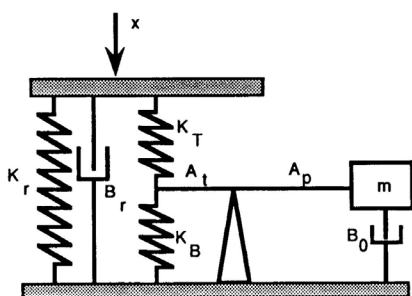
Hydraulické

První hydraulické silentbloky se u pohonných ústrojí objevily v 60. letech. Díky zajímavým vlastnostem jejich využívání stále rostlo, až se staly standardem. Důležitou vlastností oproti pryžovým silentblokům je, že tuhost a tlumení lze ladit odděleně. Což je velice výhodné, neboť pracovní frekvenční rozsah silentbloku se zhruba dá rozdělit na dvě oblasti. Nízkofrekvenční pro 5-15Hz, při amplitudě cca 0,5-5mm, kdy tyto frekvence jsou v oblasti kritických otáček a je nutné je co nejvíce utlumit. Vysokofrekvenční rozsah odpovídá zhruba 25-250Hz/0,05-0,5mm. V těchto pracovních podmínkách se šíří hluk a vibrace, a proto je vyžadováno dobré odizolování.

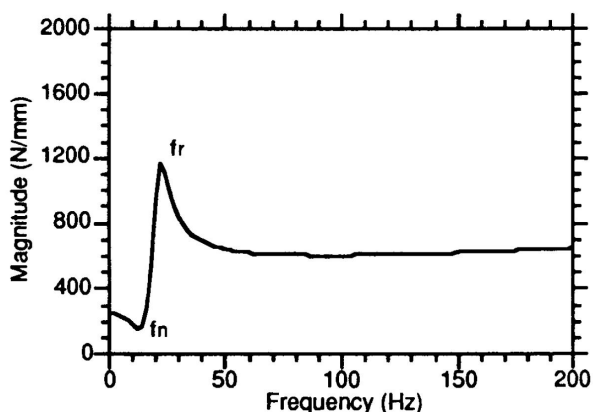


Obr. 4.3 Návrh hydraulického silentbloku [11]

Kromě pryže navulkanizované na přírubách jsou hydraulické silentbloky doplněny o dvě komory s hydraulickou kapalinou rozdělené přepážkou se spirálovou drážkou, kanálkem (tzv. „inertia track“) umožňující přesun kapaliny mezi komorami. Pohybující se sloupec hydraulické kapaliny mezi komorami silentbloku má tlumicí účinky.



Obr. 4.4 Mechanický model hydraulického silentbloku [3]



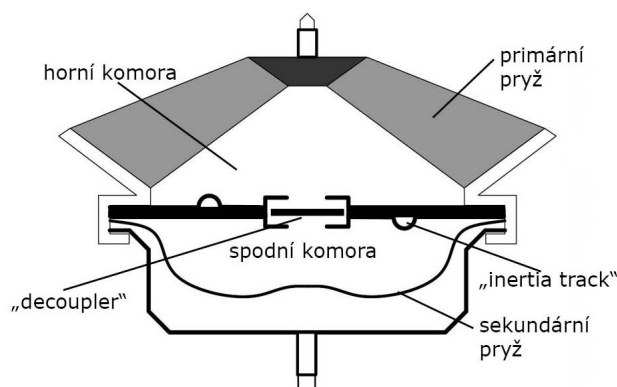
Obr. 4.5 Průběh dynamické tuhosti hydraulického silentbloku [3]

Na obr. 4.3 je znázorněno jednodušší provedení hydraulického silentbloku. Jeho mechanický model je popsán na obr. 4.4, kde K_r a B_r představují tuhost a tlumení vrchní (primární) pryže, K_t objemovou tuhost vrchní pryže silentbloku a K_b objemovou tuhost tenké spodní (sekundární) pryžové části silentbloku. A_p znázorňuje plochu primární pryže a A_t průřez kanálku. symboly m a B_0 značí hmotu a tlumení kapaliny proudící kanálkem.

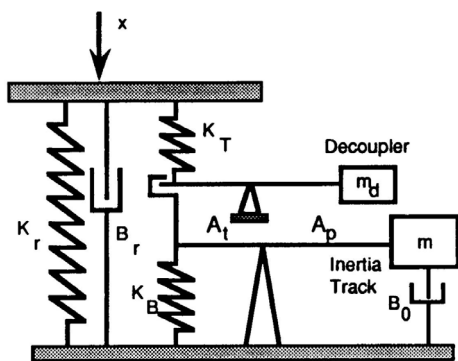
Při velmi nízkých frekvencích kapalina v silentbloku volně proudí skrz spirálovou drážku mezi komorami. V tomto případě statická tuhost celého silentbloku zhruba odpovídá tuhosti primární pryžové části, protože tuhost spodní pryže je velmi malá. Primární pryžová část tedy kromě nosné a vibroizolační funkce slouží i jako píst, který přečerpává kapalinu mezi komorami. Při dosažení frekvence na obr. 4.4 uvedené jako f_n dochází k zvýšení dynamické tuhosti silentbloku. Setrvačné účinky hmoty kapaliny jsou ovlivněny poměrem ploch A_p a A_t (na obr. 4.4 znázorněno pákovým převodem). Silentbloky bývají navrženy tak, že plocha A_p je větší než plocha A_t , dochází tedy k ponásobení setrvačného účinku hydraulické kapaliny. Setrvačnost kapaliny se obecně volí tak, aby rezonovala při vlastních frekvencích uložení motoru. Se vzrůstající frekvencí roste také dynamická tuhost až do svého maxima při frekvenci f_r . Za touto frekvencí se v podstatě přerušuje tok kapaliny mezi komorami a tuhost silentbloku je se zhruba rovná součtu tuhostí K_r a K_t .

Tento typ silentbloků se používá ve dvou režimech. Zprv k odizolování určité frekvence f_n , obvykle odpovídající volnoběžným otáčkám. Nebo druhá možnost vychází ze skutečnosti, že tento typ silentbloku se v rozmezí frekvencí f_n a f_r chová jako viskózní tlumič používaný u zavěšení kol a lze jej tedy naladit na frekvence odpovídající odezvě při vybuzení vnější setrvačnou silou. Ovšem jak je patrné z charakteristiky na obr. 4.5, při vyšších frekvencích je dynamická tuhost hydraulického silentbloku vzhledem k dynamické tuhosti odpovídajícího pryžového silentbloku větší, což s sebou přináší možné problémy s izolací hluku a vibrací při vyšších frekvencích.

