



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODERNIZACE BRZDOVÉHO STANOVISTĚ PRO SPALOVACÍ MOTORY

MODERNIZING OF TESTING CELL FOR COMBUSTION ENGINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. ANTONÍN VÉVODA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. DAVID SVÍDA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Antonín Vévoda

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

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

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

Modernizace brzdového stanoviště pro spalovací motory

v anglickém jazyce:

Modernizing of Testing Cell for Combustion Engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte modernizaci brzdového stanoviště pro testování spalovacích motorů a v případě potřeby vhodně modifikujte zkušební procedury.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte koncepční návrh brzdového stanoviště pro spalovací motory.
2. Proveďte výsledný konstrukční návrh hlavních komponent pro uchycení testovaného motoru.
3. Pro vybrané komponenty proveďte dostupnou FEM simulaci.
4. Proveďte základní zkušební procedury a v případě potřeby je pro zadaný motor vhodně modifikujte.
5. Zhodnoťte získané výsledky a v případě potřeby navrhnete další úpravy vedoucí ke zlepšení pracoviště.



Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřínování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [3] KRATOCHVIL, C., ONDRAČEK, E. Mechanika těles - Počítače a MKP. Vysoké učení technické v Brně, 1987.
- [4] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů I – základy konstruování spoje. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1984.
- [5] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů II – hřídele, tribologie a ložiska. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1987.

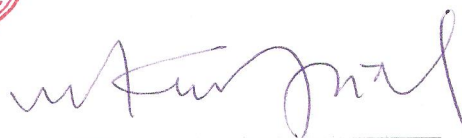
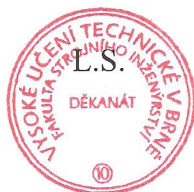
Vedoucí diplomové práce:Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 25.11.2010



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Obsahem diplomové práce je návrh modernizace brzdového stanoviště v motorové zkušebně Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Hlavní část práce je zaměřena především na konstrukční návrh jednotlivých komponent pro uchycení motocyklového motoru *Husaberg FE 570*. Závěrem práce je návrh a příprava zkušebního měření vedoucího ke zjištění a optimalizaci výkonových parametrů testovaného motoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Motorová zkušebna, modernizace, Husaberg FE 570, Dynamometr, SF-902, DS 736-4/V, L-deska

ABSTRACT

The content of this thesis is the proposal of modernization of brake site in engine testing cell of Institute of Automotive Engineering. The main part focuses on the design of individual components for attaching the motorcycle engine Husaberg FE 570. Finally, work is the preparation of the measuring head to determine and optimize the performance parameters of the test engine.

KEYWORDS

Engine testing cell, modernization, Husaberg FE 570, dynamometer, SF-902, DS 736-4/V, L-plate



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÉVODA, A. *Modernizace brzdového stanoviště pro spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2011

.....

Bc. Antonín Vévoda



PODĚKOVÁNÍ

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Davidu Svídovi. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Motorové zkušebny	11
1.1 Účel motorových zkušeben.....	11
1.2 Základní vybavení motorových zkušeben	11
1.3 Princip zkoušek motorů v motorových zkušebnách	12
1.4 Typy nejčastěji používaných dynamometrů „motorových brzd“	12
2 Modernizace brzdového stanoviště	16
2.1 Stav motorové zkušebny před modernizací	16
2.2 Důvod modernizace	17
2.3 Varianty modernizace	17
2.3.1 Popis uchycení motoru pomocí „L-desky“	18
2.3.2 Popis uchycení motoru pomocí „Konstrukce z jáckelů“	19
3 Konstrukční návrh hlavních částí brzdového stanoviště	21
3.1 Základová deska.....	21
3.2 Rám.....	22
3.2.1 Konstrukce rámu	22
3.2.2 Uchycení rámu k základové desce.....	23
3.3 Uchycovací systém motoru.....	26
3.3.1 Hlavní deska „Superplate“	26
3.3.2 Pomocná deska „Hvězda“	28
3.3.3 Motorová deska a systém uchycení motoru	31
3.4 Vozík.....	35
3.5 Doraz.....	36
3.6 Vyrobená varianta - odchylky od původního návrhu	37
3.6.1 Konstrukce rámu a způsob uchycení k základové desce	38
3.6.2 Hlavní deska	39
4 Kontrolní výpočtová analýza.....	40
4.1 Charakteristika pevnostních výpočtů modulu Pro/Mechanica	40
4.2 Kontrolní výpočet rámu – statická analýza.....	40
4.2.1 Úprava 3D modelu, definice materiálu, zatížení a uložení	41
4.2.2 Výpočet a výsledky střednicového modelu rámu.....	42
4.2.3 Výpočet a výsledky 3D modelu rámu	44
4.2.4 Porovnání výsledků a závěr.....	48
4.3 Kontrolní výpočet sestavy rámu a uchycovacího systému – modální analýza.....	49
4.3.1 Úprava 3D modelu, definice materiálu	49



4.3.2	Výpočet a výsledky analyzované sestavy.....	50
4.3.3	Porovnání výsledků a závěr.....	52
5	Návrh a příprava měření parametrů motoru Husaberg FE 570	54
5.1	Příprava měřicího stanoviště.....	54
5.2	Návrh průběhu měření	56
5.2.1	Základní rozdělení a výběr měřené charakteristiky motoru	56
5.2.2	Výpočet a volba vhodného převodového stupně.....	57
	Závěr.....	60
	Použité informační zdroje.....	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	63



ÚVOD

Tak jako u ostatních strojních součástí je měření a testování parametrů spalovacích motorů důležitým prvkem při jejich vývoji, případně posuzování technického stavu. Současné metody a prostředky měření se postupně vyvíjely v průběhu celého minulého století. Pro měření parametrů a testování motorů se v současné době využívají specializovaná pracoviště, tzv. motorové zkušebny. Vzhledem k vyšší pořizovací ceně vybavení, jsou tato pracoviště většinou součástí firem zabývajících se vývojem, popřípadě testováním motorů a jejich částí.

Obsahem této práce je návrh modernizace brzdového stanoviště v motorové zkušebně Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Její hlavní část je zaměřena především na konstrukční návrh jednotlivých komponent, umožňujících uchycení motoru *Husaberg FE 570* a *FEM* simulaci navržené konstrukce. Závěrem práce je návrh a příprava zkušebního měření výkonových parametrů motoru *Husaberg FE 570* na modernizovaném brzdovém stanovišti, jehož výsledky budou podkladem pro další úpravy tohoto motoru použitého ve formuli *Student (SAE)*.

V první části práce je popsána funkce motorové zkušebny, její vybavení a druhy zkušebních zařízení.

V druhé a třetí části práce je uveden stav zkušebny před modernizací a návrh modernizace brzdového stanoviště. Součástí návrhu je především způsob uchycení motocyklového motoru *Husaberg FE 570* a jeho možná modifikace pro uchycení automobilového spalovacího motoru.

Ve čtvrté části práce je uveden stručný popis použité výpočtové analýzy, modální analýza navržené sestavy a kontrolní napjatostní analýza navrženého rámu, který je její hlavní částí.

V závěrečné části práce je uveden popis přípravy zkušebního stanoviště a návrh zkušebního měření motoru *Husaberg FE570*.

Závěrem práce je zhodnocení výsledků získaných modernizací brzdového stanoviště a návrh jeho možných úprav.



1 MOTOROVÉ ZKUŠEBNY

1.1 ÚČEL MOTOROVÝCH ZKUŠEBEN

Hlavním účelem motorových zkušeben je předepsaným způsobem zatěžovat spalovací motor a simulovat tak různé reálné jízdní stavy, např. start studeného motoru, akcelerace, decelerace a jízda ve městě. Pomocí měřicí techniky můžeme u zatěžovaného motoru získat co nejreálnější výsledky měřených parametrů. Příkladem mohou být výkonové parametry motoru, hodnoty emisí, nebo teploty provozních kapalin.

Vyhodnocením naměřených výsledků jednotlivých zkoušek lze snadno a rychle ověřit různé varianty, např. chladicího systému, přepřínování motoru a předejít tak jejich špatnému návrhu. Ve výsledku je tímto způsobem možné podstatně snížit náklady na vývoj součástí motoru a zvýšit jeho celkovou spolehlivost. Porovnáním výsledků naměřených hodnot s referenčními hodnotami nového motoru je možné také určit technický stav staršího motoru.

Na moderní spalovací motory jsou však kladeny nejen vysoké požadavky na ekonomičnost výroby z pohledu výrobce, ale také ekonomičnost, spolehlivost a především ekologický provoz z pohledu zákazníka. Ve výfukových plynech je obsažena řada látek, které mají negativní vliv na životní prostředí a lidský organismus. Zejména se jedná o oxid uhelnatý (CO), nespálené uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO_x) a pevné částice. Z tohoto důvodu jsou hodnoty těchto látek ve výfukových plynech předpisy EHK (EHK24, EHK49) a EURO (EURO1-5) omezovány a postupně snižovány. Pomocí experimentálních měření může být u spalovacího motoru posuzována např. měrná spotřeba paliva spolu s emisemi obsaženými ve výfukových plynech, což umožní výrobcům dosáhnout ekonomické a zároveň ekologické koncepce spalovacího motoru. [4]

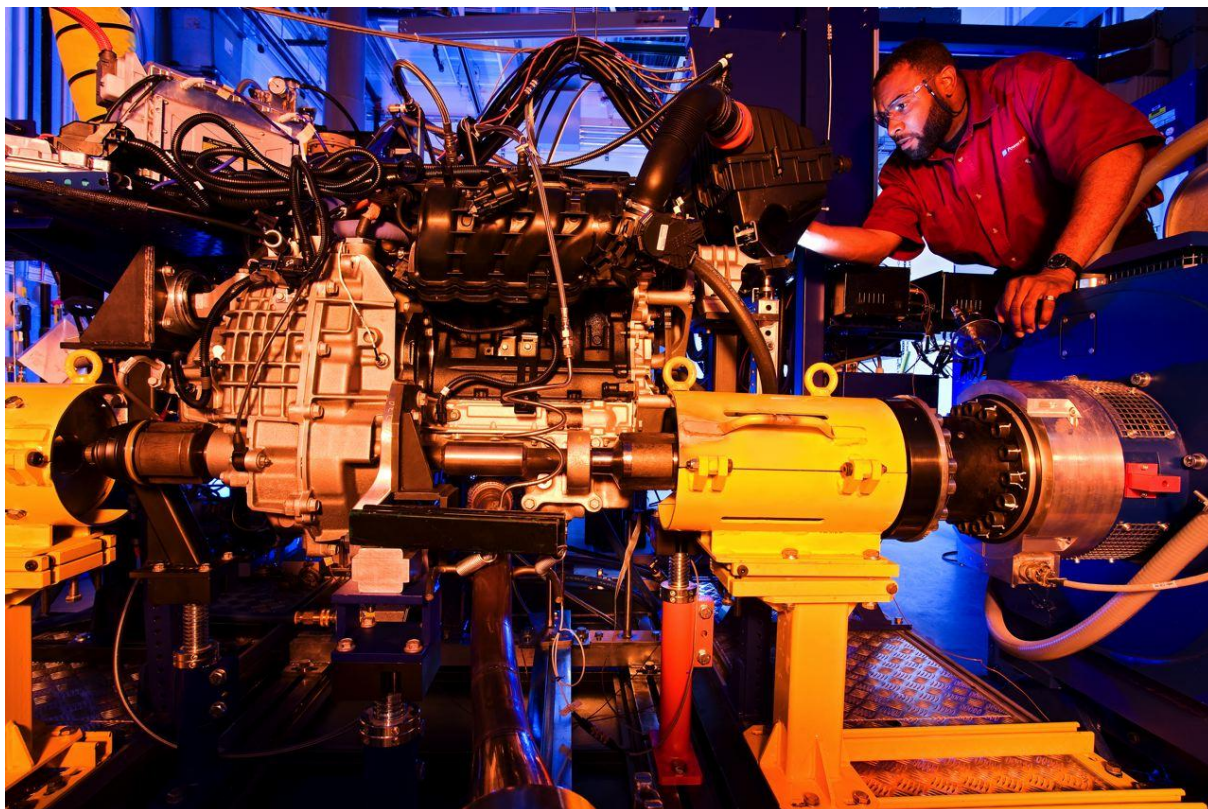
Mezi hlavní přínosy motorových zkušeben patří zvýšení ekonomičnosti výroby a provozu spalovacích motorů, zvýšení bezpečnosti silničního provozu a snížení ekologické zátěže životního prostředí.

1.2 ZÁKLADNÍ VYBAVENÍ MOTOROVÝCH ZKUŠEBEN

Motorové zkušebny jsou vybaveny řadou zařízení a přístrojů, které umožňují spalovací motor uchytit, zatěžovat a měřit předepsaným způsobem jeho parametry.

Základní vybavení motorových zkušeben:

1. Základová deska s rámem a systémem pro uchycení motoru a dynamometru. Popřípadě různé paletové systémy, např. (firmy AVL).
2. Dynamometr (různé druhy uvedené dále v práci), pro měření výkonových parametrů motoru.
3. Stanoviště operátora s ovládacími prvky a zobrazovacími systémy.
4. Analyzátory výfukových plynů.
5. Měřicí zařízení pro stanovení spotřeby paliva.
6. Snímače, převodníky a zesilovače pro měření např. otáček klikového hřídele, teploty nasávaného vzduchu, teploty chladicí kapaliny, teploty oleje, teploty paliva, teploty výfukových plynů, barometrického tlaku, tlaku oleje, tlaku výfukových plynů, úhlu předstihu zapalování, podtlaku v sacím potrubí, popřípadě vibrací a hluku.
7. Zásobník paliva, případně chladicí vodní, nebo olejový okruh.
8. Vzduchotechnika sloužící k odvodu spalin a přívodu čerstvého vzduchu.



Obr. 1.1 Paletový systém pro uchycení motoru vývojového centra Pontiac IM [19]

1.3 PRINCIP ZKOUŠEK MOTORŮ V MOTOROVÝCH ZKUŠEBNÁCH

Podstata měření parametrů spalovacího motoru dynamometrem v motorové zkušebně spočívá, na rozdíl od válcové vozidlové zkušebny, v demontáži měřeného motoru z automobilu a jeho následném uchycení na měřicím stanovišti. Součástí motoru může být pouze příslušenství motoru a pomocná zařízení nezbytně nutná k jeho provozu. U měřeného motoru *Husaberg FE 570* byly těmito pomocnými zařízeními např. startér, chladič, řídicí jednotka, palivová nádrž, atd.

Měření parametrů spalovacích motorů a průběh zkoušek na zkušebním stanovišti je popsán normou:

- ISO 1585:1992 „Silniční vozidla. Zkoušky motoru. Výkon netto.“
- ČSN 30 2008 „Motory automobilové. Zkoušky na brzdovém stanovišti.“

Příslušné normy udávají nejen způsob a podmínky měření, ale také přesnost měření jednotlivých signálů včetně korekcí na standardní podmínky.

1.4 TYPY NEJČASTĚJI POUŽÍVANÝCH DYNAMOMETRŮ „MOTOROVÝCH BRZD“

Motorový dynamometr je zařízení, které je připojeno k výstupnímu hřídeli motoru a slouží k měření výkonových parametrů motoru. Dělí se na aktivní, pasivní a univerzální. Aktivní dynamometry umožňují testovaný motor pohánět a měřit tak i jeho vnitřní ztráty. Dynamometry pasivní, které jsou v práci dále popsány, umožňují pouze absorbovat energii vyvíjenou motorem. Tyto dynamometry se svou funkcí chovají jako zátěž motoru.



Základem dynamometru je absorpční jednotka (různé provedení podle druhu dynamometru) a prostředky pro samotné měření. Absorpční jednotka se skládá ze statoru, ve kterém se může volně otáčet rotor, který je připojený k měřenému motoru. Brzdný moment je pak vyvíjen brzděním rotoru. Brzdění rotoru je realizováno podle typu dynamometru třecím, elektromagnetickým, nebo hydraulickým účinkem. Energie zmařená dynamometrem se následně přemění podle druhu dynamometru v teplo, elektrickou, nebo kinetickou energii. Dynamometr musí být schopen pracovat při různých otáčkách a zatížení. Výstupem měření jsou hodnoty otáček motoru a jim odpovídající hodnoty točivého momentu motoru (respektive použitého brzdného momentu z informací tenzometru, nebo siloměru dynamometru). Výkon měřeného motoru je následně dopočten z hodnot naměřených veličin. Mezi důležité parametry dynamometru patří rychlost odezvy např. při testování přechodových režimů a různých testovacích sekvencí. Jednotlivé typy dynamometrů se od sebe liší také rozsahem možného měřeného výkonu a svou přesností. Proto musí dynamometr vždy odpovídat svými výkonovými parametry měřenému motoru.[1]

HYDRODYNAMICKÝ DYNAMOMETR

Základem toho typu dynamometru je kapalinou oddělený rotor s lopatkami, umístěný proti statoru, ve kterém jsou obrobena kapsy. Brzdný účinek je vyvozován odstředivou silou kapaliny, která je při otáčení rotoru připojeného k měřenému motoru tlačena proti vybráním ve statoru. Změnou objemu kapaliny v dynamometru je možné brzdný účinek regulovat. Kapalina plní také funkci chlazení dynamometru. Pomocí chladicí nádrže je možné odváděnou ohřátou vodu z dynamometru ochladit a přivádět nazpět studenou. Tímto způsobem je možné oproti ostatním typům dynamometrů vyvinout velký brzdný účinek.