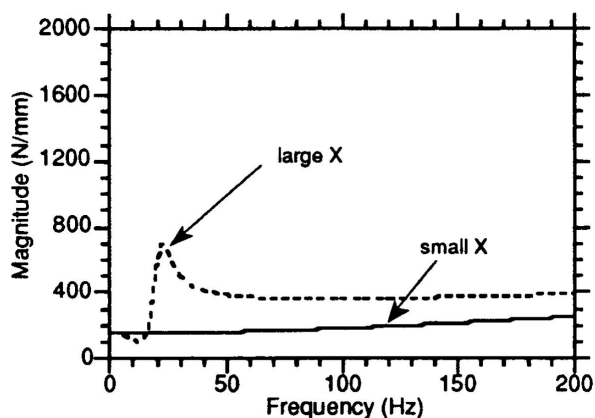
Z těchto důvodů se konstrukce doplňuje ještě o tzv. „decoupler“ (rozpojovač) znázorněný na obr. 4.6. Což je vlastně membrána, která umožňuje přesun kapaliny mezi komorami, přičemž propouští kapalinu při buzení s malou amplitudou, na rozdíl od spirálové drážky, prostřednictvím které naopak dochází k přelévání kapaliny při excitacích s velkou amplitudou. Charakteristika silentbloků s rozpojovačem je znázorněna na obr. 4.8.



Obr. 4.6 Nákres hydraulického silentbloku s „decouplerem“ [11]



Obr. 4.7 Mechanický model hydraulického silentbloku s „decouplerem“ [3]



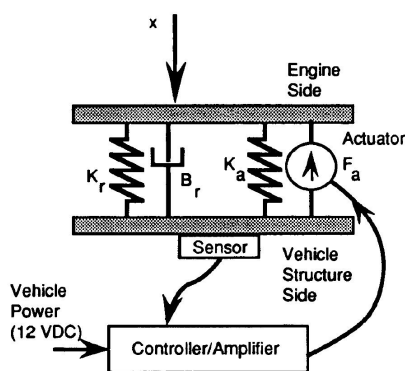
Obr. 4.8 Průběh dynamické tuhosti hydraulického silentbloku s „decouplerem“ [3]

4.1.2 Aktivní silentbloky

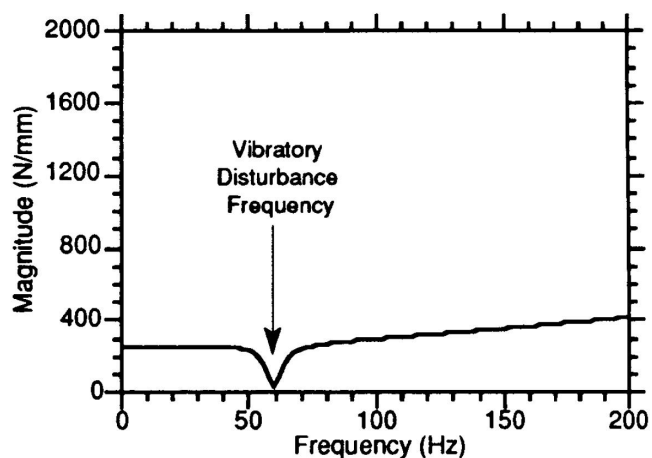
Současné aktivní silentbloky se skládají z pasivního silentbloku, buď hydraulického, nebo pryžového, doplněného o aktuátor, senzor vibrací a řídicí elektroniku. Mechanický model aktivního silentbloku s pryžovým základem je vyobrazen na obr. 4.9. Oproti pasivnímu provedení zde přibyla tuhost aktuátoru K_a a síla F_a , kterou produkuje. Tuhost K_r je výrazně větší než tuhost K_a z důvodu, aby byl při poruše aktuátoru zachován bezpečný provoz. Na aktuátory jsou kladeny požadavky ohledně jejich síly, výkonu, zdvihu, velikosti a také spolehlivosti. Výkony aktuátorů jsou relativně malé, pohybují se v řádech jednotek wattů. Pro dosažení takto malých výkonů je nutné, aby aktuátory silově působily pouze při frekvencích, při kterých vznikají nežádoucí vibrace.

Takové požadavky splňují například elektromagnetické aktuátory, buď solenoidové, nebo aktuátory typu „voice coil“. Typ voice coil má výhodu, že síla, kterou generuje je lineárně závislá na proudu vstupujícím do aktuátoru a současně není závislá na velikosti zdvihu. Solenoidové aktuátory vycházejí velikostně menší a jsou schopné vygenerovat větší sílu. Na druhou stranu síla, kterou produkují je vůči řídicímu proudu nelineární. Existuje řada jiných typů aktuátorů; piezoelektrický, hydraulický atd. .

Řídicí systém aktivních silentbloků bývá zpravidla dvojího druhu; dopředně řízený, nebo se zpětnou vazbou. Zpětnovazebně řízený silentblok získává informaci ke změně tuhosti například z akcelerometru. Naproti tomu silentbloky s dopředným řízením mají ještě jeden senzor, který je korelován podle vibrací motoru.



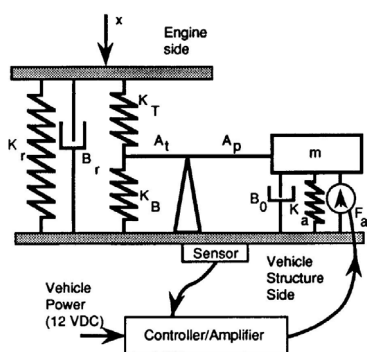
Obr. 4.9 Mechanický model aktivního pryžového silentbloku [3]



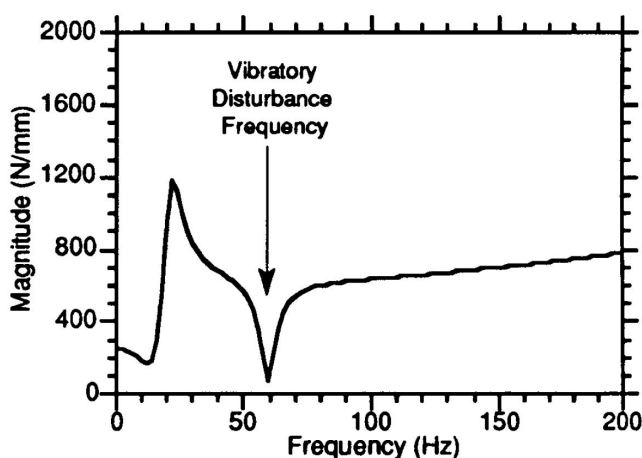
Obr. 4.10 Průběh dynamické tuhosti pryžového aktivního silentbloku [3]

Jak je z charakteristiky aktivního pryžového silentbloku na obr. 4.10 patrné, průběh tuhosti odpovídá průběhu pasivního pryžového silentbloku, s výjimkou razantního propadu při určité frekvenci, kdy byla po signálu z řídicí jednotky tuhost výrazně zmenšena. Podle potřeb je tedy možné při různých frekvencích nastavit optimální tuhost kvůli izolaci vibrací nebo zamezení pohybu motoru.

Na podobném principu, jako je založen pryžový aktivní silentblok, funguje i hydraulický viz obr. 4.11, 4.13. Kde je pasivní část známá z obr. 4.4 doplněna opět o aktuátor charakterizovaný silou F_a a tuhostí K_a , senzory a řídicí elektronikou. V případě, že pístek aktuátoru mění parametry silentbloku tím, že silově působí na kapalinu (viz obr. 4.11), dochází, v případě, že je plocha pístku aktuátoru menší než plocha pryžové primární části, k zesílení působící síly. Tím se snižují nároky na výkonnost aktuátoru. Pasivní hydraulický silentblok může mít velmi nízkou dynamickou tuhost při frekvenci f_n . Ovšem za pomoci aktivního řízení lze naladit tak, že při f_n se jeho dynamická tuhost bude blížit nule. Tím se docílí téměř dokonalé izolace vibrací. V takové konfiguraci se používá hlavně v letectví. Pro použití v automobilovém průmyslu se silentbloky ladí spíše tak, aby dosahovaly maximálního tlumení při rázovém buzení a minimální tuhosti (blížící se nule) při vyšších budících frekvencích, při kterých hrozí vibrace a hluk, viz obr. 4.12. Zásadním důvodem, proč se aktivní silentbloky používají, je snaha co nejvíce odstranit přenos vibrací do karosérie. Aktivními silentbloky lze do jisté míry nahradit vyvažovací hřídele a tím ušetřit na hmotnosti i ceně motoru. Se snížením přenosu vibrací do karosérie lze očekávat její menší dynamické namáhání a z toho plynoucí případnou úsporu hmotnosti. Nejvýraznější nevýhodou aktivních silentbloků je oproti pasivním výrazné zesložnění. Vzhledem k tomu, že pro funkci aktivních silentbloků je nutné dodávat energii z vnějšku, je důležité navrhnout spolehlivé řízení, aby nemohlo dojít k nestabilitě systému, který by naopak mohl celé uložené ústrojí rozkmitat.



Obr. 4.11 Mechanický model aktivního hydraulického silentbloku [3]



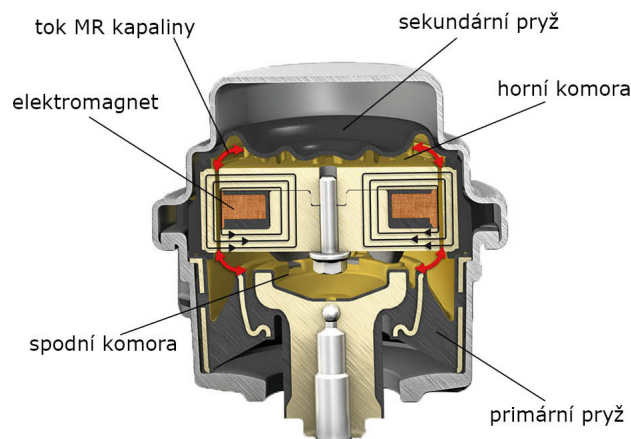
Obr. 4.12 Průběh dynamické tuhosti hydraulického aktivního silentbloku [3]



Obr. 4.13 Aktivní hydraulický silentblok ZF

Elektromagnetické aktivní silentbloky

Zatím méně obvyklé, ale do budoucna určitě významné jsou elektromagnetické silentbloky. V podobě, především jejich využití, v jaké je zde popisují stojí trochu stranou od pryžových a hydraulických silentbloků, a proto je zmiňuji v samostatné podkapitole. Narozdíl od předchozích řešení zde nedochází ke snížení, ale ke zvýšení dynamické tuhosti. Jejich struktura je podobná jako u hydraulických silentbloků. Jsou složeny ze dvou komor spojených tenkou kruhovou štěrbinou. Mezi horní a spodní komorou se nachází elektromagnet složený z cívky a jádra. Náplň silentbloku je magnetoreologická kapalina (MR) složená z železných mikročástic rozptýlených v oleji. Při působení změn magnetického pole dochází ke změnám viskozity kapaliny, respektive jejímu tuhnutí. Tímto způsobem lze regulovat tuhost silentbloku. Tyto elektromagnetické silentbloky používá Porsche (Porsche Active Drive Chassis) a využívá jejich tuhosti ve vysokých otáčkách motoru a v režimu sportovní jízdy, kde se příliš nehledí na komfort, ale jde o maximální ovladatelnost a okamžitou zpětnou vazbu a tím co nejmenší pohyb motoru. Výhodou takto řešených silentbloků je, že jsou vlivem absence pohyblivého aktuátoru po mechanické stránce jednodušší.

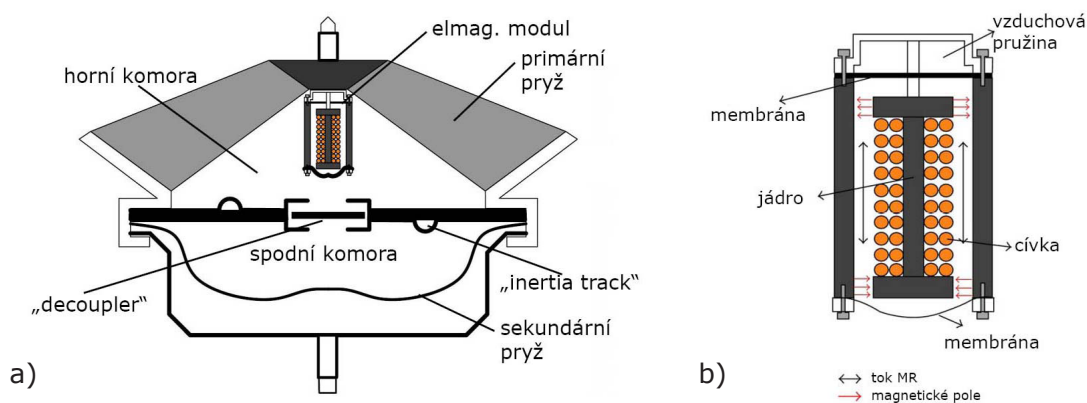


Obr. 4.14 Aktivní elektromagnetický silentblok Porsche [13]

4.1.3 Semi-aktivní silentbloky

Semi-aktivní silentbloky tvoří kompromis mezi pasivními a aktivními silentbloky. Jejich základní myšlenka spočívá v tom, že nedodávají energii aktuátoru, nebo jinému silovému aktivnímu členu (pro přímou změnu struktury silentbloku). Jsou ale schopné měnit dynamickou tuhost a tlumení silentbloku. Výhodou je, že mají minimální odběr proudu a také díky tomu, že nemají přímo řízený aktivní člen nelze dosáhnout nestability řízeného systému a s tím možného rozkmitání celé soustavy. Hranice mezi aktivními a semi-aktivními silentbloky je poměrně tenká a mnohdy se rozdělení podle různé literatury rozcházejí.