Mezi výhody tohoto typu dynamometru patří nízká hmotnost, malý moment setrvačnosti, malé rozměry, velký brzdný výkon a nízká pořizovací cena. Mezi jeho nevýhody však patří nižší reakční rychlost a přesnost ve srovnání s ostatními typy dynamometrů. Navíc je nutný stálý přívod vody a její chlazení (použití chladicí nádrže).[2][3]



Obr. 1.2 Hydrodynamický dynamometr SF-902 [8]

ELEKTRICKÝ DYNAMOMETR

Tento dynamometr je univerzální elektrický motor, který je schopen pracovat v obou směrech. Umožňuje energii z motoru nejen absorbovat, ale také motor pohánět pro měření např. třecích ztrát. Skládá se z rotoru s vinutím a statoru s elektromagnety. Elektromagnety generují magnetické pole a pokud je tedy rotor roztáčen měřeným motorem v magnetickém poli, vzniká el. energie a zároveň brzdový účinek. Změnou velikosti magnetického pole je možné regulovat brzdový účinek. Zmařená energie motoru je buď přeměněna na teplo a odvedena do okolí, nebo rekuperována zařízením nazpět do el. sítě. Většina dynamometrů tohoto typu je chlazená vzduchem, případně mají externí systém s vodním chlazením. [3][4]

Mezi výhody toto typu dynamometru patří možnost přesně a rychle řídit provoz a měnit zatížení pomocí elektroniky.

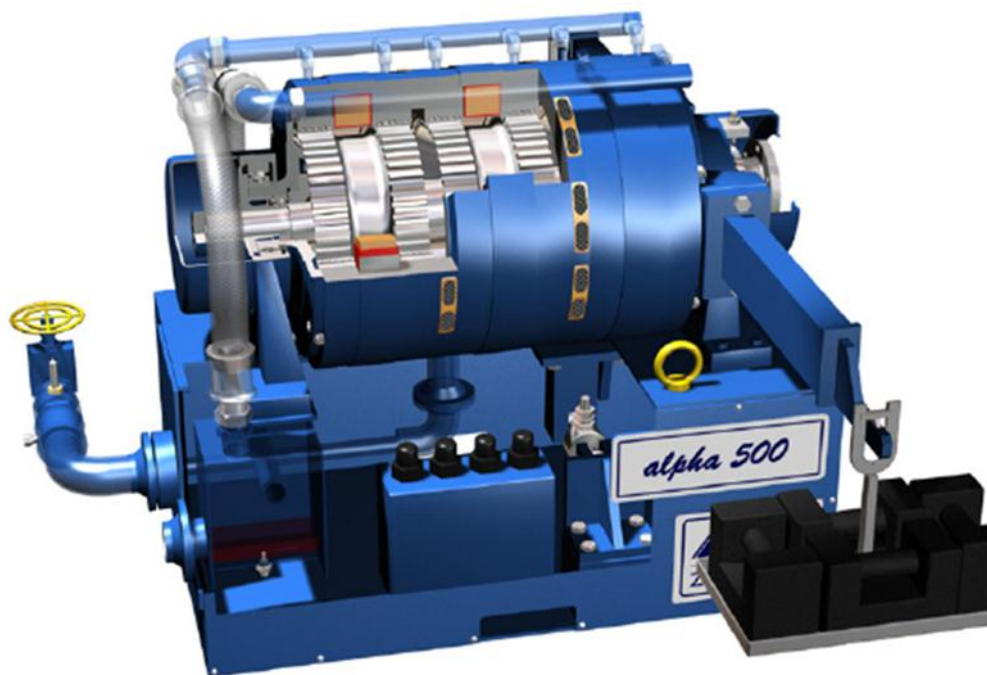
ELEKTRICKÝ VÍŘIVÝ DYNAMOMETR

Tento typ dynamometru patří v současnosti mezi nejpoužívanější. Skládá se ze statoru s elektromagnety a rotoru s permanentními magnety. Pokud se rotor otáčí v magnetickém poli vytvořeném elektromagnety na statoru, vytváří vířivé proudy, které generují opačné magnetické pole. Tento účinek vyvolává brzdovou sílu a brání tak otáčení rotoru a k němu připojenému měřenému motoru. S vyšší silou magnetického pole roste brzdový účinek. Při tomto jevu vzniká velké množství tepla, které je třeba odvést prostřednictvím žebrování, nebo chladicího okruhu.

Výhodou tohoto typu dynamometru je možnost rychlého a přesného nastavení brzdného účinku.



Na podobném principu fungují i práškové dynamometry. Mezi stator a rotor je však u tohoto typu dynamometru rozprášený kovový prach, který po zmagnetování vytváří řetězce siločár. Částice vytváří odpor otáčejícímu se rotoru a vyvolávají tak brzdný moment. Tento typ dynamometru se používá převážně pro malé motory nižších výkonů, kvůli jeho problematickému chlazení.[3][4]



Obr. 1.3 Vířivý dynamometr AVL ALPHA 500 [3]

TANDEMOVÉ DYNAMOMETRY

Pro speciální účely se používají kombinace dvou, či více dynamometrů. Například pokud otáčky a točivý moment testovaného motoru nelze změřit jen jedním dynamometrem, nebo by takový dynamometr byl příliš nákladný. Příkladem mohou být zkoušky plynových turbín, kdy by byly otáčky rotoru dynamometru příliš vysoké na to, aby bylo možné změřit plný jmenovitý moment turbíny.[3][4]

2 MODERNIZACE BRZDOVÉHO STANOVISTĚ

2.1 STAV MOTOROVÉ ZKUŠEBNY PŘED MODERNIZACÍ



Obr. 2.1 Stav motorové zkušebny před modernizací 4. 10. 2010

Jelikož hlavním cílem mé práce byl návrh modernizace brzdového stanoviště v jedné z motorových zkušeben Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, uvedl jsem na Obr. 2.1 výchozí stav zkušebny před modernizací. Základem celé zkušebny byla ocelová základová deska, ukotvená pomocí stavěcích šroubů do podlahy. Účelem této desky s podélnými T-drážkami bylo uchycení dynamometru DS 736-4/V a přípravku umožňujícího uchytit měřený motor. Na Obr. 2.1 je napravo umístěn elektrický dynamometr DS 736-4/V, sloužící k přesnému měření parametrů motorů o maximálním brzděném výkonu 86 kW, který ve zkušebně měl zůstat i po modernizaci. V levé části obrázku je k dynamometru připojený motor Škoda Fabia 1,2 HTP o výrobcem udávaném výkonu 40 kW a točivém momentu 106 Nm, který měl být nahrazen motorem Husaberg FE 570 o výkonu 53 kW a točivém momentu 65 Nm. Z obrázku je také patrný původní způsob uchycení motoru k základové desce a el. dynamometru.

Tab. 2.1 Parametry el. dynamometru DS 736-4V

Typ	Provedení	Max. výkon při režimu generátor $P_{G \max}$ [kW]	Max. výkon při režimu motor $P_{M \max}$ [kW]	Max. otáčky $n_{\max}$ [min ⁻¹]	ČSN
DS 736-4/V	IP21/IC06	86	74,5	6 400	35 0100



2.2 DŮVOD MODERNIZACE

Hlavním důvodem modernizace brzdového stanoviště byla potřeba uchytit a změřit výkonové parametry motoru *Husaberg FE 570*, uvedeného na Obr. 2.2, který bude použitý pro pohon formule *Student/SAE*. Aby bylo možné tento sériový motocyklový motor použít pro pohon formule, bylo nutné v první fázi připravit měřicí stanoviště a navrhnout průběh měření jeho výkonových parametrů. Výsledky měření by následně měly sloužit jako podklad pro další konstrukční úpravy motoru, např. úpravy sacího a výfukového potrubí. Jak je patrné z Obr. 2.1, pro motocyklový motor bylo nutné navrhnout zcela nový způsob uchycení k základové desce, umožňující jeho následné spojení s dynamometrem umístěným ve zkušebně.

Tab. 2.2 Parametry sériového čtyřdobého motocyklového motoru *Husaberg FE 570* [9]

Počet válců - ventilů - rozvod	Zdvihový objem V_z [cm ³]	Vrtání – zdvih D-z [mm]	Kompresní poměr ϵ_k	Max. výkon $P_{\max}$ [kW]	Max. točivý moment $M_{t\max}$ [Nm]
1 – 4 - SOHC	565,5	100 – 72	12,2:1	53 (8 500min ⁻¹)	65 (7 000min ⁻¹)



Obr. 2.2 Motocyklový motor *Husaberg FE 570* [9]

2.3 VARIANTY MODERNIZACE

Hlavním přínosem nově navržené konstrukce uchycení motoru měla být univerzálnost a variabilita celého systému. Navržená konstrukce měla umožnit nejen uchycení a spojení měřeného motocyklového motoru *Husaberg FE 570* s dynamometrem *DS 736-4/V*, ale měla být použitelná také pro uchycení automobilového motoru. Tento původní požadavek byl

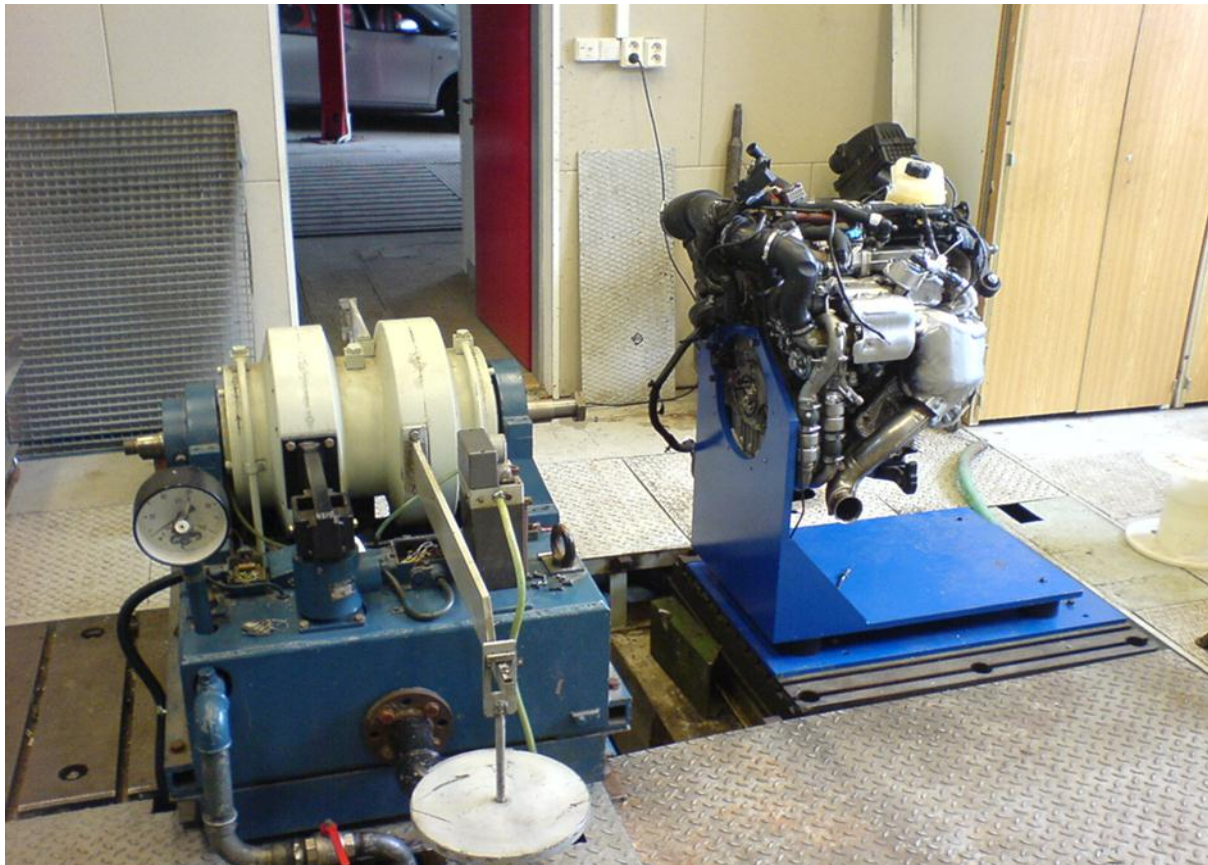


později navíc doplněn o možnost použít konstrukci pro uchycení motorů i v další motorové zkušebně, s odlišným typem dynamometru V250.

Při návrhu uchycení motoru k základové desce bylo možné vycházet buď ze systému *L-desky*, který byl použitý v motorové zkušebně s dynamometrem V250 pro uchycení motoru *Peugeot 406 2,2 HDI* viz. Obr. 2.3, nebo navrhnout nový alternativní způsob. Při návrhu alternativního způsobu uchycení jsem vycházel z konstrukce dynamometru *SF-902* firmy *SuperFlow* viz. Obr. 1.2. Jelikož byl tento dynamometr školou zakoupen, bylo vhodné zahrnout do návrhu uchycení také vozík, který byl součástí objednávky. V ideálním případě by pak bylo možné na vozík uchytit měřený motor a v případě potřeby jej využít pro přepravu na různá měřicí stanoviště.

2.3.1 POPIS UCHYCENÍ MOTORU POMOCÍ „L-DESKY“

Tato varianta konstrukčního řešení vychází ze systému dvou na sebe kolmých přivařených ocelových desek o tloušťce 20 mm. Spodní plocha *L-desky* je oddělena silentbloky od desky, která leží na základové desce a pomocí šroubů v silentblocích je k ní přichycena. Pomocí těchto čtyř silentbloků se tlumí vibrace, které vznikají činností motoru. Deska ležící přímo na základové desce je uchycena pomocí šroubů a T-matic v drážkách základové desky a umožňuje tím podélný posuv a nastavení vzdálenosti čelní plochy *L-desky* a tím i uchyceného motoru od dynamometru. Na čelní ploše *L-desky* je umístěn otvor pro spojení výstupního hřídele motoru a přípojovacího hřídele dynamometru. Jsou zde také umístěny díry pro šrouby, pomocí kterých je k čelní ploše uchycen měřený motor. Pro vyšší tuhost celé konstrukce jsou použity na obou stranách bočnice o tloušťce 12 mm.



Obr. 2.3 Systém uchycení motoru *Peugeot 406 2,2HDI* pomocí *L-desky* k dynamometru V250

**VÝHODY:**

Konstrukce není obtížná na výrobu a je díky použité tloušťce materiálu desek a bočnic velmi tuhá.

NEVÝHODY:

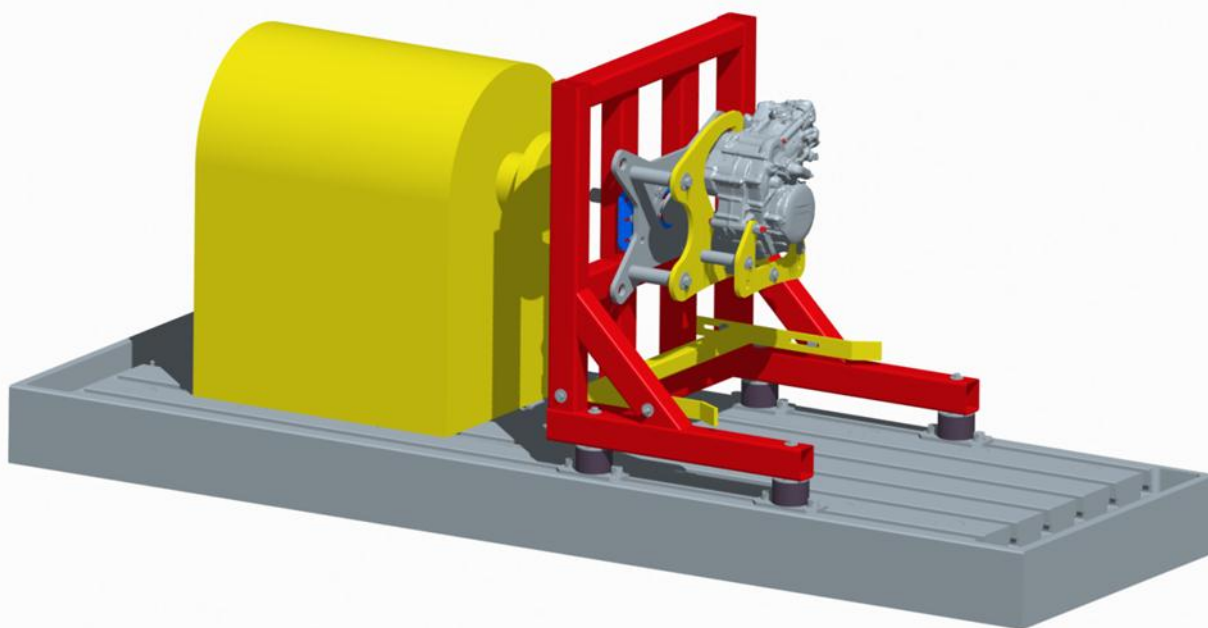
Použitím desek a bočnic o uvedených tloušťkách materiálu je výsledná konstrukce těžká a obtížně se s ní manipuluje. Tento systém je vhodný pouze pro motory, které mají shodné, nebo velmi podobné rozteče děr umožňující uchycení motoru k čelní ploše *L-desky*. U automobilových motorů jsou většinou pro uchycení použity otvory na přírubě pro převodovku. Pro motor s odlišnou roztečí děr, popřípadě odlišným způsobem uchycený motocyklový motor, je proto nutné vyrobit novou *L-desku*. Díky tomu vzniká problém obtížné manipulace s více *L-deskami*, při současném měření různých motorů na jednom stanovišti. Pokud by měl být motor zkoušen na více stanovištích, je nutné ho spolu s *L-deskou* demontovat, nějakým způsobem přepravit a opět přimontovat a ustavit na jiném zkušebním stanovišti. Díky tvaru a vyšší hmotnosti konstrukce může problém způsobovat také prostor potřebný pro skladování většího počtu *L-desek*.