Základem pro semi-aktivní silentbloky může například být pasivní hydraulický silentblok, doplněný o elektromagnetický modul podobný principu již popsanému výše. Jedná se tedy v podstatě o kombinaci pasivního hydraulického a elektromagnetického silentbloku. Tento modul, umístěný v horní komoře silentbloku je patrný z obr. 4.14. Vnitřek modulu z jádra, vinutí a magnetoreologické kapaliny. Z horní a spodní části je uzavřen pružnými membránami a na horní straně je navíc doplněn o vzduchovou pružinu. Vlivem změny tlaku uvnitř horní komory silentbloku se deformuje membrána přidaného modulu. Vzduchová pružina slouží k lepšímu vrácení membrán do rovnovážných poloh. Dodáváním proudu do vinutí dochází ke zvyšování magnetického pole uvnitř modulu a tím k tuhnutí magnetoreologické kapaliny. Jak kapalina v modulu tuhne, zvyšuje odpor proti tlaku v horní komoře silentbloku a mění tak parametry silentbloku. Pokud tlak v horní komoře silentbloku vzroste, spodní membrána v modulu se prohne směrem dovnitř a zatlačí kapalinu uvnitř modulu směrem nahoru, kde stlačí vzduch ve vzduchové pružině. Výsledkem je, že tlak v horní komoře silentbloku klesne a dynamická tuhost silentbloku vzroste. Změna vlastností magnetoreologické kapaliny uvnitř modulu ovlivňuje tlumení a vzduchová pružina tuhost celého silentbloku. Existuje několik dalších principů funkce semi-aktivních silentbloků. Základním předpokladem je, aby vlastnosti silentbloku byly ovlivňovány nepřímo.



Obr. 4.14 a) Náčrtes semiaktivního silentbloku; b) Elektromagnetický modul [11]

4.2 Vlastní frekvence

4.2.1 Obecný popis problému

Jak již bylo naznačeno v úvodní kapitole, problematika hluku a vibrací, mezinárodně označována zkratkou NVH je velice rozsáhlá. Tato práce se tedy zabývá pouze její malou částí v oblasti vibroizolace pohonného ústrojí. V pohonném ústrojí je dominantním zdrojem hluku a vibrací spalovací motor a jeho příslušenství.

Zdroje emisí hluku a vibrací:

- motor - spalování směsi paliva a výfuk plynů
 - periodický pohyb pohyblivých částí
- rotační části převodovky
- sání vzduchu
- příslušenství (větráky, řemeny...)

Hluk a vibrace lze rozdělit podle frekvenčních pásem přibližně následovně:

hluk: 50Hz – 20kHz

vibrace: 0 – 50Hz

Spalovací motor produkuje vibrace, jak je už je naznačeno výše, dvěma způsoby. První z nich jsou vibrace vzniklé díky nevyváženým (silovým) účinkům setrvačných hmot, respektive momentům, vzniklých posuvně vratným pohybem posuvných hmot a rotačním pohybem nevyvážených hmot klikové hřídele. Síly způsobené posuvně vratným pohybem jsou periodicky proměnné s periodou jedné otáčky klikové hřídele. Jejich průběh tedy lze rozložit do harmonických řad. Většinou se berou v potaz síly prvního a druhého řádu, vyšší řády se zanedbávají. Účinek nevyvážených rotačních hmot je harmonický s periodou jedné otáčky. Vibrace vzniklé nevyváženými rotačními hmotami tedy vznikají při stejné frekvenci, jako jsou otáčky motoru. Vibrace ovšem mohou způsobit i vyšší řády těchto harmonických frekvencí.

Druhým zdrojem vibrací jsou síly plynů vznikající při spalovacím procesu. Síly plynů mají u čtyřdobého motoru periodický průběh s periodou dvou otáček pro každý válec. Moment na klikové hřídeli tedy není rovnoměrný. Účinky sil jednotlivých válců se vektorově sčítají. V důsledku toho se některé harmonické účinky mohou sečíst, jiné eliminovat. Harmonické složky, ve kterých se účinky sčítají se označují jako hlavní harmonické. U čtyřdobých motorů

odpovídají celočíselným násobkům poloviny počtu válců. Se zvyšujícími se násobky intenzita hlavních harmonických složek klesá. Pro čtyřválec je nejvíce intenzivní druhá harmonická složka buzení, jejíž frekvence se rovná dvojnásobku počtu otáček motoru. Hodnota hlavní harmonické frekvence lze určit ze vztahu (4.1).

$$f_f = k \cdot n_m (i_v / 2) / 60 \quad (4.1)$$

n_m ...otáčky motoru
 i_v ...počet válců motoru

4.2.2 Pohybové rovnice

Pro zjištění vlastních frekvencí pohonného ústrojí uvažovaného jako celek motoru a převodovky se sestaví model tuhého tělesa na pružných podporách, který má šest stupňů volnosti. Tím se získá soustava šesti pohybových rovnic, kterou lze řešit různými způsoby.

Tak, jak je úloha zadaná je možné ji řešit pouze jako uložení tuhého tělesa na tuhém základu. Pokud by k řešení bylo přistupováno komplexně, měly by v něm být zahrnuty i ostatní části vozidla včetně karoserie a odpružení až po kola vozidla. Navrhované řešení je tedy spíše předběžné, které by mohlo sloužit jako východisko pro komplexní řešení.

Vlastní frekvence lze získat z pohybových rovnic (4.2), jejich převedením na homogenní tvar bez buzení a většinou i bez tlumení, které v reálných případech výsledek příliš neovlivní. Tímto se tedy získá tvar (4.3), ze kterého lze pomocí několika metod získat hodnoty vlastních frekvencí:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = P \quad (4.2)$$

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (4.3)$$

Pro zjednodušený model s jedním stupněm volnosti je pak vlastní frekvence dána vztahem (4.4):

$$\Omega = \sqrt{k/m} \quad (4.4)$$

Odezvu tohoto modelu s jedním stupněm volnosti na harmonické buzení o určité velikosti znázorňuje rezonanční křivka, která je popsána vztahem (4.5), z něhož je patrné, že když budicí a vlastní frekvence nabudou stejných nebo podobných hodnot, v zavedené terminologii rotačních strojů kritických otáček, nastane rezonance. Z tvaru rezonanční křivky vyplývá, že je vhodné provozovat zařízení v nadrezonanční oblasti, kde naopak poměrná výchylka klesá. Kromě vlastních frekvencí jsou také důležité vlastní tvary kmitu, které poskytují informaci, ve kterých místech se účinky kmitání nejvíce projeví.

$$\frac{Y_0}{Y_{st}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2} \quad (4.5)$$

4.2.3 Postup řešení

Cílem návrhu je nastavit tuhosti podpor a jejich polohu tak, aby vlastní frekvence uložení byly nižší než volnoběžné otáčky motoru. Tím se předejde vysokým úrovním kmitů během provozu motoru. Z hlediska nebezpečnosti rezonancí jsou důležité kritické otáčky, při kterých dochází k rezonancím hlavní harmonické složky některého z buzení s některou z vlastních frekvencí. Pro určité buzení je nejdůležitější ta vlastní frekvence, jejíž tvar kmitu má v místě působení buzení velké poměrné výchylky ve směru, ve kterém působí buzení.

Kromě vlastních frekvencí, které vycházejí nižší se silentbloky s menší tuhostí, je nutné v souladu s předchozí kapitolou uvažovat i silová působení vyvolaná jízdou vozidla, pro která je vhodnější spíše tužší konstrukce silentbloků. Jedním z důvodů je nežádoucí přílišný pohyb agregátu při setrvačných účincích vyvolaných samotným provozem, ale také měkčí silentbloky umožňující větší deformace mívají zpravidla nižší životnost. Návrh silentbloků je proto určitým kompromisem v nastavení jejich tuhosti.

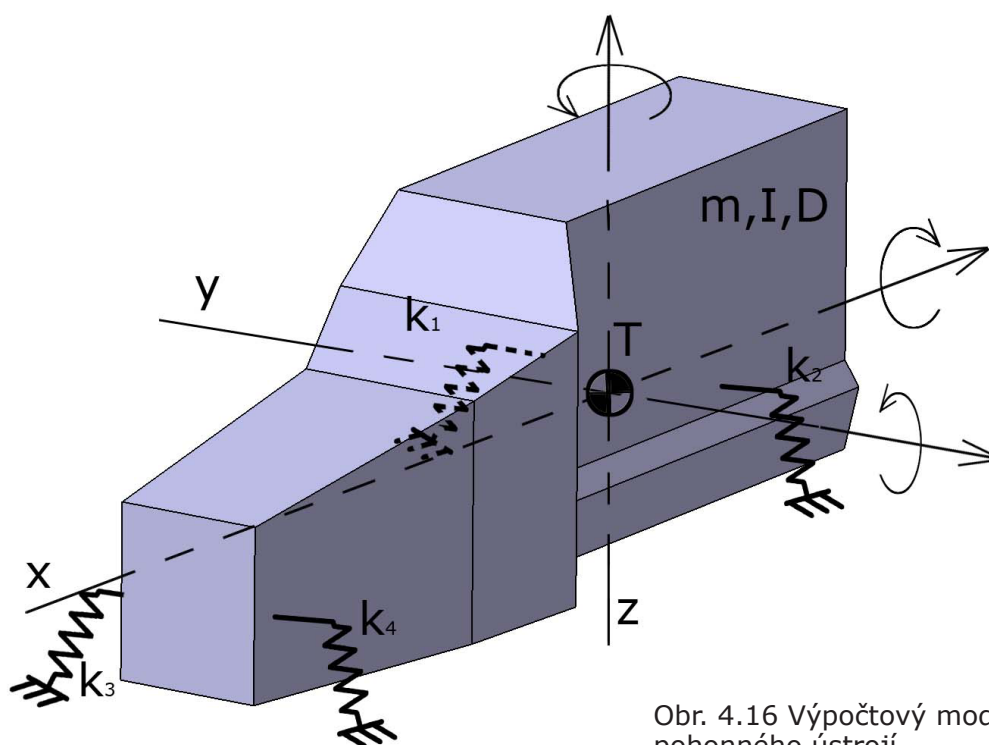
4.2.4 Návrh

V souladu s výše uvedeným je prvním krokem při návrhu, v tomto případě výběru, silentbloků zajistit dostatečnou únosnost, aby nedocházelo k jejich poruchám v provozních režimech. Je tedy nezbytné mít přehled o zatížení jednotlivých silentbloků, respektive znát reakce v místech, kde se nacházejí. V případech, ve kterých je předpoklad rovnoměrného zatížení silentbloků, lze pro orientační určení reakcí jednoduše vydělit tíhu ukládaného tělesa počtem silentbloků. Obecně ovšem tato metoda použít nelze. Uložení agregátů jako takových bývají prostorové staticky neurčité úlohy, které se běžnými statickými rovnovážnými rovnicemi dají spočítat těžko. Do výpočtu je nutné zavést deformovatelnost podpor. Nabízí se proto řešení úpravou pohybových rovnic dané soustavy, ze kterých po odebrání setrvačných účinků kromě tíhy ve svislém směru reakční síly v podporách vyjdou. Po vyřešení této soustavy rovnic získáme posuvy a natočení souřadného systému pod vlivem zavedeného zatížení. Tato změna polohy tělesa definuje deformaci silentbloků ve směrech os x , y , z . Pokud jsou známy tuhosti silentbloků v patřičných směrech, tak pomocí jednoduchého vztahu 4.6 získáme síly, respektive reakce v místě uložení silentbloků v daných směrech.

Model tuhého hmotného tělesa, nahrazující motor a převodovku je znázorněn na obr. 4.16. Poloha jeho těžiště je brána jako počátek souřadného systému a odpovídá těžišti uvedenému v zadání, stejně tak jako hmotnost. Setrvačné a deviační momenty byly zjištěny pomocí funkce v CAD softwaru Catia. Hodnoty jsou zaneseny do tab. 4.1. Z podkladů dodaných zadavatelem vyplývá doporučení naklonění svislých os lokálních souřadnic předních silentbloků (1,2) vůči globálnímu souřadnému systému o cca 10°. Tato hodnota byla dodržena a zachována i pro zadní silentbloky (3,4). Výsledkem je, že střed pružnosti vychází nad těžištěm ústrojí. Uložení je tedy stabilní a nemá sklony k převážení se při jeho naklopení. Ovšem vzhledem k různým polohám středu pružnosti a středu hmotnosti nejsou vlastní tvary kmitů zcela odděleny.

Parametry modelu				
hmotnost [kg]	momenty setrvačnosti [kg.m ²]		deviační momenty [kg.m ²]	
225	I_x	4,46	D_{xy}	0
	I_y	27,11	D_{xz}	3,48
	I_z	24,97	D_{yz}	0

Tab. 4.1 Parametry tělesa nahrazujícího pohonné ústrojí



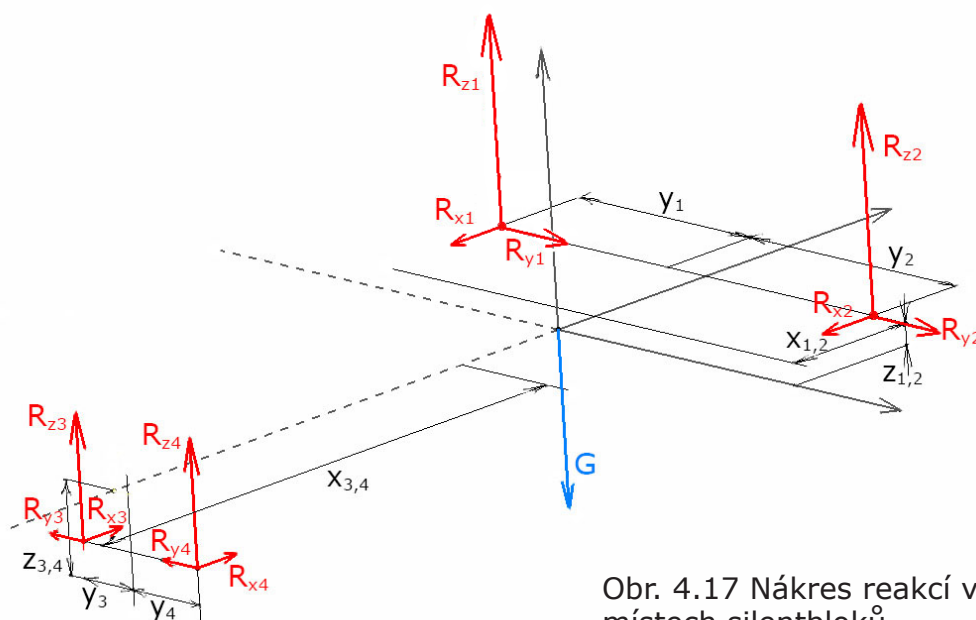
Obr. 4.16 Výpočtový model pohonné ústrojí