2.3.2 POPIS UCHYCENÍ MOTORU POMOCÍ „KONSTRUKCE Z JÄCKELŮ“

Základem této varianty bylo navrhnout konstrukci, která by pro ustavení motoru a jeho spojení s dynamometrem co nejvhodněji využívala stávající vybavení zkušebny. Ideální proto bylo využít základovou desku s T-drážkami, ke které byl uchycen dynamometr. Pro ustavení motoru na zkušebním stanovišti byl navržen rám, který svou konstrukcí vycházel ze zakoupeného dynamometru *SF-902* a zároveň umožňoval vertikální seřízení souososti hřídele dynamometru a měřeného motoru. Pro konstrukci rámu byly navrženy ocelové duté profily obdélníkového průřezu ČSN EN 10219-2.

Součástí návrhu rámu byl také uchycovací systém motoru, vycházející taktéž z dynamometru *SF-902*. Pro jeho konstrukci byl navržen systém tří desek vzájemně propojených čepy. Návrh uchycovacího systému svou konstrukcí umožňoval horizontální seřízení souososti hřídele dynamometru a měřeného motoru. Zároveň také umožňoval v případě nutnosti pootočit uchycený motor kolem osy jeho výstupního hřídele, což mohlo být využito např. pokud by z prostorových důvodů nebylo možné vhodně umístit výfukové potrubí, nebo jinou část motoru. Pro uchycení a snadnější manipulaci s měřeným motorem byla navržena také upravená varianta vozíku dodávaného k dynamometru *SF-902*.

Konstrukce rámu a ostatních částí uchycovacího systému byla navržena tak, aby splňovala výše zmíněné požadavky a umožňovala nejen uchytit testovaný motocyklový motor, ale zároveň byla použitelná i pro uchycení a měření automobilových spalovacích motorů. Detailní popis jednotlivých součástí této konstrukce je uveden dále v práci.



Obr. 2.4 Navržená varianta modernizace brzdového stanoviště pro uchycení motoru Husaberg FE 570

VÝHODY:

Mezi hlavní výhody patří variabilitnost celého systému, který svou konstrukcí umožňuje snadno a rychle měřit různé motory na dynamometrech *DS 736-4/V*, *V250* i *SF-902* bez nutnosti vyrábět celý nový uchycovací systém. Jedinou komponentou, kterou bude nutné měnit pro motory s odlišnou roztečí připojovacích děr, je jedna z desek uchycovacího systému (motorová deska). Tato deska je malá a lehká. Náklady na její výrobu jsou při porovnání s *L-desku* mnohonásobně nižší. Celý tento systém umožňuje snadné seřízení souososti hřídele uchyceného motoru a dynamometru. Velkou výhodou je také možnost použít pro přepravu motorů vozík a motor tak není nutné složitě demontovat a přepravovat. Navržený materiál pro konstrukci rámu poskytuje dostatečnou tuhost a nízkou hmotnost celé konstrukce. Oproti variantě uchycení motoru pomocí *L-desky* je navržená konstrukce poměrně lehká a snadno se s ní manipuluje.

NEVÝHODY:

Mezi nevýhody tohoto konstrukčního řešení uchycení motoru může patřit v počátku větší počet vyráběných a nakupovaných součástí, tudíž vyšší počáteční pořizovací náklady. Díky variabilitnosti celého systému se však počáteční investice, při vyšším počtu různých typů měřených motorů, brzy vrátí.



3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH HLAVNÍCH ČÁSTÍ BRZDOVÉHO STANOVISŤE

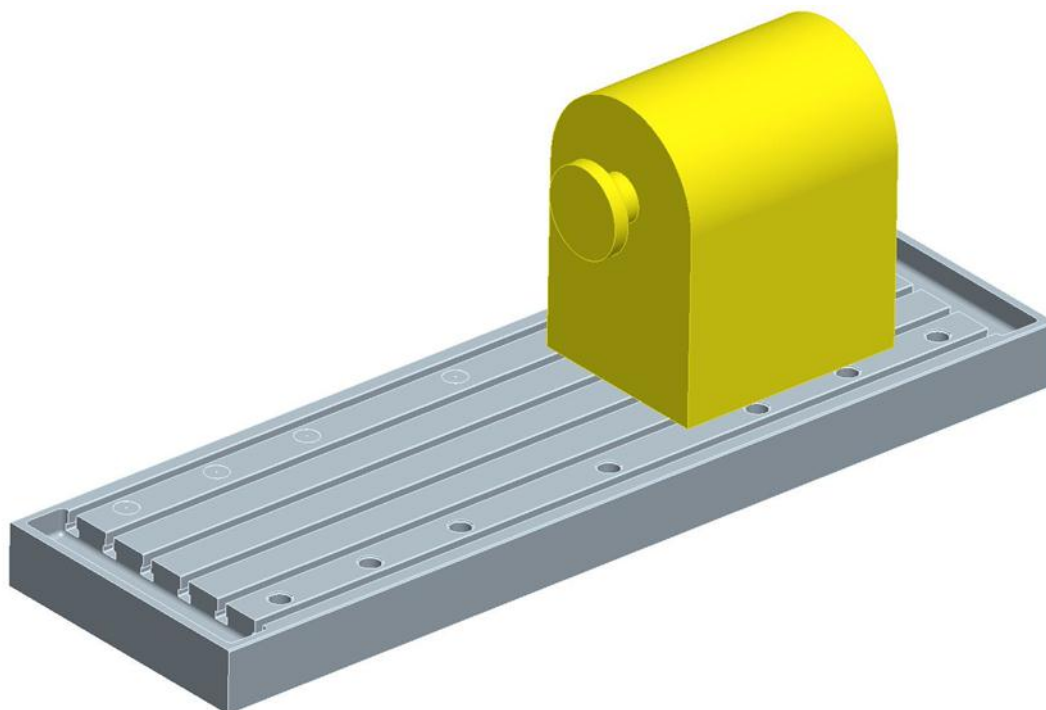
V následující kapitole jsou popsány konstrukční návrhy hlavních částí systému pro uchycení motocyklového motoru *Husaberg FE 570* na brzdovém stanovišti. Jsou zde uvedeny jejich různé varianty, výhody a nevýhody a konečný návrh. Dále je zde uveden i návrh upravené varianty vozíku a systému pro uchycení automobilového motoru pomocí tohoto vozíku.

Pro zpracování konstrukčního návrhu a kontrolní pevnostní výpočet jsem zvolil školní verzi 3D CAD systému *Pro/Engineer Wildfire 5* s nadstavbou *Pro/Mechanica*.

3.1 ZÁKLADOVÁ DESKA

Základová deska, zabudovaná v podlaze, je základem původní i modernizované zkušebny. Šesti stavěcími a osmi kotvícími šrouby umístěnými v průchozích otvorech desky s osazením je možné seřídit její rovinnost a také je jimi ukotvena do základů. Pro názornost jsou u desky na Obr. 3.1 na dolní polovině otvory bez bezpečnostních víček a také je zde schematicky zobrazen dynamometr. Pomocí šroubů a speciálních T-matic je možné do šesti vyfrézovaných T-drážek pevně ukotvit dynamometr i rám s uchyceným motorem. Model základové desky byl vytvořen podle původní výrobní výkresové dokumentace.

Rozměry základové desky byly výchozím prvkem pro návrh konstrukce rámu a jeho rozměrů. Při návrhu rámu a systému pro uchycení motoru bylo zohledněno také vyosení dynamometru na základové desce.



Obr. 3.1 Model základové desky a zjednodušený model dynamometru DS 736-4/V



3.2 RÁM

3.2.1 KONSTRUKCE RÁMU

Pro konstrukci svařence rámu byly zvoleny ocelové duté profily „jäckely“ obdélníkového průřezu ČSN-EN 10219-2 o rozměrech 90x70x5 mm. Pro vnitřní výztuhy šroubových spojů byly zvoleny ocelové trubky ČSN-EN 42 5715.01 o průměru 22 mm a tloušťce stěny 4 mm. Aby bylo možné trubky přivařit a následně zabrousit dosedací plochy, bylo nutné do profilů rámu umístit otvory o průměru 23 mm se sraženými hranami 3x45°. Vyztužení bylo provedeno z důvodu zamezení možných deformací průřezu profilů rámu při dotahování šroubů.

Rozteč střednic spodních profilů byla zvolena v závislosti na šířce upravovaného vozíku a rozteči T-drážek v základové desce 850 mm. Délka spodních profilů byla zvolena 800 mm. Tato délka byla volena tak, aby umožňovala dostatečné vedení a ustavení vozíku a zároveň vycházela jako optimální z pevnostního výpočtu. Výška rámu byla zvolena s ohledem na výšku el. dynamometru 990 mm. Umístění vnitřních a bočních výztuh rámu bylo zvoleno v závislosti na výsledcích pevnostního výpočtu. Zároveň však muselo umožnit také spojení rámu s uchycovacím systémem motoru a v případě potřeby umožnit i jeho natočení.

A. POPIS PRVNÍ VARIANTY NÁVRHU KONSTRUKCE RÁMU

Vnější rozměry a tvar rámu vycházely z výše zmíněných požadavků. Variant vnitřního uspořádání výztuh rámu se nabízelo hned několik. Z konstrukce uchycovacího systému motoru vycházelo jako vhodné použít dvě vertikální příčky, ke kterým by byla pomocí šroubů připevněna hlavní deska uchycovacího systému. Jedním z požadavků však bylo, aby žádná část rámu nebránila umístění součástí motoru, např. výfukovému potrubí. Popřípadě aby jejich umístění bylo umožněno natočením uchycovacího systému. Výhodou první varianty rámu na Obr. 3.2 byl sice velký rozsah pro umístění součástí motoru, získaný natočením uchycovacího systému, ovšem na úkor snížené pevnosti rámu.

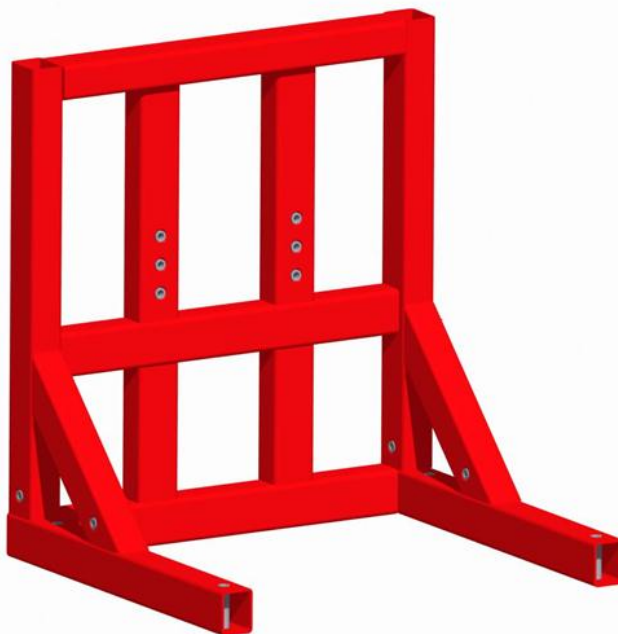


Obr. 3.2 První varianta návrhu konstrukce rámu



B. POPIS FINÁLNÍ VARIANTY NÁVRHU KONSTRUKCE RÁMU

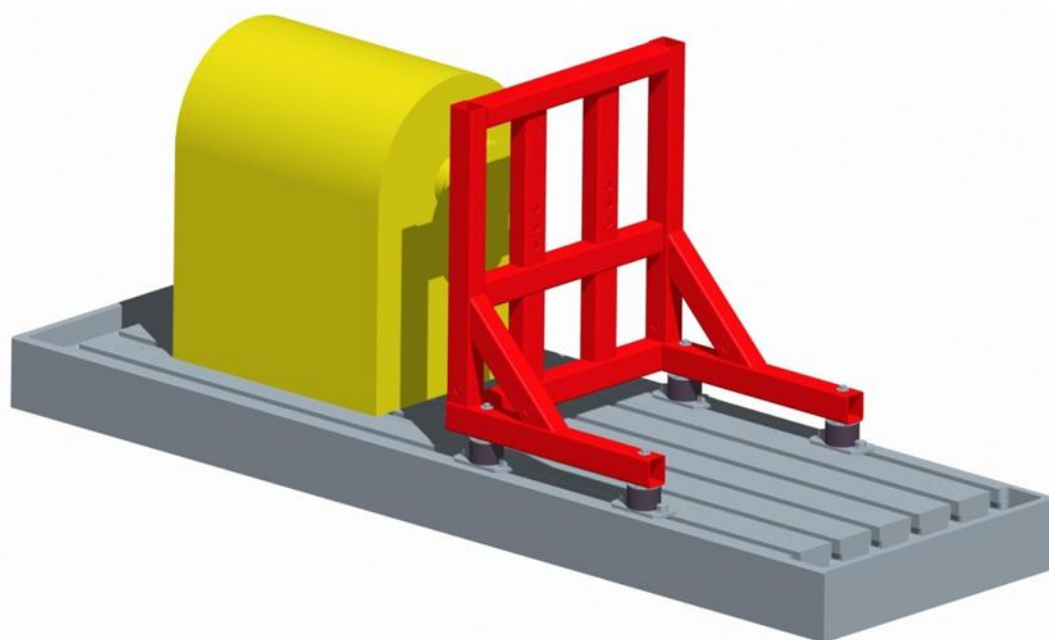
Kvůli zvýšení pevnosti rámu jej bylo nutné vyztužit horizontálními vzpěrami. Přidání horizontálních vzpěr a spojení obou krajních profilů však znamenalo snížení rozsahu pro umístění součástí motoru. Proto bylo nutné nejen najít ideální polohu vzpěry, ale současně upravit i rozměry uchycovacího systému. Tato varianta konstrukce rámu na Obr. 3.3 sice neumožňuje takový rozsah pro umístění součástí motoru, ale poskytuje oproti první variantě rámu vyšší tuhost konstrukce ověřenou pevnostním výpočtem.



Obr. 3.3 Finální varianta návrhu konstrukce rámu

3.2.2 UCHYCENÍ RÁMU K ZÁKLADOVÉ DESCE

Po návrhu tvaru rámu bylo nutné vyřešit způsob jeho uchycení k základové desce. Základním požadavkem bylo dostatečně pevné uchycení rámu a zároveň tlumení vibrací, vznikajících při chodu k rámu uchyceného motoru tak, aby nebyly přenášeny do základové desky. V průběhu konstrukce uchycovacího systému motoru bylo nutné vyřešit také způsob nastavení souslosti hřídele dynamometru DS 736-4/V i V250 s výstupní hřídelí uchyceného motoru, přičemž u obou typů dynamometrů byla odlišná výška osy hřídele dynamometru od základové desky. Pro jednodušší a přesnější nastavení souslosti hřídelů byl proto navržen systém uchycení rámu k základové desce umožňující změnou vzdálenosti dolních profilů rámu od základové desky horizontální nastavení souslosti. Pro vertikální nastavení souslosti byl navržen dále v práci popsáný systém drážek v hlavní desce uchycovacího systému motoru.

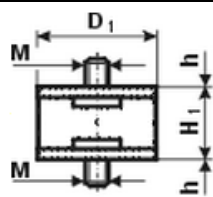
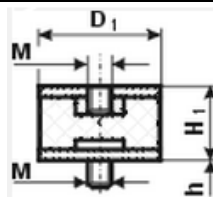


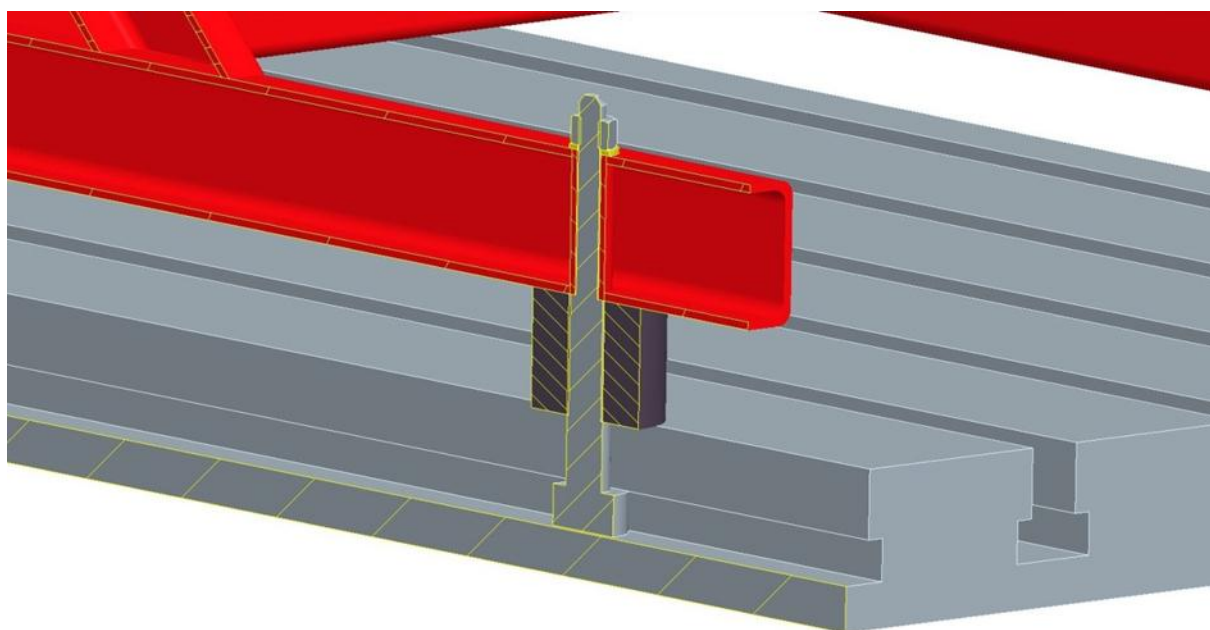
Obr. 3.4 Uchycení rámu k základové desce

A. POPIS PRVNÍ VARIANTY NÁVRHU UCHYCENÍ RÁMU K ZÁKLADOVÉ DESCE

Základem první varianty uchycení konstrukce rámu k základové desce na Obr. 3.5 byl navržený šroub, jehož hlava byla umístěna v drážce základové desky. Odpružení a tlumení vznikajících vibrací bylo realizováno silentblokem *Typu GP* s průchozím otvorem, jehož parametry jsou uvedeny v Tab. 3.1. Pro uchycení rámu bylo nutné do spodních profilů umístit trubkami vyztužené otvory, kterými procházely navržené šrouby. Tato varianta by ovšem umožnila tlumit vibrace pouze částečně. Kvůli zvýšení životnosti silentbloku vyžadovala také úpravu použitím podložky umístěné mezi dosedací plochou silentbloku a základovou deskou. Navíc se vzhledem k požadavku možnosti nastavení vzdálenosti rámu od základové desky stala nedostačující a bylo ji nutné upravit.

Tab. 3.1 Typy a parametry silentbloků [11]

Typ	Typ GP	Typ 1	Typ 2
Vnější průměr D_1 [mm]	100	100	100
Vnitřní průměr d_1 [mm]	25	-	-
Výška H_1 [mm]	70	70	70
Závit	-	M12	M12
Tvrdost [Sha]	55	55	55
			



Obr. 3.5 Detail první varianty návrhu uchycení rámu k základové desce

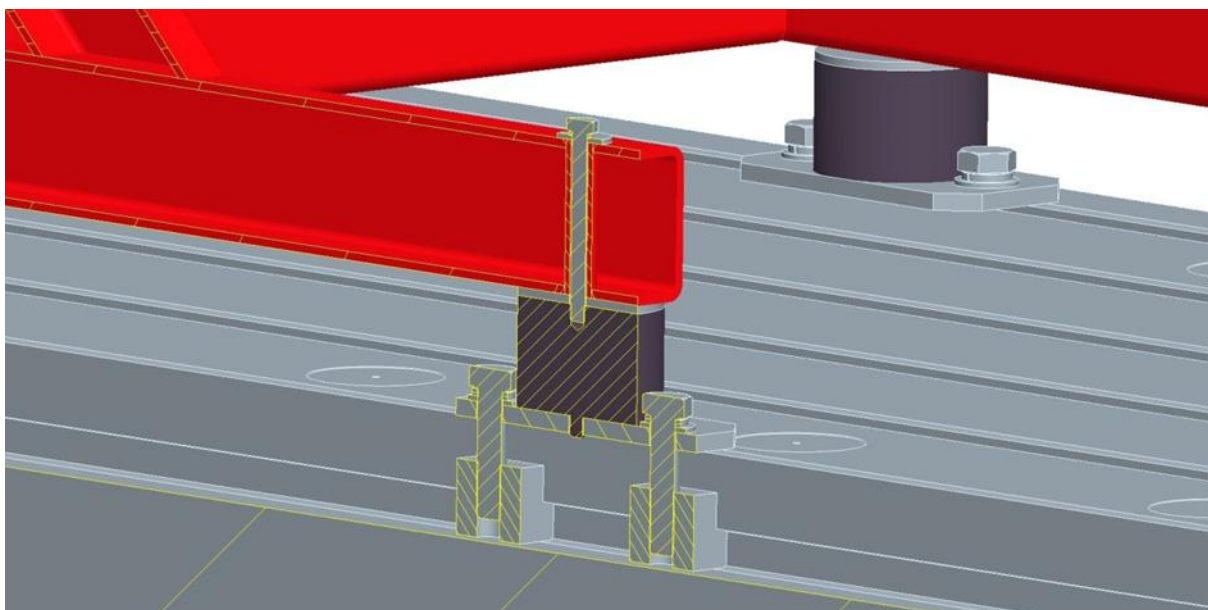
B. POPIS FINÁLNÍ VARIANTY NÁVRHU UCHYCENÍ RÁMU K ZÁKLADOVÉ DESCE

Tato varianta uchycení konstrukce rámu k základové desce na Obr. 3.6 vychází z osvědčeného systému uchycení *L-desky*. K odpružení rámu byly použity silentbloky Typu 2, jehož parametry jsou uvedeny v Tab. 3.1. Tento typ silentbloku je opatřen kovovou podložkou, která jej chrání a zvyšuje tak životnost hlavní pryžové části. Použitím přídavné podložky potřebné tloušťky umístěné mezi styčnou plochu silentbloku a rámu je umožněno v případě potřeby nastavit vzdálenost základové desky a rámu. Uchycení silentbloku k rámu je realizováno šroubem se závitem *M12*. Šroub silentbloku je přišroubován do pomocné desky s otvory, která je pomocí dvou šroubů a dvou T-matic, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 3.2, uchycena do T-drážek základové desky.

Tato varianta splňuje požadavek pevného uchycení rámu, tlumení vibrací a zároveň díky použití podložek různé tloušťky možnost horizontálního seřízení souososti hřídele dynamometru a uchyceného motoru u obou typů dynamometrů.

Tab. 3.2 Parametry použitých T-matic [12]

a-0,5 [mm]	s [mm]	k [mm]	h [mm]	øM [mm]	
36	54	22	44	20	



Obr. 3.6 Detail finální varianty návrhu uchycení rámu k základové desce

3.3 UCHYCOVACÍ SYSTÉM MOTORU

Aby bylo možné upevnit měřený motor k rámu a následně jeho výstupní hřídel pomocí spojky spojit s hřídelí dynamometru, bylo nutné navrhnout konstrukci uchycovacího systému. Hlavními požadavky kladenými na uchycovací systém bylo pevné a tuhé uchycení motoru k rámu a umožnění horizontálního seřízení souososti hřídele motoru a dynamometru. Dalším požadavkem bylo umožnit natáčení uchyceného motoru kolem osy jeho výstupní hřídele. Díky čemuž by bylo umožněno vhodné natočení motoru vzhledem k jeho pracovní poloze, popřípadě snadné umístění výfukového potrubí nebo jiných součástí motoru tak, aby nekolidovali s konstrukcí rámu. Důležitá byla také kompatibilita s uchycovacím systémem dynamometru SF-902 pro snadnou a rychlou výměnu a uchycení motoru na obou zkušebních stanovištích. Z tohoto důvodu vychází návrh hlavních částí a rozměry uchycovacího systému z konstrukce dynamometru SF-902. Cílem při návrhu uchycovacího systému bylo, aby při měření různých typů motorů bylo možné vyrábět a měnit co nejmenší počet komponent.

3.3.1 HLAVNÍ DESKA „SUPERPLATE“

Tato deska je hlavní částí celého uchycovacího systému a pomocí šroubů jej spojuje s rámem. Díky tomu bylo ideální navrhnout její konstrukci takovým způsobem, aby ji bylo možné využít k horizontálnímu seřízení souososti hřídele motoru a dynamometru. Aby deskou mohl procházet hřídel spojující dynamometr s motorem, bylo nutné umístit do jejího středu kruhový otvor s osazením. Jelikož je hlavní deska pomocí čtyř šroubů spojena s pomocnou deskou „Hvězdou“, bylo pomocí osazení otvoru dosaženo přesného dosednutí a souososti otvorů v obou deskách.

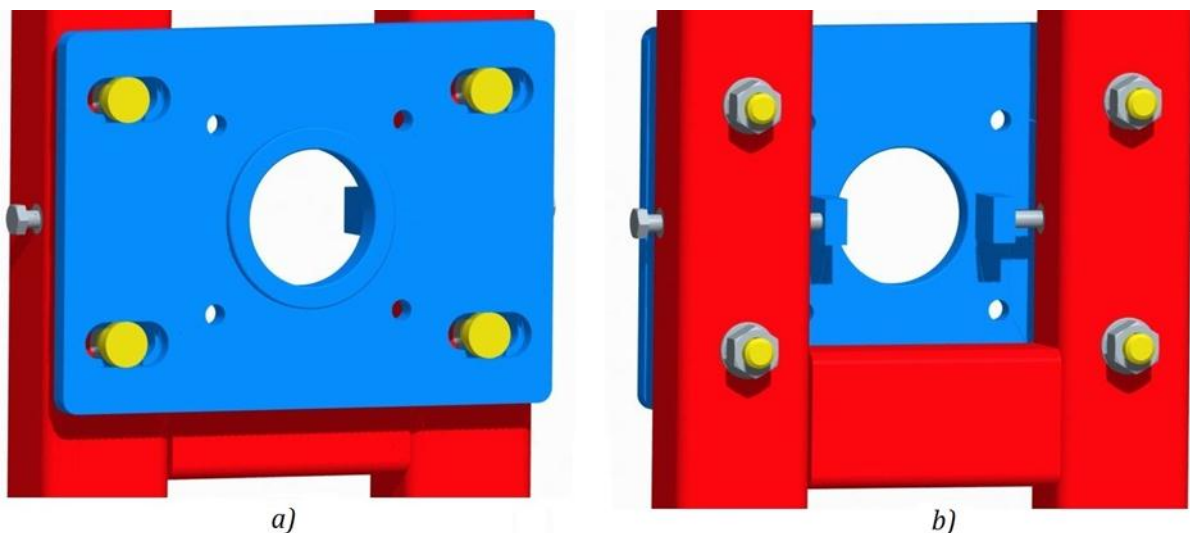
Nejdůležitějším prvkem při návrhu hlavní desky bylo vhodně zvolit tvar a umístění drážek pro šrouby spojující desku s rámem. Při návrhu bylo nutné zohlednit vyosení dynamometru DS 736-4/V na základové desce o 30 mm. Zároveň byla limitujícím faktorem také rozteč otvorů pro uchycení pomocné desky, vycházející z konstrukce desky použité u dynamometru SF-902.



A. POPIS PRVNÍ VARIANTY NÁVRHU HLAVNÍ DESKY

Základem první varianty návrhu hlavní desky na Obr. 3.7 byla obdélníková deska se čtyřmi drážkami a dorazy. Pomocí čepů se závitem, umístěných v drážkách desky, bylo posuvem desky umožněno horizontální seřízení souososti hřídele motoru a dynamometru. Pomocí čepů a matic byla zároveň základová deska uchycena do vyztužených otvorů v rámu. Aby bylo umožněno dosednutí pomocné desky na čelní plochu hlavní desky, bylo nutné zapustit hlavy čepů. Z tohoto důvodu však bylo nutné zvětšit tloušťku desky v místě drážek. Přesné nastavení pozice desky bylo umožněno pomocí vevařených trubek se závitem v rámu, dvou šroubů a dorazů umístěných na desce.

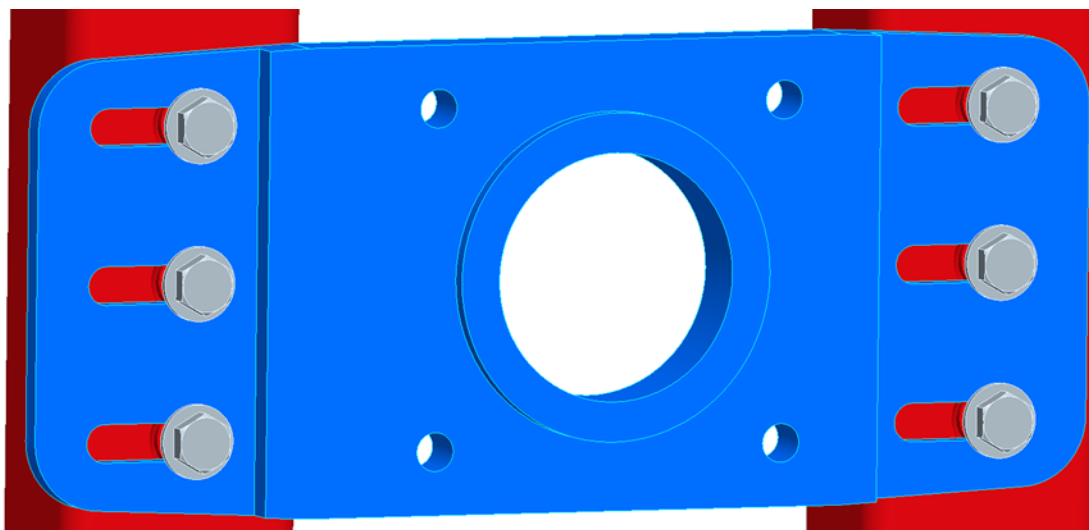
Nevýhodou tohoto řešení byla nutnost zvětšit délku desky pro dosažení větší délky drážek. Problémem však bylo, že při větší délce drážek čili desky bylo nutné zároveň zvětšit rozteč mezi vertikálními vzpěrami rámu. To mělo za následek snížení efektivity vybrání v pomocné desce, jejímž natočením by u této varianty hlavní desky mohly případně části motoru kolidovat s částmi rámu. Toto řešení splňovalo požadavek horizontálního seřízení souososti hřídelů avšak za předpokladu velké a těžké desky.



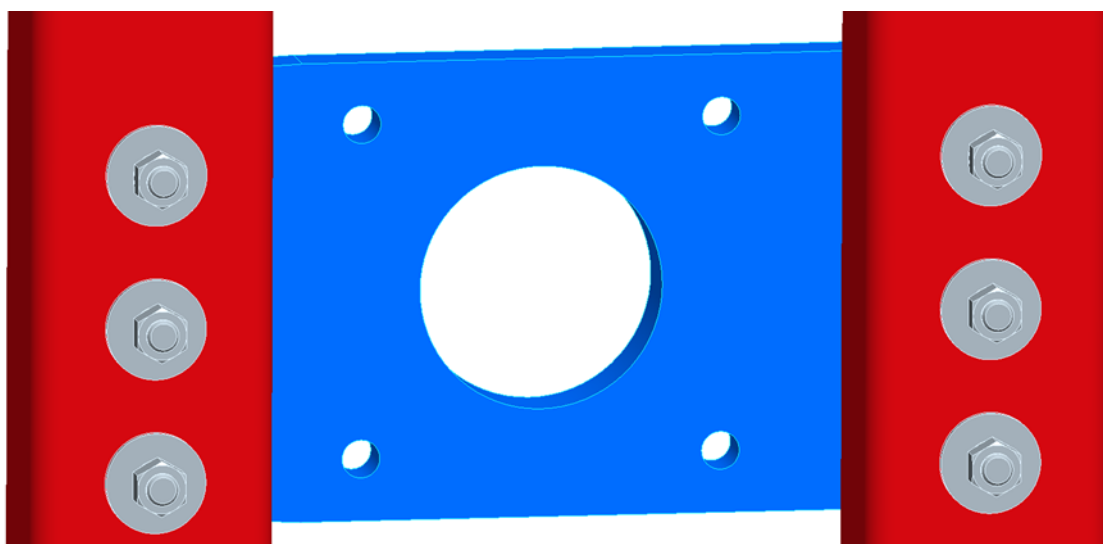
Obr. 3.7 První varianta návrhu hlavní desky a uchycení k rámu a)čelní plocha hl. desky b)pohled zezadu - systém seřizování polohy desky pomocí šroubů

B. POPIS FINÁLNÍ VARIANTY NÁVRHU HLAVNÍ DESKY

Vhodným umístěním drážek a vyosením otvoru pro hřídel dynamometru a měřeného motoru bylo u této varianty na Obr. 3.8 a Obr. 3.9 dosaženo většího rozmezí pro horizontální seřízení souososti obou hřídelů. Použitím standardizovaných šesti šroubů namísto čtyř čepů se závitem odpadla nutnost vyrábět čepy. Tato varianta byla ekonomičtější a navíc bylo možné odstranit osazení na zadní straně desky v místě drážek. Celý systém uchycení byl zjednodušen a úpravou jeho tvaru klesla podstatně i hmotnost a výrobní náklady. Odstraněním systému dorazů odpadla nutnost vrtat díry do rámu a vevařovat trubky se závitem. Vybráním na čelní ploše desky v místě drážek byla snížena hmotnost desky a bylo umožněno povolení šroubů pro nastavení souososti hřídelů i po namontování pomocné desky. Tato varianta splňovala všechny na ni kladené požadavky a úpravou tvaru desky přinášela výše zmíněné výhody.



Obr. 3.8 Finální varianta návrhu hlavní desky a uchycení k rámu – čelní plocha



Obr. 3.9 Finální varianta návrhu hlavní desky a uchycení k rámu – pohled zezadu

3.3.2 POMOCNÁ DESKA „HVĚZDA“

Pomocná deska slouží ke spojení základové a motorové desky. Základním na ni kladeným požadavkem bylo umožnit pevné uchycení motorové desky s motorem. Zároveň musela být navržena tak, aby natočení desky kolem osy hřídele uchyceného motoru umožnilo vhodné natočení motoru vzhledem k jeho pracovní poloze. Případně aby natočení desky umožnilo snadné umístění výfukového potrubí, nebo jiných součástí motoru tak, aby nekolidovaly s konstrukcí rámu, nebo jinými částmi uchycovacího systému. Stejně jako základová deska musela i pomocná deska umožnit průchod hřídele pro spojení dynamometru a měřeného motoru. Proto bylo nutné umístit do jejího středu kruhový otvor odpovídající vnějšímu průměru osazení na základové desce.