Vztah pro výpočet síly pomocí tuhosti a posunutí:

$$R = k \cdot x \quad (4.6)$$

Po dosazení do vzorce 4.6 vycházejí jednotlivé reakce následovně:

$R_{x_1} = -11\text{N}$	$R_{x_2} = -6,5\text{N}$	$R_{x_3} = 8,5\text{N}$	$R_{x_4} = 9\text{N}$
$R_{y_1} = 1\text{N}$	$R_{y_2} = 1\text{N}$	$R_{y_3} = -1\text{N}$	$R_{y_4} = -1\text{N}$
$R_{z_1} = 1011\text{N}$	$R_{z_2} = 837\text{N}$	$R_{z_3} = 194\text{N}$	$R_{z_4} = 165\text{N}$



Obr. 4.17 Náskres reakcí v místech silentbloků

$x_1 = 153\text{mm}$	$x_2 = 153\text{mm}$	$x_3 = -797\text{mm}$	$x_4 = -797\text{mm}$
$y_1 = -283\text{mm}$	$y_2 = 330\text{mm}$	$y_3 = -30\text{mm}$	$y_4 = 96\text{mm}$
$z_1 = 40\text{mm}$	$z_2 = 40\text{mm}$	$z_3 = -136\text{mm}$	$z_4 = -136\text{mm}$

Posunutí polohy těžiště po zatížení pohonným agregátem:

$x: -0,1\text{mm}$	$\alpha: -0,01^\circ$
$y: 0\text{mm}$	$\beta: -0,26^\circ$
$z: -5\text{mm}$	$\gamma: -0,01^\circ$

V následující tabulce (Tab 4.2) jsou uvedeny výsledné tuhosti a únosnosti použitých pryžových silentbloků.

typ	tuhost			únosnost [N]
	k_x [N/mm]	k_y [N/mm]	k_z [N/mm]	
přední bloky A Shore A65 40x60	27	27	165	1050
zadní bloky AK Shore A40 50x30	18	18	134	1400

Tab. 4.2 Parametry použitých silentbloků [20]

Vlastní pohybové rovnice jsou uvedeny níže, jejich sestavení primárně slouží k vyřešení vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů soustavy, ke kterým jsem dospěl pomocí operace $\text{eig}(KM)$ v programu Matlab. Získané vlastní frekvence jsou uvedeny v tabulce 4.3. Z vlastních tvarů kmitů lze odhadnout, na jaké silové působení jsou jednotlivé vlastní frekvence citlivé a kdy by tím pádem mohlo snadno dojít k rezonanci. Pro návrh byly zvoleny silentbloky Continental viz. tabulka 4.2. Z důvodu snahy o snížení tuhosti předních silentbloků (na bloku motoru) a vzhledem k tomu, že se jedná spíše o teoretickou studii než reálný návrh řešení, je každý silentblok sestaven ze dvou pryžových bloků v sériovém uspořádání. Výsledná tuhost silentbloku se v takovém případě stanoví podle vztahu (4.7).

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (4.7)$$

Pohybové rovnice:

$$\begin{aligned} x : m \cdot \ddot{x} + (k_{x1} + k_{x2} + k_{x3} + k_{x4})x + (-k_{x1}z_1 - k_{x2}z_2 + k_{x3}z_3 + k_{x4}z_4)\beta \\ + (-k_{x1}y_1 + k_{x2}y_2 - k_{x3}y_3 + k_{x4}y_4)\gamma = 0 \\ y : m \cdot \ddot{y} + (k_{y1} + k_{y2} + k_{y3} + k_{y4})y + (k_{y1}z_1 + k_{y2}z_2 - k_{y3}z_3 - k_{y4}z_4)\alpha \\ + (-k_{y1}x_1 - k_{y2}x_2 + k_{y3}x_3 + k_{y4}x_4)\gamma = 0 \\ z : m \cdot \ddot{z} + (k_{z1} + k_{z2} + k_{z3} + k_{z4})z + (k_{z1}y_1 - k_{z2}y_2 + k_{z3}y_3 - k_{z4}y_4)\alpha \\ + (k_{z1}x_1 + k_{z2}x_2 - k_{z3}x_3 - k_{z4}x_4)\beta = 0 \end{aligned} \quad (4.8)$$

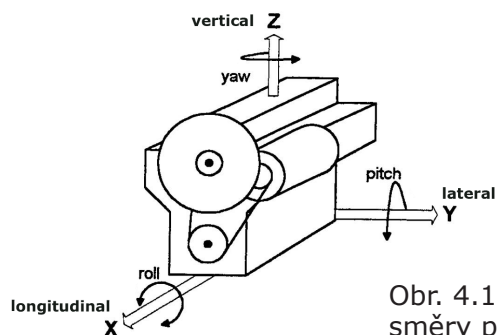
$$\begin{aligned}
M_x : I_x \cdot \ddot{\alpha} - D_{xy} \cdot \ddot{\beta} - D_{xz} \cdot \dot{\gamma} + (k_{y1} z_1 + k_{y2} z_2 - k_{y3} z_3 - k_{y4} z_4) y + \\
+ (k_{z1} y_1 - k_{z2} y_2 + k_{z3} y_3 - k_{z4} y_4) z + \\
+ \left[(k_{y1} z_1^2 + k_{z1} y_1^2) + (k_{y2} z_2^2 - k_{z2} y_2^2) + \right. \\
+ \left. (-k_{y3} z_3^2 + k_{z3} y_3^2) + (-k_{y4} z_4^2 - k_{z4} y_4^2) \right] \alpha + \\
+ (k_{z1} x_1 y_1 - k_{z2} x_2 y_2 + k_{z3} x_3 y_3 - k_{z4} x_4 y_4) \beta + \\
+ (-k_{y1} x_1 z_1 - k_{y2} x_2 z_2 + k_{y3} x_3 z_3 + k_{y4} x_4 z_4) \gamma = 0
\end{aligned} \tag{4.9}$$

$$\begin{aligned}
M_y : -D_{xy} \cdot \ddot{\alpha} + I \cdot \ddot{\beta} - D_{yz} \cdot \dot{\gamma} + (-k_{x1} z_1 - k_{x2} z_2 + k_{x3} z_3 + k_{x4} z_4) x + \\
+ (k_{z1} x_1 + k_{z2} x_2 - k_{z3} x_3 - k_{z4} x_4) z + \\
+ (k_{z1} y_1 x_1 + k_{z2} y_2 x_2 - k_{z3} y_3 x_3 - k_{z4} y_4 x_4) \alpha + \\
+ \left[(-k_{x1} z_1^2 + k_{z1} x_1^2) + (-k_{x2} z_2^2 + k_{z2} x_2^2) + \right. \\
+ \left. (k_{x3} z_3^2 - k_{z3} x_3^2) + (k_{x4} z_4^2 - k_{z4} x_4^2) \right] \beta \\
+ (-k_{x1} y_1 z_1 - k_{x2} y_2 z_2 + k_{x3} y_3 z_3 + k_{x4} y_4 z_4) \gamma = 0
\end{aligned} \tag{4.10}$$