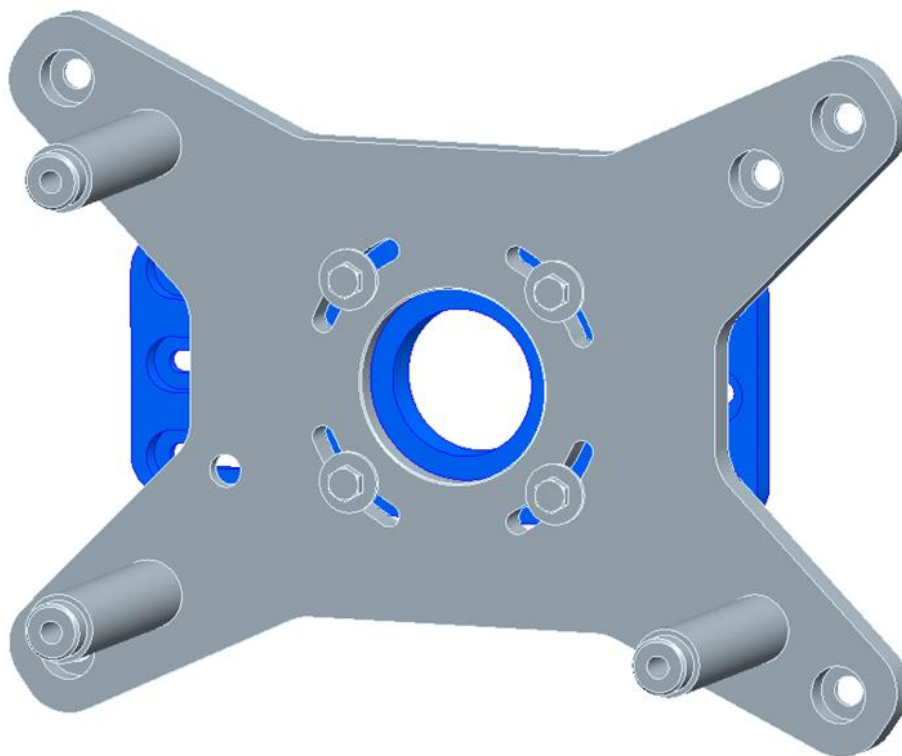
A. POPIS PRVNÍ VARIANTY NÁVRHU POMOCNÉ DESKY

Tato varianta pomocné desky použitím specifického hvězdicovitého tvaru viz. Obr. 3.10 umožnila umístění přípojných částí motoru, jako např. výfukového potrubí v místech vybrání. Pomocí čtyř drážek umístěných na kružnici o průměru 91 mm bylo umožněno natáčení desky

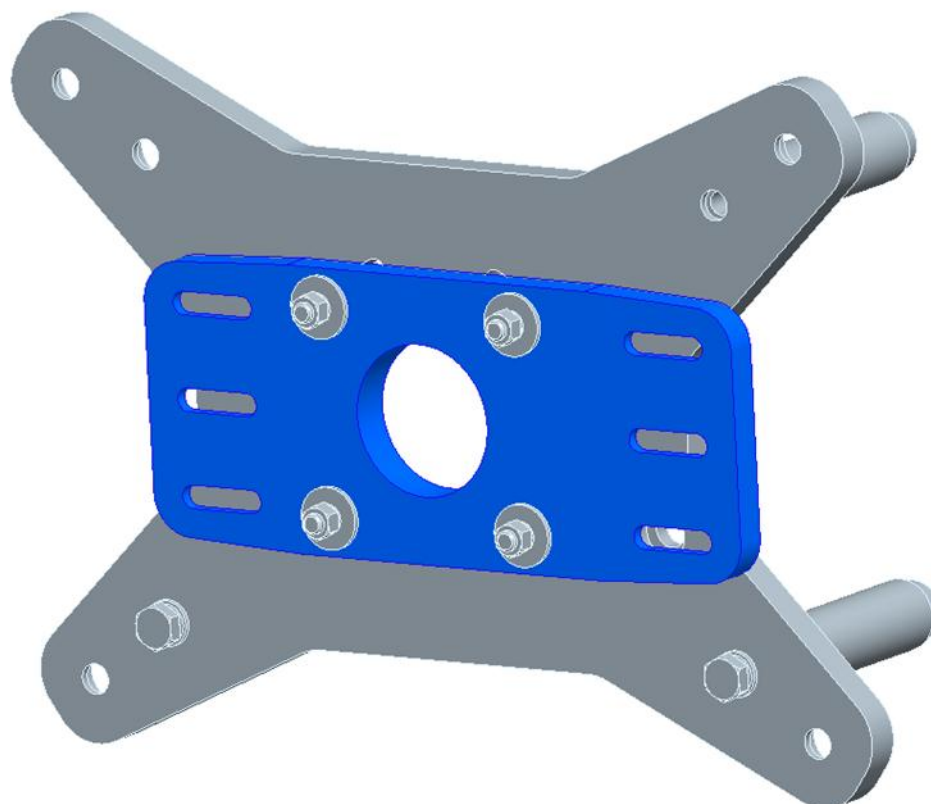


s uchyceným motorem kolem osy výstupního hřídele motoru, tedy osy dynamometru. Čtyřmi šrouby umístěnými v těchto drážkách byla pomocná deska spojena s hlavní deskou. Aby bylo možné vzájemně spojit pomocnou a motorovou desku a zároveň mezi ně umístit hřídel spojující dynamometr s měřeným motorem, byly v obou deskách navrženy otvory s osazením o stejném průměru a stejných roztečných kružnicích. Do těchto otvorů by byly následně umístěny tyče délky 180 mm s děrami se závitem M16 a osazením na obou koncích. Kratší osazení u tyčí o 1 mm než osazení u děr v pomocné a motorové desce zajistilo při sešroubování pevné spojení obou desek.

Na Obr. 3.11 jsou pro názornost spodní tyče zobrazeny se šrouby a podložkami, horní tyč bez šroubu a podložky a ostatní díry jsou bez tyčí. Aby byla konstrukce pomocné desky co nejuniverzálnější a umožňovala použít pro motory různé velikosti i motorové desky různých velikostí, jsou díry pro tyče navrženy na dvou roztečných kružnicích. Tyče se pak vhodně umístí do otvorů dle prostorového uspořádání motoru. Např. pro uchycení motocyklového motoru *Husaberg FE 570* byla kvůli jeho tvaru navržena motorová deska pouze se třemi otvory pro spojení s pomocnou deskou.



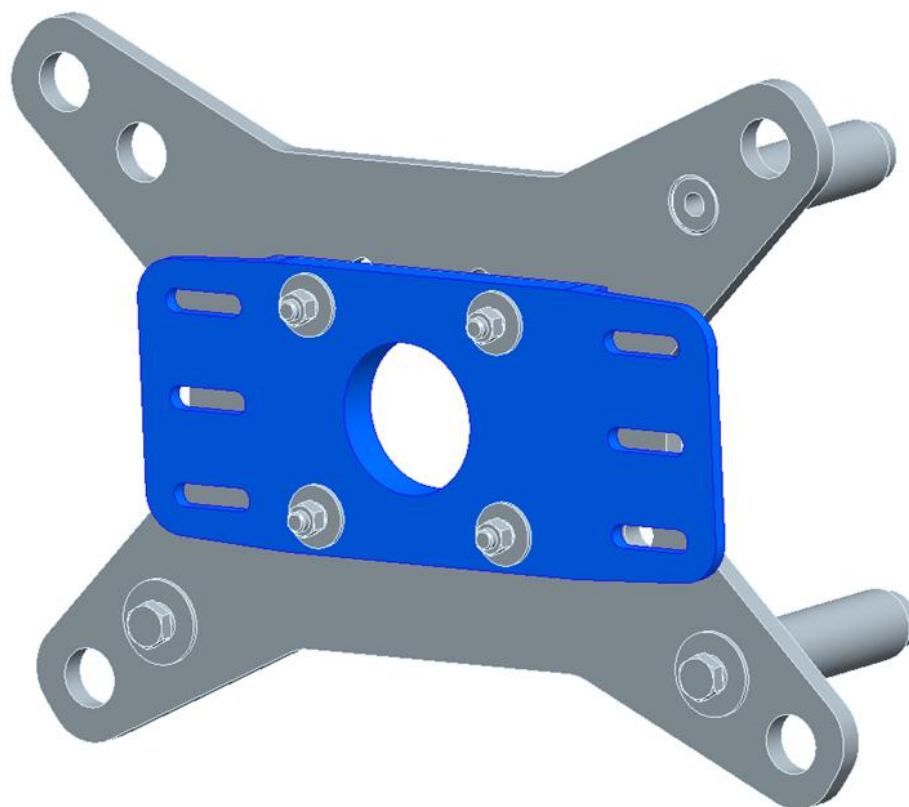
Obr. 3.10 První varianta návrhu pomocné desky „Hvězdy“ – čelní plocha



Obr. 3.11 První varianta návrhu pomocné desky „Hvězdy“ – pohled zezadu

B. POPIS FINÁLNÍ VARIANTY NÁVRHU POMOCNÉ DESKY

U této varianty na Obr. 3.12 byly otvory s osazením nahrazeny průchozími otvory o průměru 35 mm. Tato varianta děr umožnila také snížit tloušťku desky z původních 25 mm na 15 mm. Tím byla zjednodušena výroba desky a také podstatně snížena její hmotnost. K uchycení tyčí byly použity podložky DIN 9021 o vnějším průměru 50 mm a šrouby M16x60 ISO 4014.



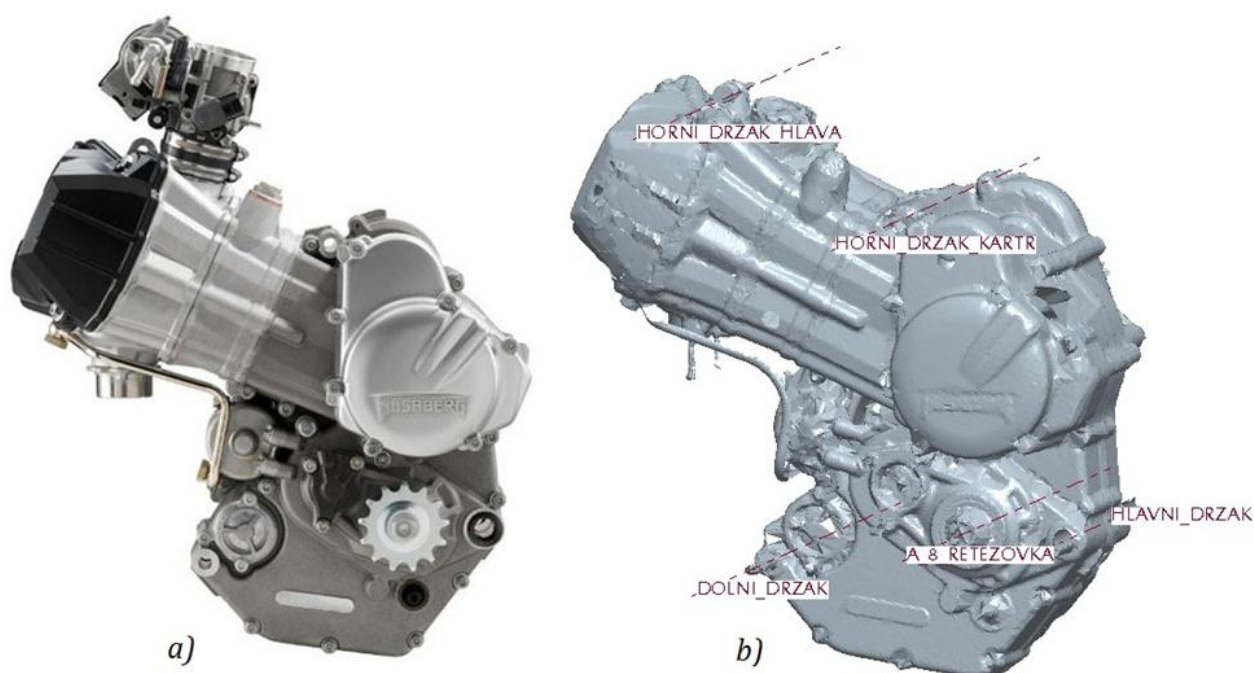
Obr. 3.12 Finální varianta návrhu pomocné desky „Hvězdy“ – pohled zezadu

3.3.3 MOTOROVÁ DESKA A SYSTÉM UCHYCENÍ MOTORU

Motorová deska slouží k uchycení měřeného motoru a jeho spojení s pomocnou deskou uchycovacího systému. Základním požadavkem bylo, aby tato deska byla jedinou částí uchycovacího systému, kterou bude nutné vyrábět a měnit pro uchycení různých typů měřených motorů. Konstrukce desky musela umožnit pevné spojení motoru s ostatními částmi uchycovacího systému a průchod výstupního hřídele motoru. Zároveň měla být její konstrukce lehká, avšak dostatečně pevná.

Aby bylo možné splnit výše zmíněné požadavky, byla deska navržena tak, že její tvar bude vždy přizpůsoben tvaru čelní plochy a umístění uchycovacích otvorů měřeného motoru. Pokud by nebylo možné desku uchytit přímo k čelní ploše motoru, bylo by pro daný motor navrženo vhodné vybrání v desce, speciální umístění desky, nebo vymezení mezery mezi dosedací plochou motoru a desky pomocí distančních podložek.

Pro vzájemné spojení motorové a pomocné desky byly u obou desek navrženy otvory stejného průměru a použity šrouby a tyče se závitem uvedené u popisu pomocné desky. Umístění a počet otvorů v motorové desce bude u každé vyrobené desky pro daný typ motoru závislé na tvaru a rozměrech měřeného motoru tak, aby odpovídalo některé z variant roztečí otvorů v pomocné desce. Pro uchycení motoru byly v motorové desce navrženy otvory, jejichž umístění by odpovídalo přípojemným otvorům v bloku motoru.



Obr. 3.13 Motocyklový motor Husaberg FE 570 a) skutečná podoba [9] b) 3D model se zvýrazněnými uchycovacími body

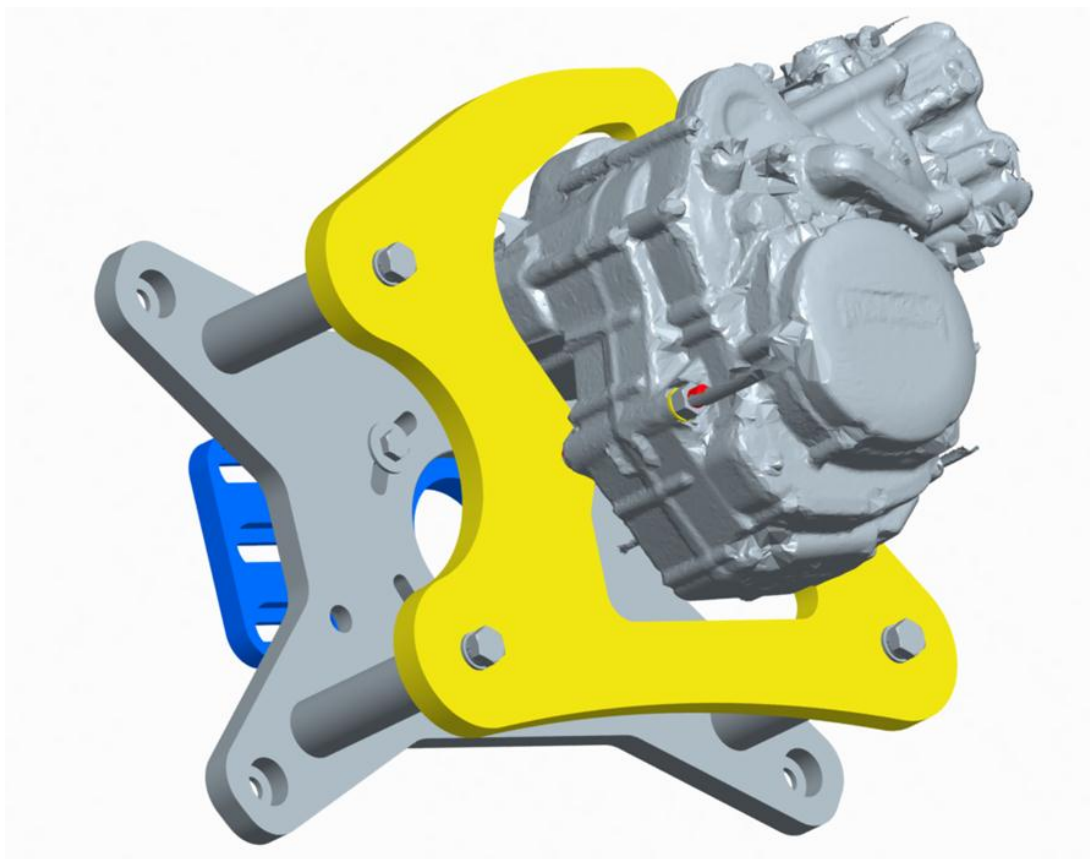
A. POPIS PRVNÍ VARIANTY NÁVRHU MOTOROVÉ DESKY

Základem první varianty návrhu motorové desky pro uchycení motoru *Husaberg FE 570* byl 3D model motoru, který byl vytvořen po naskenování reálného motoru 3D scannerem Atos. Při návrhu desky a systému uchycení motoru bylo nutné dodržet také pracovní polohu motoru.

Z 3D modelu motoru na Obr. 3.13 byla známa poloha připojovacích otvorů motoru, tedy i jim odpovídajících otvorů v motorové desce. Jelikož tvar čelní plochy motoru neumožňoval přímé dosednutí desky na čelní plochu motoru, bylo nutné navrhnout speciální tvar desky, nebo desku odsadit od čelní plochy motoru. Při použití odsazené desky by bylo nutné vymezit vzniklou mezeru mezi deskou a dosedací plochou motoru. Aby bylo uchycení motoru k desce co nejužší, byl navrhnut její tvar tak, aby umožňoval uchycení přímo na čelní plochy tří hlavních uchycovacích otvorů motoru pomocí svorníků, distančních podložek a matic.

Kvůli specifickému tvaru motoru a umístění motorové desky byly pro její uchycení k pomocné desce použity tři otvory, jejichž umístění odpovídalo pozici otvorů na menší roztečné kružnici pomocné desky viz. Obr. 3.14.

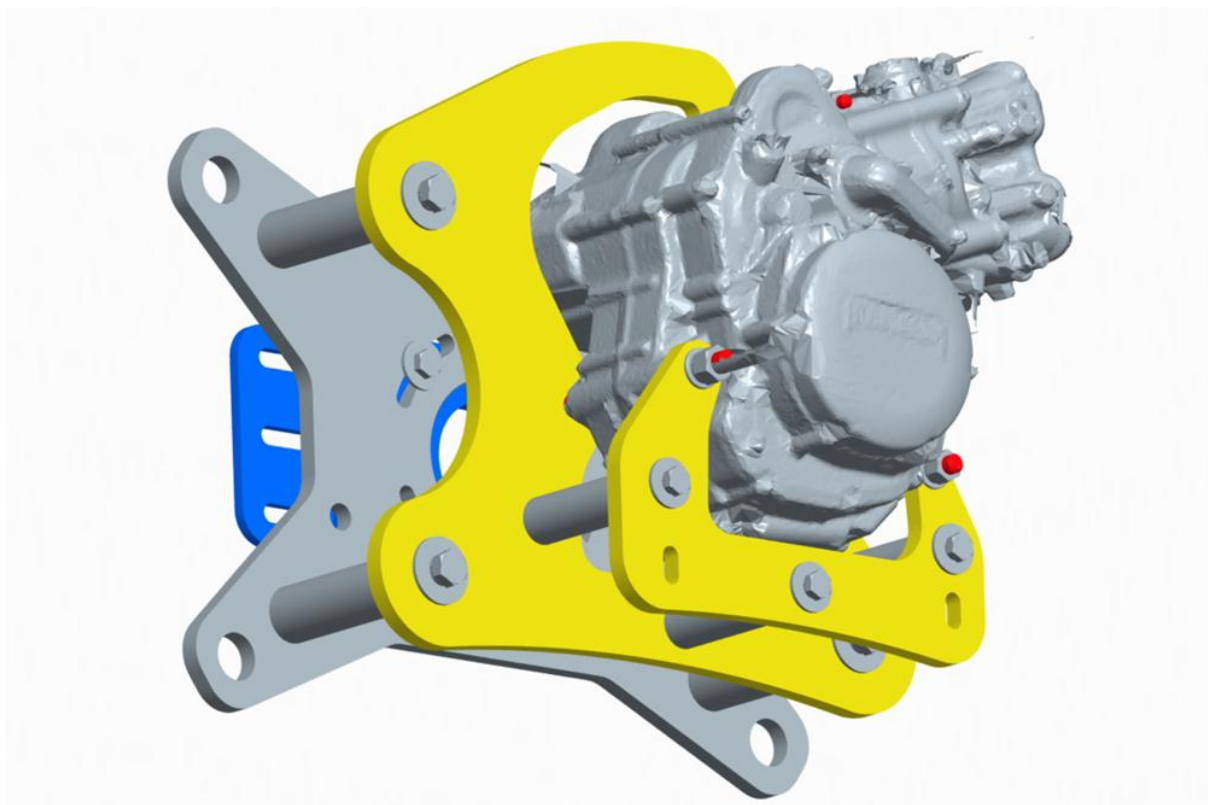
Zvolený tvar desky a její umístění splňovalo požadavek lehké konstrukce a zároveň umožňovalo průchod výstupního hřídele motoru.



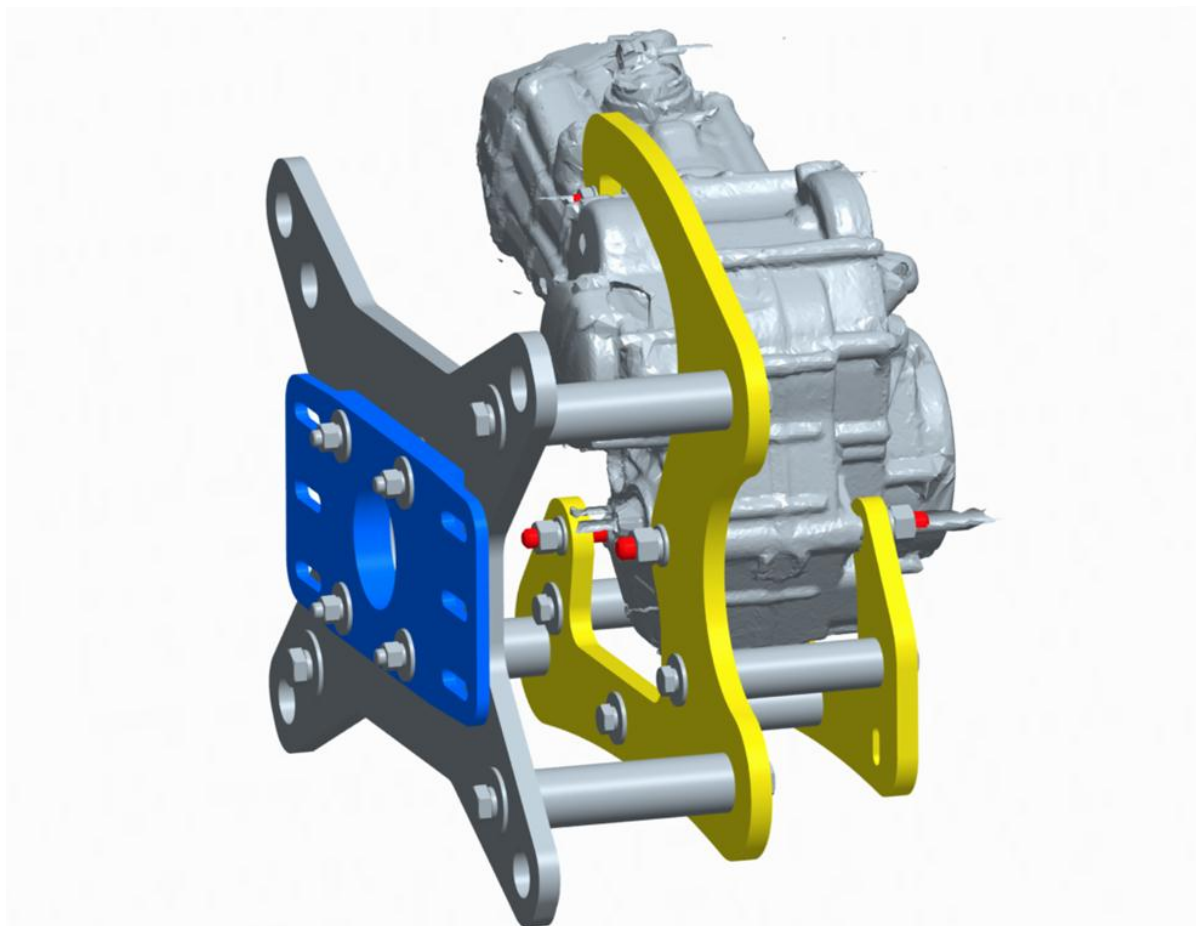
Obr. 3.14 První varianta návrhu motorové desky

B. POPIS FINÁLNÍ VARIANTY NÁVRHU MOTOROVÉ DESKY

Tato varianta motorové desky na Obr. 3.15 a Obr. 3.16 vznikla na základě úprav návrhu pomocné desky. Byla tedy zmenšena její původní tloušťka odpovídající tloušťce pomocné desky. Návrh byl dále doplněn o menší pomocnou motorovou desku, dosedající k čelním plochám spodních uchycovacích otvorů na zadní straně motoru. Systém spojení obou desek byl zvolen totožný se systémem spojení motorové a pomocné desky. K tomuto účelu byly v obou deskách navrženy otvory o průměru 25 mm. Spojením desek pomocí tyčí s osazením o délce 153 mm s děrami se závitem M12 vznikl pomocný rám, do kterého byl pomocí svorníků a matic uchycen motor. Pro možnost uchycení podpěry, která by spojila pomocný rám motoru s hlavním rámem a vyztužila tak uchycovací systém, byly navrženy dvě drážky pro šrouby v pomocné motorové desce.



Obr. 3.15 Finální varianta motorové desky – pohled zepředu



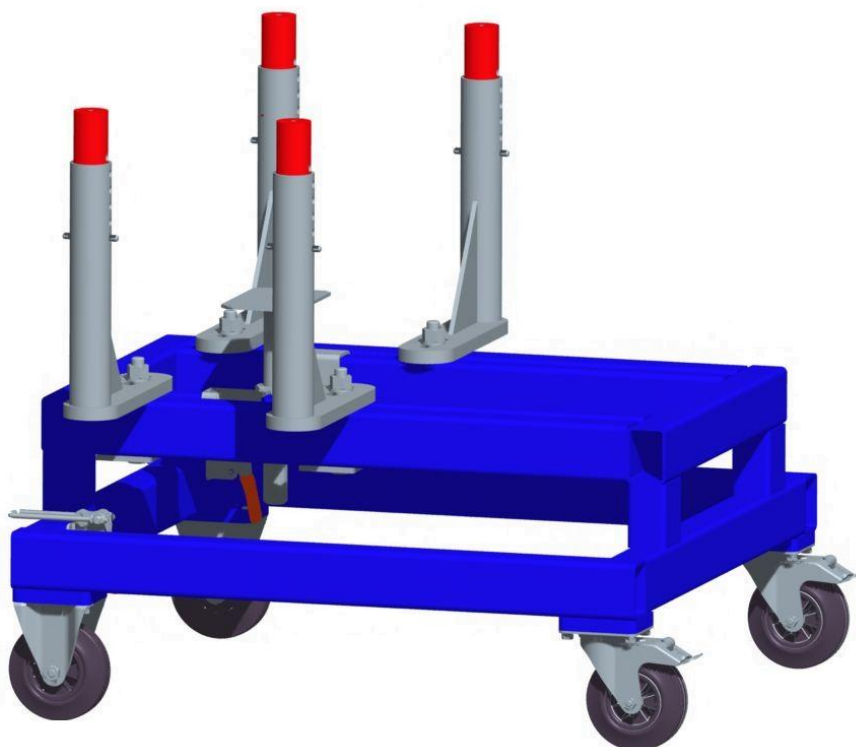
Obr. 3.16 Finální varianta návrhu motorové desky – pohled zezadu



3.4 Vozík

Tento návrh je upravenou variantou vozíku dodávaného k dynamometru *SF-902* viz. Obr. 1.2. Jeho hlavním účelem je umožnění uchycení automobilového motoru pro snadnější přepravu na různá měřicí stanoviště.

Rozměry původního vozíku byly uzpůsobené dynamometru *SF-902*, tedy i rozměry použitých dílů a výchozího materiálu byly v palcích. Bylo tedy nutné přizpůsobit rozměry vozíku navrženému rámu za použití dostupného materiálu. Pro návrh rámu vozíku byly použity ocelové duté profily obdélníkového průřezu *ČSN-EN 10219-2* o rozměrech *70x50x4 mm*. Další změnou bylo použití odlišných pojezdových koleček a systému pro zafixování polohy vozíku. Pro tento účel byly navrženy dvě pevná kolečka *B-VPP 125G* a dvě otočná kolečka s brzdou *L-VPP 125G* firmy *Blickle*, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 3.3. Aby bylo možné dostatečně zajistit polohu vozíku, byly na jeho rám přivařeny dvě upínky *334-SS* firmy *DE-STA-CO*. Upínky umožňují pevně spojit vozík s dorazem, který je přišroubovaný k rámu brzdového stanoviště. Upravený byl také podpěrný systém motoru. Jelikož má el. dynamometr *DS 736-4/V* osu hřídele umístěnou o *120 mm* níž než dynamometr *SF-902*, musel být podpěrný systém motoru zapuštěn více do konstrukce vozíku. Tím bylo umožněno snadno spojit uchycený motor na vozíku s uchycovacím systémem u obou typů dynamometrů a zároveň použít vozík do jisté míry i jako podpěru bez nutnosti demontovat motor od uchycení na vozíku. Osvědčený systém pro uchycení motoru k rámu vozíku byl převzat z původního vozíku.



Obr. 3.17 Návrh konstrukce upraveného vozíku



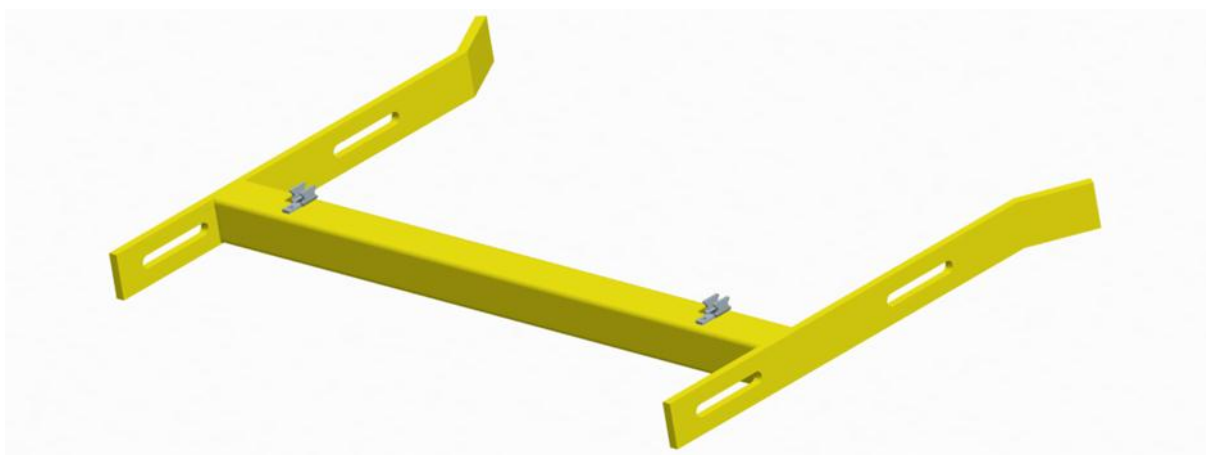
Tab. 3.3 Parametry použitých koleček [10]

	Objednací číslo	 mm	 mm	 kg	 mm	 mm	 Druh ložiska
	B-VPP 125G	125	37,5	100	100 x 85	80 x 60	kluzné ložisko
	L-VPP 125G	125	37,5	100	100 x 85	80 x 60	kluzné ložisko

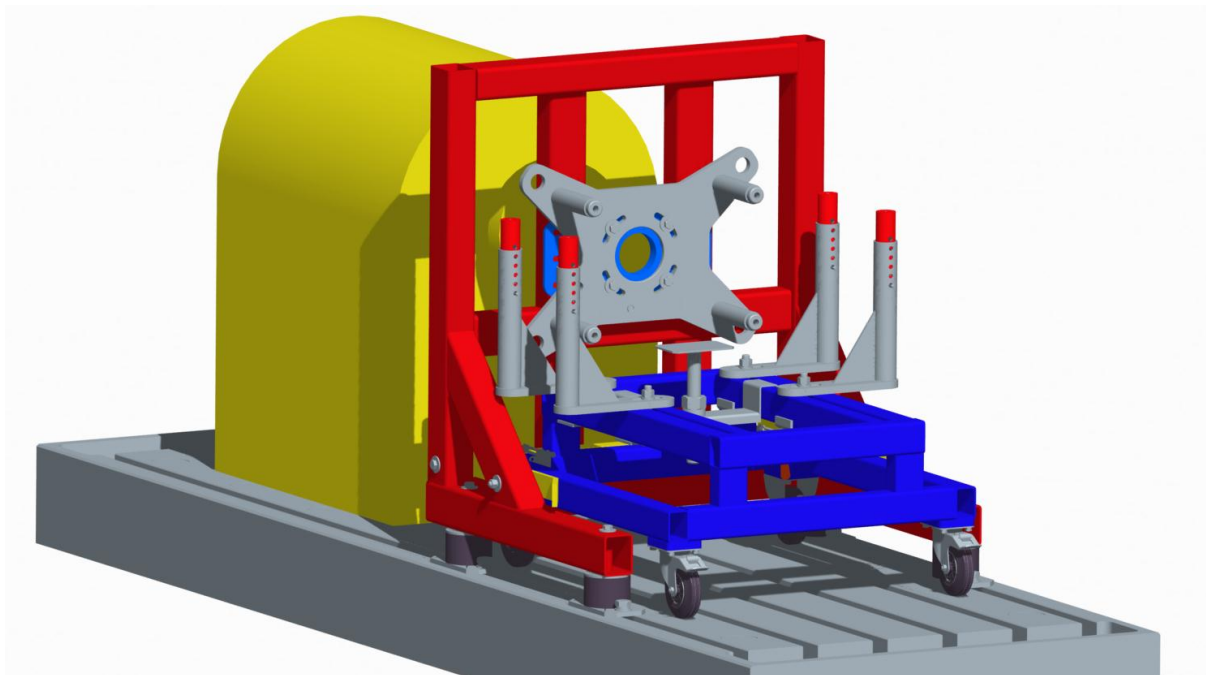
3.5 DORAZ

Doraz je navržen tak, aby svou konstrukcí umožnil snadné najetí vozíku s uchyceným motorem mezi spodní profily rámu a zajistil přesnou aretaci polohy vozíku pomocí upínek. Aby bylo možné nastavit v případě potřeby vzdálenost vozíku od čelní plochy profilů rámu je k rámu připevněn pomocí čtyř šroubů umístěných v drážkách ramen dorazu a otvorů v rámu.

Doraz spolu s vozíkem nesouvisí přímo s uchycením motocyklového motoru *Husaberg FE 570*. Tyto prvky jsou navrženy jako možné vylepšení a doplnění navržené konstrukce umožňující snadnější uchycení automobilových motorů.