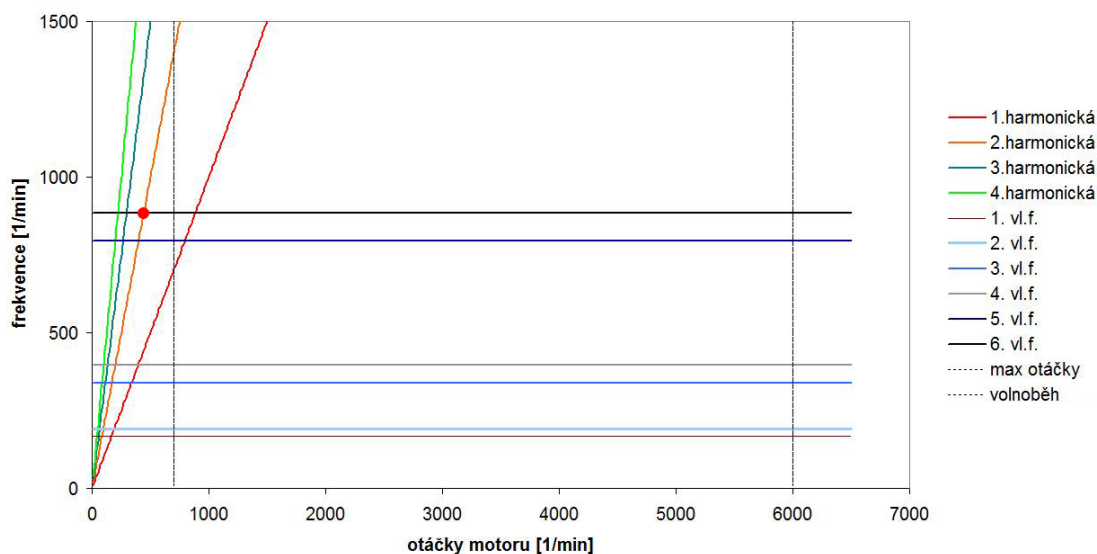
$$\begin{aligned}
M_z : -D_{xz} \cdot \ddot{\alpha} - D_{yz} \cdot \ddot{\beta} + I_z \cdot \dot{\gamma} + (-k_{x1} y_1 + k_{x2} y_2 - k_{x3} y_3 + k_{x4} y_4) x + \\
+ (-k_{y1} x_1 - k_{y2} x_2 + k_{y3} x_3 + k_{y4} x_4) y + \\
+ (-k_{y1} x_1 z_1 - k_{y2} x_2 z_2 + k_{y3} x_3 z_3 + k_{y4} x_4 z_4) \alpha + \\
+ (-k_{x1} y_1 z_1 + k_{x2} y_2 z_2 - k_{x3} y_3 z_3 + k_{x4} y_4 z_4) \beta + \\
+ \left[(-k_{x1} y_1^2 - k_{y1} x_1^2) + (k_{x2} y_2^2 - k_{y2} x_2^2) + \right. \\
+ \left. (-k_{x3} y_3^2 + k_{y3} x_3^2) + (k_{x4} y_4^2 + k_{y4} x_4^2) \right] \gamma = 0
\end{aligned} \tag{4.11}$$

Vlastní frekvence			
pořadí	ot/min	Hz	typ
1	167,7	2,8	posuv y (lateral)
2	190,9	3,18	posuv x (longitudinal)
3	337,5	5,6	rotace z (yaw)
4	395,7	6,4	posuv z (vertical)
5	795,1	13,25	rotace y (pitch)
6	883,6	14,73	rotace x (roll)

Tab. 4.3 Vlastní frekvence a jejich vlastní tvary



Obr. 4.18 Zavedené směry pohybů [8]









Obr. 4.19 Campbellův diagram, zvýrazněné kritické otáčky

Výsledné vlastní frekvence a jim odpovídající kritické otáčky jsou graficky znázorněny v Campbellově diagramu, obr. 4.19. Pokud se budou provozní otáčky motoru pohybovat v rozmezí 700 až 6000 otáček, což asi zážehovému čtyřválcí v osobním automobilu odpovídá, je z diagramu patrné, že se použitím katalogových silentbloků s vyhovující únosností nepodařilo vlastní frekvence zcela odizolovat. Hlavní harmonická frekvence je pro zadaný motor druhá harmonická, pro kterou jsou maximální kritické otáčky zhruba 442 ot/min, tedy pod volnoběhem. K rezonanci způsobené torzními kmity hlavní harmonické frekvence v provozním režimu nedojde. Kritické otáčky pro první harmonickou vlastní frekvenci 884ot/min a 795ot/min ovšem v pracovním rozsahu motoru jsou.

$$U = \begin{bmatrix} 0,1144 & 1,0000 & -0,0128 & 0,0093 & 0,0008 & -0,0005 \\ 1,0000 & -0,1152 & -0,1046 & 0,0009 & -0,0001 & -0,0001 \\ -0,0008 & -0,0078 & 0,0013 & 0,8170 & -0,0789 & 0,0375 \\ -0,0126 & -0,0102 & -0,0037 & 0,2980 & -1,0000 & -1,0000 \\ -0,0013 & -0,0231 & 0,0028 & 1,0000 & 0,5787 & -0,2109 \\ -0,9575 & -0,0087 & -1,0000 & 0,0520 & -0,1380 & -0,1390 \end{bmatrix}$$

Hodnoty v matici U jsou poměrné výchylky vlastních tvarů kmitů. Sloupce odpovídají jednotlivým vlastním frekvencím a řádky značí poměrné výchylky ve směrech os x,y,z a natočení kolem těchto os. Z těchto hodnot lze odhadnout jaký typ buzení nejnáze vyvolá případnou rezonanci.

Podle vlastních tvarů vychází, že vlastní frekvence, zasahující do provozních otáček by měly být buzeny rotací kolem podélné osy (roll) a rotací kolem příčné osy (pitch). Vzhledem k neznalosti bližších údajů o motoru byl typ zalomení klikové hřídele vybrán z tabulky 4.4. Pro zalomení kliky po 180° u čtyřválců uloženého svisle vychází nevyvážená pouze volná setrvačná síla druhého řádu ve svislém směru. Případná rezonance způsobená volnými setrvačnými silami je tak rovněž mimo pracovní rozsah. Tím spíše, že podle vlastních tvarů kmitů je na buzení svislým směrem nejvíce citlivá vlastní frekvence o velikosti 6,4Hz (396ot/min), jejíž druhý tvar tedy odpovídá 3,3Hz(198ot/min). Problémy s vibracemi tedy mohou nastat pouze v případě nevyváženosti některé z rotujících součástí ústrojí.

Type of Engine	Crank Arrangement	Inertial forces		Inertial moments	
		Primary (RPM)	Secondary (2 x RPM)	Primary (RPM)	Secondary (2 x RPM)
Four cylinder vertical	1-2-3-4 		Vertical		
Four cylinder vertical	1-2-3-4 			Pitch yaw	
Four cylinder horizontal				Yaw	
Four cylinder horizontal					Yaw
Four cylinder 60°V				Yaw	Yaw
Six cylinder vertical	1-2-3-4-5-6 				

Tab. 4.4 Nevyvážené setrvačné účinky vybraných motorů [2]

4.2.5 Shrnutí

Přední silentbloky (na bloku motoru) jsou téměř na hranici své únosnosti. Přesto se ne zcela podařilo nastavit vlastní frekvence pod předpokládané volnoběžné otáčky. Použitím měkčích silentbloků by uložení bylo poddimenzované, docházelo by ke snížené životnosti a také kvůli nízké tuhosti silentbloků by docházelo k nežádoucím pohybům agregátů pod vlivem setrvačných sil a nízkofrekvenčního buzení.

Zadní silentbloky (na výstupu z převodovky) se naopak zdají svou únosností předimenzované. Vzhledem ke konfiguraci daného uložení, ale silentbloky s nižší únosností výsledné vlastní frekvence neposunou pod pracovní rozsah otáček motoru a jejich rozměry už jsou vzhledem k velikosti pohonného ústrojí neúměrně malé.

Řešením, v praxi používaným, by bylo nahrazení předních silentbloků složitějšími a dokonalejšími hydraulickými silentbloky, případně i vybavenými aktuátorem schopným měnit parametry během provozu. U hydraulických silentbloků lze vhodnou konstrukcí dosáhnout v určitých frekvencích snížení dynamické tuhosti a tím se vyhnout nebezpečným kritickým otáčkám (viz. kapitola 4.1). Charakteristiky takových silentbloků jsou ovšem nelineární a jejich návrh je výrazně složitější.

5 Závěr

Návrh uložení pohonného ústrojí osobního automobilu v této práci byl, vzhledem k šířce problematiky, pojat jako návrhová studie aplikovaná na konkrétní zástavbu. Byly navrženy možné varianty konstrukčního zpracování. Na základě těchto návrhů byla provedena orientační pevnostní analýza a součástí práce je také návrh řešení vibroizolace. Celkově tak byl proveden kompletní hrubý návrh uložení pohonného ústrojí, který může posloužit jako východisko pro řešení podobných úloh, nebo jako základ pro hlubší řešení dílčích oblastí návrhu. Z konstrukčního hlediska by bylo možné podrobně se zaměřit na technologičnost navržených součástí a jejich celkovou optimalizaci. Nebo se zabývat silovým rozborem a zaměřit se na pevnostní analýzu a její optimalizaci v některém přímo k těmto účelům vyvinutém softwaru. Také je možné pokračovat v řešení vibroizolace, zahrnout (s upřesněnými vstupními daty) do modelu řešení navazující části vozu, zahrnout do výpočtu složitější vibroizolační prvky.

Zdroje a použitá literatura

Knihy a odborné publikace

- [1] William Ker Wilson: Vibration engineering: a practical treatise on balancing of engines, mechanical vibration, and vibration isolation. C. Griffin 1959, Michigan University. str. 70-75.
- [2] B. Chalen, R. Baranescu: Diesel Engine Reference Book. 2. vydání, Butterworth-Heinemann, Oxford 1999, ISBN 0 7506 2176. str. 511-519.
- [3] Douglas A. Swanson: Active Engine Mounts for Vehicles. SAE Paper #932432, SAE Inc., USA 1993, ISSN 0148-7191, 11 stran.
- [4] G. Kim, R. Singh: Engine Vibration Control Using Passive, Active and Adaptive Hydraulic Mount Systems. SAE Paper #932897, SAE Inc., USA 1993, ISSN 0148-7191, str. 1-2.
- [5] T. Vietor, R. Degens, N. Hampl, K.H. Burger: Robust Design of Elastic Mounting Systems. SAE Inc., USA 1997, 8 stran.
- [6] R. Matthew Brach: Automotive Powerplant Isolation Strategies. SAE Paper #971942, SAE Inc., USA 1997, ISSN 0148-7191, 6 stran.
- [7] F. Jansson, O. Johansson: A Study of Active Engine Mounts. Linköpings Universitet, Linköping 2003, ISRN LITH-ISY-EX-3453-2003, str. 28, 56-58.
- [8] Dermot Fitzgerald: Focused Engine Isolation Systems - The Benefits. SAE Paper #972777, SAE Inc., USA 1997, ISSN 0148-7191, str. 1-5.
- [9] M. Unsal, C. Niezrechi, C. Crane: Two Semi-Active Approaches for Vibration Isolation: Piezoelectric Friction Damper and Magneto-rheological Damper. University Florida, Gainesville, Florida, 6 stran.
- [10] Fadi Alkhatib: Techniques for Engine Mount Modeling and Optimization. University of Wisconsin-Milwaukee, University of Wisconsin-Milwaukee 2013. str. 3-7, 12-13, 44-48, 75-78.
- [11] H. Mansour: Design and Development of Active and Semi-active Engine Mounts. Simon Fraser University. Burnaby, Kanada 2010, str. 1-10 54-56.
- [12] M. Champrenault, C.A. Maas, J. Cunningham: Magnesium Powertrain Mount Brackets. SAE Paper #2007-01-1031, SAE Inc., USA 2007, ISSN 0148-7191, 9 stran.

Časopisy a katalogy

- [13] Porsche Engineering Magazine. Porsche Engineering Group GmbH, Weissach, Germany 2/2009, str. 10-13.
- [14] J.S. Santer, G.M. Goodrich: Iron Alloys, Engineered Casting solutions. American Foundry Society, USA 2006, ISSN 15234371.
- [15] European Aluminium Association: Aluminium in Cars, Brussels 2007.

- [16] Katalog společnosti Aleris: Aluminium Casting Alloys, Aleris Switzerland GmbH, 2011.
- [17] Ultramid Brochure, Basf, Německo 2007.
- [18] U. Fischer, R. Gomeringer, M. Heinzler a kol. Tabellenbuch Metall. Europa-lehrmittel 2008, ISBN 978-3-8085-1725-3
- [19] Product information BASF: Ultramid® A3WG10 BK00564. BASF Corporation, 09/2014.
- [20] Continental Schwingmetall®, ContiTech AG 2011.

Internetové zdroje

- [21] agcoauto, www.agcoauto.com.
- [22] World Auto Steel, www.worldautosteel.org/steelbasics.
- [23] World Auto Steel, www.worldautosteel.org/definitions.
- [24] Matweb, www.matweb.com.
- [25] Plastic portal (BASF), www.plasticportal.net.

Přílohy

Návrhové výkresy navrhovaných součástí

	název výkresu	číslo výkresu
1	pravá konzola	01
2	levá konzola	02
3	zadní konzola	03
4	příčná konzola	04
5	pravá příruba	05
6	levá příruba	06
7	horní příruba	07