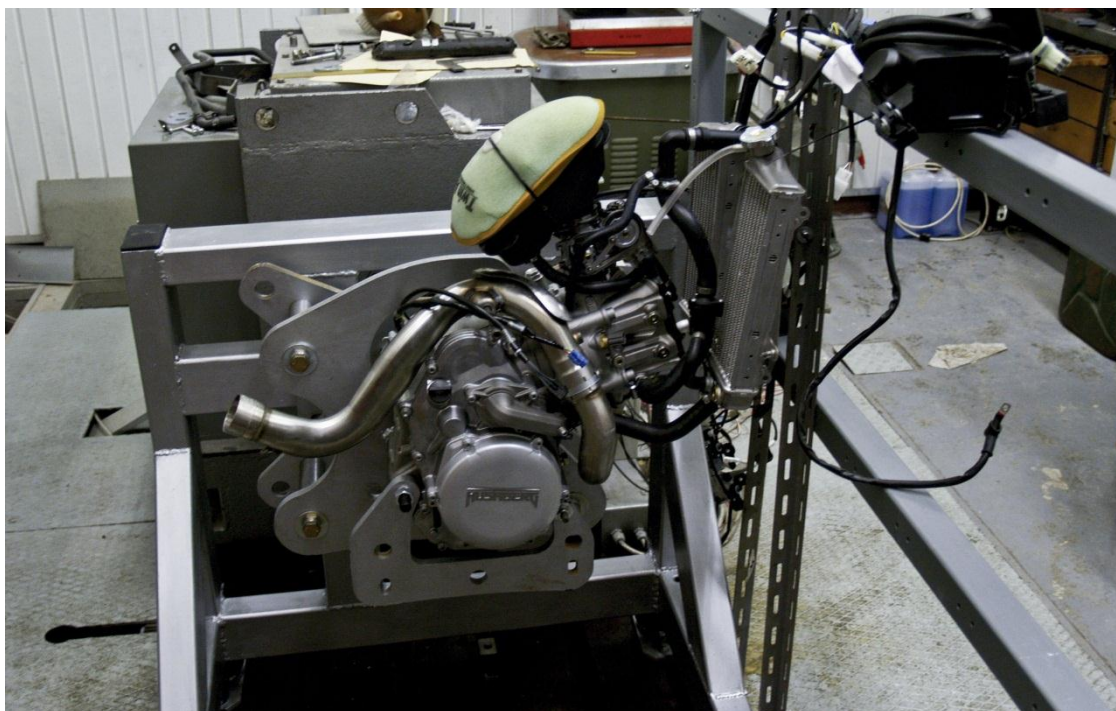
Obr. 3.18 Doraz



Obr. 3.19 Sestava brzdového stanoviště s dorazem a vozíkem

3.6 VYROBENÁ VARIANTA - ODCHYLKY OD PŮVODNÍHO NÁVRHU

Po kontrole a schválení návrhu jednotlivých výše uvedených částí Ing. Svídou a Ing. Beranem bylo nutné zakoupit potřebný materiál a normalizované součásti. Při poptávce však došlo ke komplikacím, které bylo nutné ve stanoveném termínu na výrobu rámu a uchycovacího systému vyřešit náhradou materiálu a uvedených nakupovaných položek. V průběhu výroby byly také některé navržené části vhodně upraveny s ohledem na technologii výroby a ekonomické hledisko.



Obr. 3.20 Stav modernizované zkušebny po modernizaci 2. 3. 2011



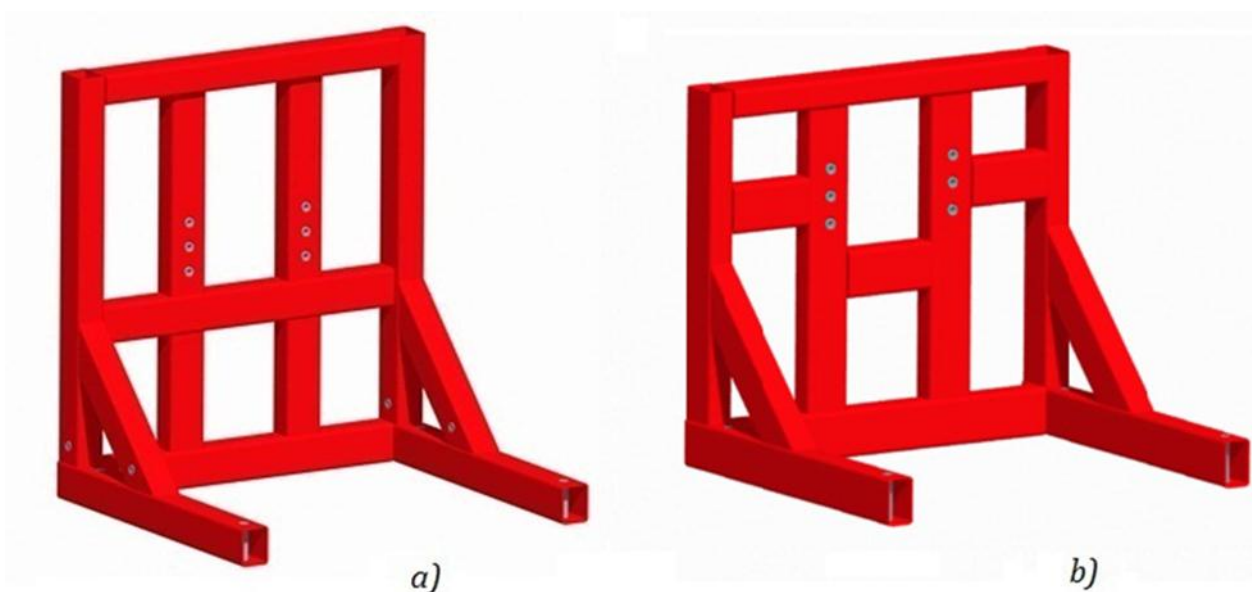
3.6.1 KONSTRUKCE RÁMU A ZPŮSOB UCHYCENÍ K ZÁKLADOVÉ DESCE

Jelikož nastal problém ve stanovené lhůtě na výrobu rámu zajistit navržený materiál, bylo jej nutné nahradit dostupným materiálem nejbližších možných rozměrů a materiálových vlastností. Proto byly pro konstrukci rámu zvoleny svařované ocelové uzavřené profily obdélníkového průřezu ČSN-EN 10219-2 o rozměrech 100x60x4 mm.

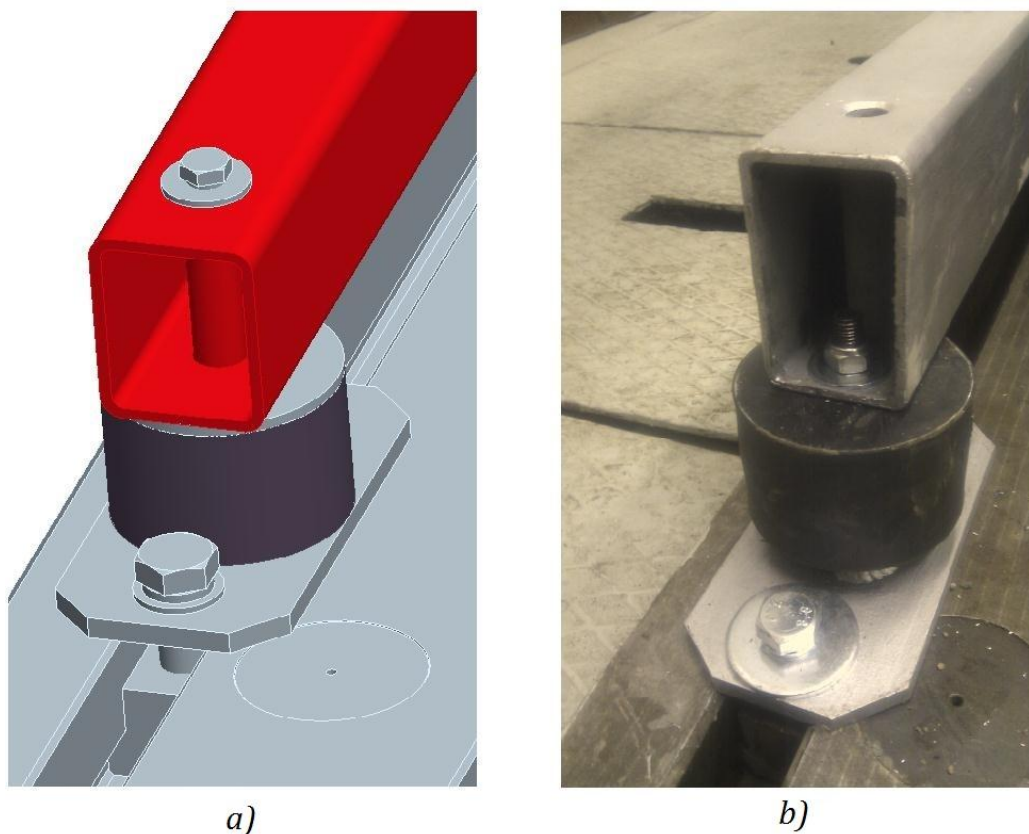
Obdobný problém nastal i při objednávce čtyř kusů navržených silentbloků *Typu 2*. Proto byly nahrazeny aktuálně dostupnými silentbloky *Typu 1*, jehož parametry jsou uvedeny v Tab. 3.1. Na Obr. 3.22 je pak uveden způsob modifikace jejich uchycení k rámu a pomocné desce silentbloku.

Při výrobě byl následně upraven tvar rámu do finální podoby uvedené na Obr. 3.21 b). Rám byl zároveň vyroben bez otvorů pro umístění dorazu. Změny oproti původní variantě přinesly odlišným uspořádáním a umístěním výztuh zmenšení rozsahu pro umístění přípojných součástí motoru pomocí natočení uchycovacího systému. Od tohoto požadavku však bylo později ustoupeno a proto tato změna nebude mít podstatný vliv na uchycení testovaného motoru *Husaberg FE 570* a ani většinu automobilových motorů.

Upravená varianta rámu se i přes náhradu původně navrženého materiálu a úpravu umístění vnitřních výztuh příliš neliší od původního návrhu. V případě další modernizace je možné snadno doplnit rám otvory pro připevnění navrženého vedení a dorazu vozíku.



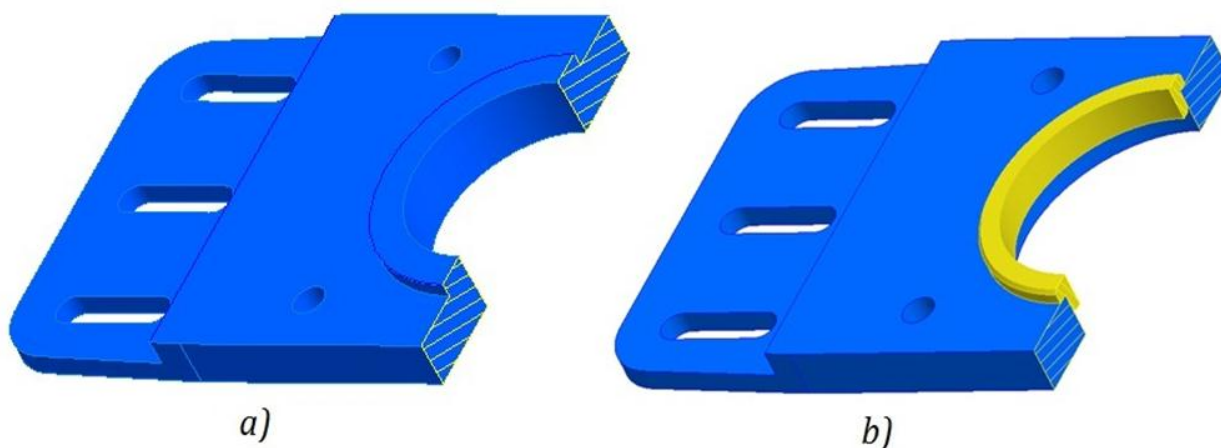
Obr. 3.21 Varianty konstrukce rámu a) navržená varianta b) vyrobená varianta



Obr. 3.22 Varianty uchycení rámu k základové desce a)navržená varianta b)upravená vyrobená varianta

3.6.2 HLAVNÍ DESKA

Oproti původnímu návrhu bylo u vyrobené varianty hlavní desky odstraněno osazení na čelní ploše. Toto osazení bylo nahrazeno přivařenou vložkou viz. Obr. 3.23, na kterém je pro názornost umístění a tvaru vložky zobrazena hlavní deska s vložkou v řezu. Odstraněním osazení byla zjednodušena z technologického hlediska výroba hlavní desky, avšak bylo nutné vyrobit další díl uchycovacího systému. Tato varianta plní stejnou funkci jako původní návrh, ale z ekonomického a technologického hlediska byla výhodnější.



Obr. 3.23 Varianty hlavní desky a)navržená varianta b)upravená vyrobená varianta



4 KONTROLNÍ VÝPOČTOVÁ ANALÝZA

Aby bylo možné vytvořit kvalitní a funkční návrh jakékoliv součásti, musíme se zaměřit nejen na samotný návrh tvaru, ale současně i na určení chování a vlastností součásti při plnění požadované funkce. Pro tento účel jsou do mnohých 3D CAD systémů integrovány nástroje pro optimalizaci návrhu pomocí simulací a pevnostních analýz založených na metodě konečných prvků. Jelikož jsem pro vytvoření návrhu konstrukce rámu a prvků uchycovacího systému motoru použil 3D CAD systém *Pro/Engineer*, zvolil jsem pro pevnostní výpočty jeho nadstavbu *Pro/Mechanica Structure*. Integrace nadstavby do základního programu a provázanost nástrojů pro modelování a pevnostní výpočty velice usnadnila optimalizaci a kontrolu navrhovaných součástí.

4.1 CHARAKTERISTIKA PEVNOSTNÍCH VÝPOČTŮ MODULU PRO/MECHANICA

Pro/Mechanica Structure je rozšiřující modul základního 3D CAD systému *Pro/Engineer*. Svými nástroji umožňuje simulovat, vyhodnocovat a optimalizovat strukturální chování výrobků v oblasti statiky, vlastních frekvencí, dynamiky, vzpěrné stability, kontaktu a velkých deformací. [5]

Na rozdíl od ostatních výpočtových systémů, jako např. *ANSYS*, *NASTRAN* používá pro dosažení stanovené přesnosti výpočtu tzv. *Adaptivní P-technologie*.

Adaptivní metody konečných prvků používají pro dosažení stanovené přesnosti výpočtů dodatečnou nastavbu (založenou na teorii chyb) modifikující síť konečných prvků automaticky v procesu řešení za účelem stanovení aproximovaného řešení v určitých mezích od "skutečného" řešení spojitého problému. Podle způsobu zpřesňování výpočtu se dělí na *R*, *H*, *P*, *HP-technologie*. [5]

Princip *P-technologie* použité v modulu *Pro/Mechanica Structure* spočívá v tom, že při výpočtu napětí a deformací zůstává síť v průběhu výpočtu nezměněna, ale dochází k zpřesňování výpočtu pomocí zvyšování stupně polynomu řešených rovnic na prvcích, které v předcházejícím kroku nesplnily konvergenční kritéria. Maximální stupeň polynomu je přitom omezen hodnotou 9.

Hlavní výhodou této metody je možnost zadat automatickým generátorem jednoduchou vstupní síť a na základě požadované přesnosti výpočtu pak systém sám iteruje k optimální diskretizaci, která tuto přesnost zajistí. Mezi nevýhody této metody patří závislost počtu řešených rovnic na počtu elementů a stupni polynomu. Při zvyšování stupně polynomu pak velice rychle narůstá počet řešených rovnic a tím i hardwarové nároky na výpočetní stanici a délka výpočtu. Proto je nutné výpočtový model vhodně upravit, aby generovaný počet elementů nebyl příliš velký. Popřípadě vhodně nastavit automatický generátor sítě. [5] [6]

4.2 KONTROLNÍ VÝPOČET RÁMU – STATICKÁ ANALÝZA

Kvalitu výpočtu ovlivňuje řada faktorů, které je třeba respektovat. Základem pro výpočet je mít k dispozici takový model, který co nejlépe odpovídá skutečnému stavu součásti. Pro snadnější průběh výpočtu je však mnohdy nutné model následně zjednodušit takovým způsobem, aby byla co nejméně ovlivněna přesnost dosažených výsledků. Další důležitou podmínkou je dobrá znalost funkce součásti umožňující vhodně zvolit a nadefinovat vazby a způsob zatížení. V neposlední řadě je třeba nadefinovat základní materiálové vlastnosti materiálu součásti.



4.2.1 ÚPRAVA 3D MODELU, DEFINICE MATERIÁLU, ZATÍŽENÍ A ULOŽENÍ

ÚPRAVA MODELU RÁMU

Aby model rámu pro kontrolní výpočet splňoval na něj kladené požadavky, musel být před výpočtem vhodně upraven. Základem bylo upravit jeho tvar tak, aby co nejlépe odpovídal reálnému zatěžovanému rámu a současně byl vhodně zjednodušen pro snadnější a rychlejší průběhu výpočtu.

Pro tento účel byl vytvořen nový model rámu. Původní model byl vytvořen jako sestava jednotlivých profilů, kterým byly nadefinovány patřičné vazby. Aby byly nahrazeny svary v místech styku jednotlivých profilů a zároveň zjednodušeny vzniklé přechodové oblasti, byl vymodelován rám jako jedna součást (*part*).

DEFINICE MATERIÁLU

Jelikož byly pro návrh rámu použity ocelové duté profily obdélníkového průřezu materiálu S235JRH, byl pro pevnostní výpočet z knihoven programu *Pro/Mechanica* zvolen materiál *ocel*. Základní parametry tohoto materiálu vhodně odpovídají námi zvolenému materiálu. Jedná se o homogenní, izotropní lineárně pružný materiál.

- Youngův modul pružnosti $E_o = 210\,000\text{ MPa}$
- Poissonovo číslo $\mu_o = 0,3$
- Hustota $\rho_o = 7\,850\text{ kg m}^{-3}$

ULOŽENÍ

Aby byly výsledky analýzy nepětí co nejbližší realitě, bylo nutné nalézt vhodný způsob jakým nahradit reálné uchycení a zatížení rámu.

Ve zkušebně je rám pomocí čtyř šroubů na opačných koncích dolních ramen uchycen k základové desce. Aby byl současně i s motorem odpružen, jsou mezi něj a základovou deskou, v místech uchycení, umístěny čtyři silentbloky. Rám je tedy pomocí šroubů uchycen k silentblokům, které tlumí vibrace a umožňují posuv rámu primárně v ose z a jsou tedy namáhány na tlak-tah. Silentbloky jsou pak napevno přichyceny pomocí šroubů a T-matic k základové desce, čímž je zamezen jakýkoliv jejich posuv.

V ideálním případě bychom v programu vybrali prvek silentblok, nadefinovali jeho vlastnosti a ten umístili mezi rám a základovou desku. Takový prvek ovšem program nenabízí, takže byl zvolen prvek *spring*, který z daných prvků umožňuje nejlépe simulovat vlastnosti silentbloku. Aby nebyly silentbloky nahrazeny pouze pružinami působícími na bod rámu, byly na rámu vytvořeny *plošné regiony* nahrazující kontaktní plochy silentbloků, rámu a podložek pod hlavami šroubů, kterými jsou silentbloky k rámu uchyceny.

ZATÍŽENÍ RÁMU

Při volbě zatížení rámu bylo postupováno obdobným způsobem. Ve skutečnosti je motor připevněn k rámu pomocí uchycovacího systému. Při zkouškách motoru je prostřednictvím uchycovacího systému rám zatěžován krouticím momentem, který je vyvíjen motorem a ohybovým momentem, který je způsoben hmotností motoru, gravitační silou a umístěním uchyceného motoru vůči rámu. Aby bylo možné co nejreálněji napodobit skutečné zatížení rámu, byly použity *plošné regiony* simulující kontaktní plochy hlavní desky uchycovacího systému rámu a podložek pod hlavami šroubů, kterými je hlavní deska k rámu uchycena.



Zároveň byly krouticí moment a tíhová síla, reprezentující zatížení rámu motorem, umístěny do předpokládaného těžiště uchyceného motoru a pomocí prvků *weighted* a *rigit link* byl nahrazen uchycovací systém pro spojení motoru s rámem. Aby toto zatížení odpovídalo nejen zkoušenému motocyklovému motoru, ale i těžšímu a výkonnějšímu automobilovému motoru, byla zadána tíhová síla F_g o velikosti $2\,500\text{ N}$, odpovídající hmotnosti motoru přibližně 250 kg a krouticí moment M_k o velikosti 250 Nm . Zadaná hodnota krouticího momentu přibližně odpovídá maximální hodnotě točivého momentu dosahované sériovými automobilovými motory o výkonu 86 kW , což je zároveň i maximální možný výkon měřitelný e. dynamometrem *DS 736-4/V*.

4.2.2 VÝPOČET A VÝSLEDKY STŘEDNICOVÉHO MODELU RÁMU

Pro první návrh a rychlou analýzu rámu byla vytvořena před samotným 3D modelem prutová soustava, reprezentující střednice konstrukce rámu. Pomocí prvku *Beam* byl zvolen příslušný tvar profilu a nadefinovány jeho rozměry. Následně byl tento profil přiřazen všem střednicím prutové soustavy. Po nadefinování materiálu, uložení a zatížení rámu výše popsaným postupem, byl následně rám podroben analýze napětí. Tímto způsobem bylo možné získat rychle představu o tom, jaký vliv budou mít odlišné varianty umístění a délek jednotlivých střednic a také rozměry a tvar zvoleného profilu na rozložení napětí. Značným zjednodušením skutečného rámu, náhradou střednicemi, byly získané výsledky redukováného napětí pouze orientační. Tato rychlá kontrola však dostatečně posloužila pro návrh rozměrů průřezu profilů rámu a umístění jednotlivých profilů tvořících samotnou konstrukci rámu. Zároveň bylo možné z výsledků rozložení redukováného napětí ověřit navržený způsob uchycení a zatížení konstrukce rámu, kdy podle očekávání bylo nejvyšších hodnot napětí na rámu dosaženo podél dolní hrany uchycené hlavní desky.

Vzhledem k tomu, že pro konstrukci rámu byly zvoleny ocelové duté profily obdélníkového průřezu ČSN-EN 10219-2, materiálu S235JRH, což je běžná konstrukční ocel, byla redukováná napětí určována podle podmínky *HMH* (von Mises).

PODMÍNKA PLASTICITY *HMH*

Mezní stav pružnosti podle podmínky plasticity *HMH* (Hencky, Mises, Huber; von Mises) nastane při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezatíženého stavu, když oktaedrické napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{0k} , která je materiálovou charakteristikou τ_{MS} . [13]

Redukované napětí vyjádřené pomocí hlavních napětí $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

$$\sigma_{RED} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (1)$$

Redukované napětí vyjádřené pomocí všech složek napětí $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$

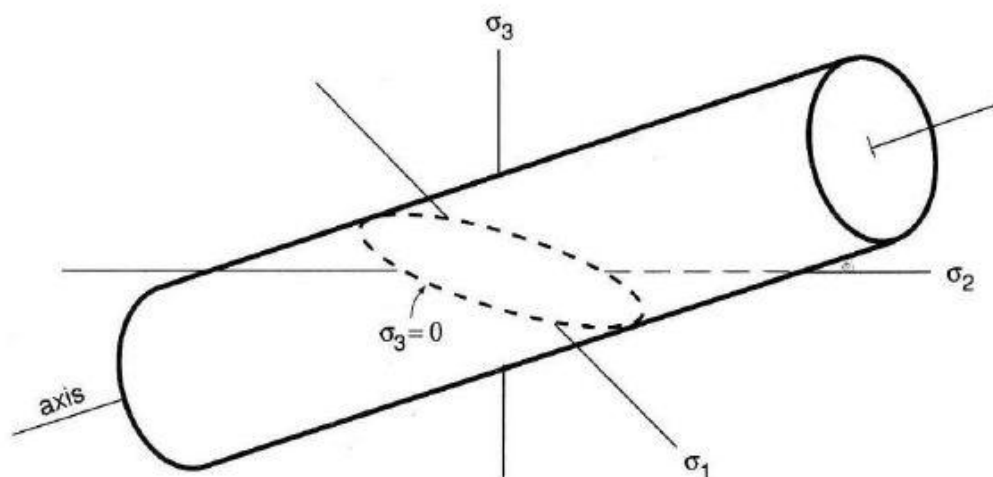
$$\sigma_{RED} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (2)$$

Podmínka plasticity *HMH*

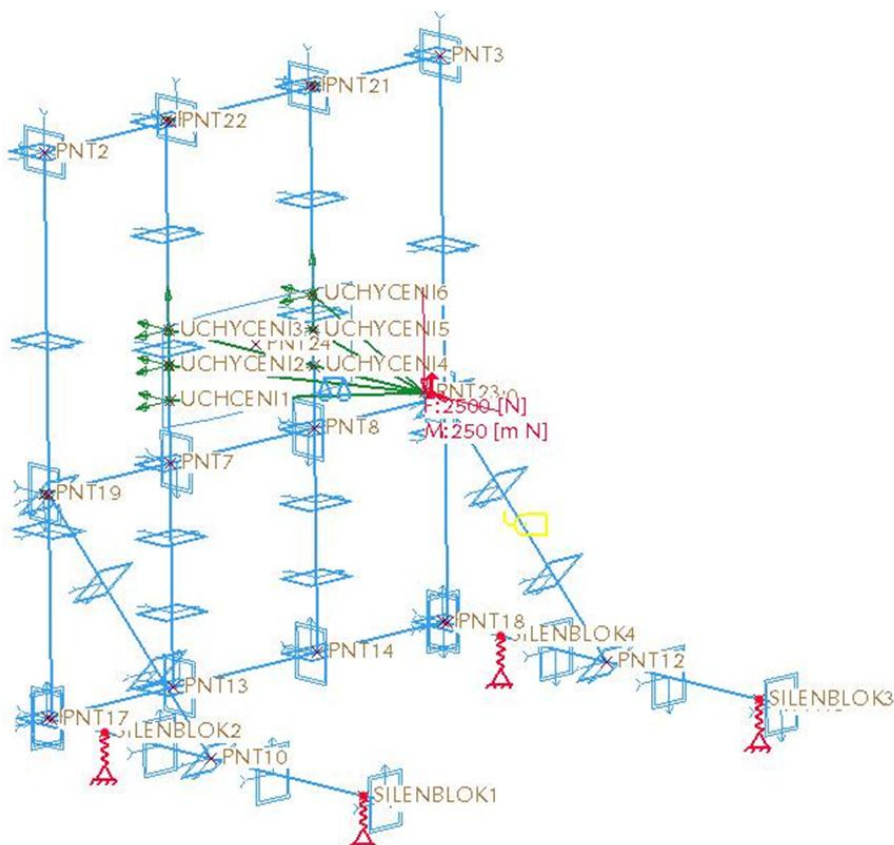
$$\sigma_D = \sigma_{RED} \quad (3)$$



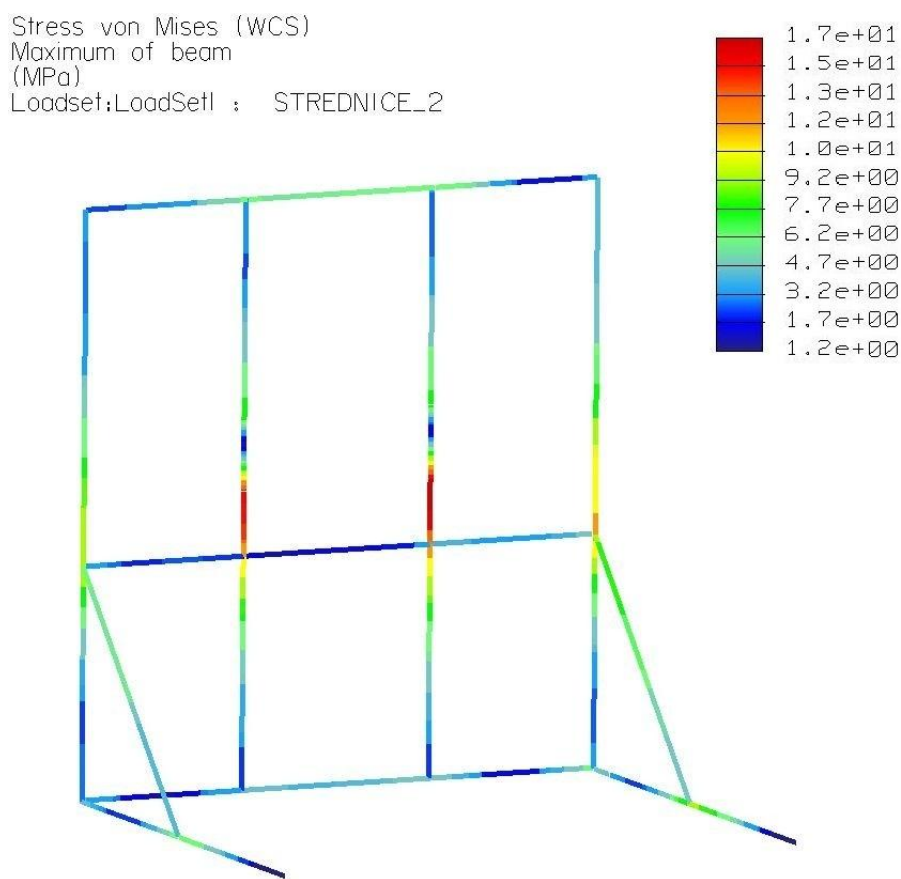
Podmínka plasticity *HMH* vyjádřená pomocí hlavních napětí je plochou plasticity v *Haighově* prostoru viz. Obr. 4.1. Rovnice (1), (2) jsou rovnicemi válcové plochy, která má osu $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$. Povrchové přímky jsou rovnoběžné s osou a oktaedrickou rovinu protínají v kružnici. [13]



Obr. 4.1 Plocha plasticity *HMH* v *Haighově* prostoru [13]



Obr. 4.2 Střednicový model rámu – schematické zobrazení profilů, vazeb a zatížení



Obr. 4.3 Redukované napětí (HMH) střednicového modelu konstrukce rámu [MPa]

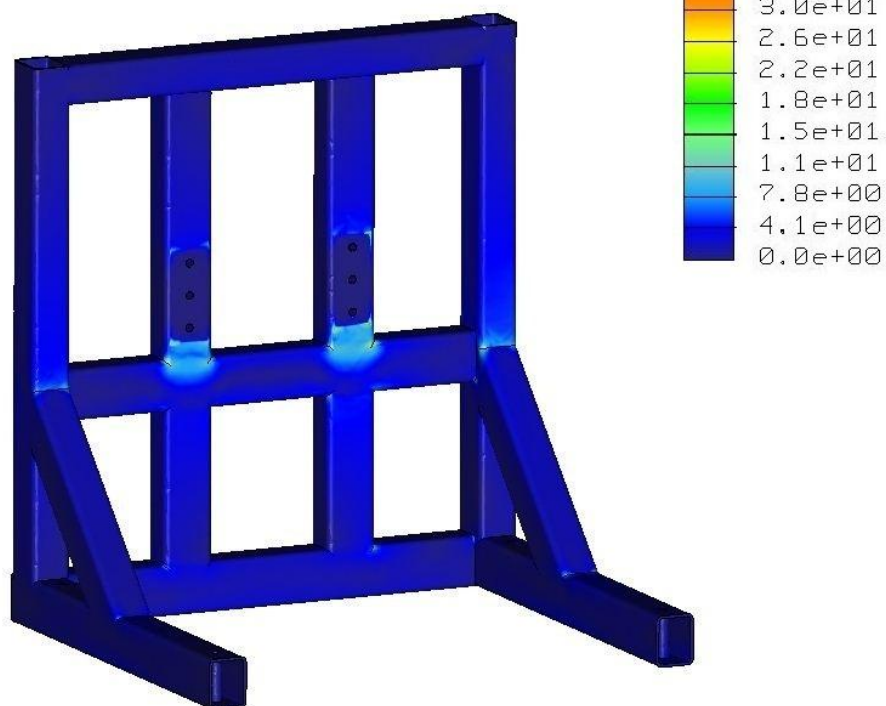
4.2.3 VÝPOČET A VÝSLEDKY 3D MODELU RÁMU

Po vytvoření upraveného 3D modelu rámu, nadefinování vazeb a zatížení výše zmíněným postupem byl rám podroben statické analýze. Pro zpřesnění výpočtu byla zvolena varianta výpočtu *Multi-Pass Adaptive*, tedy zvyšování stupně polynomu řešených rovnic až na maximální možnou hodnotu 9. Výsledkem statické analýzy jsou Obr. 4.4 až Obr. 4.9, na nichž je znázorněno rozložení redukovaného napětí a deformace rámu, sloužící pro posouzení chování zatíženého rámu. Pro porovnání jsou zde uvedeny obě varianty konstrukce rámu.



Stress von Mises (WCS)
(MPa)

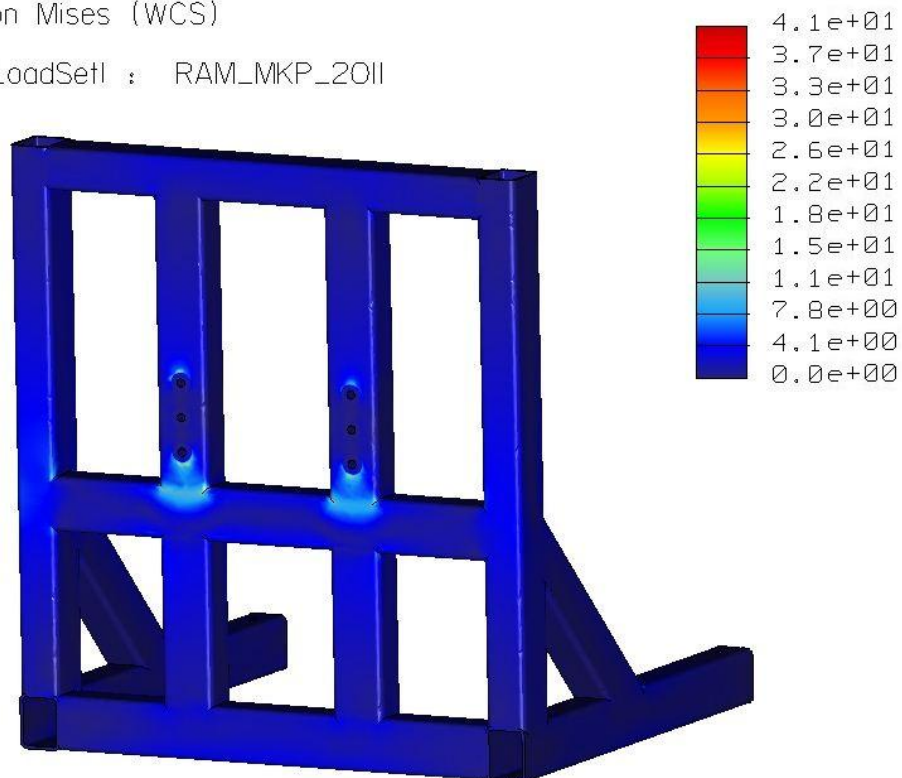
Loadset:LoadSetI : RAM_MKP_20II



Obr. 4.4 Redukované napětí (HMH) navržená konstrukce rámu [MPa] – čelní pohled

Stress von Mises (WCS)
(MPa)

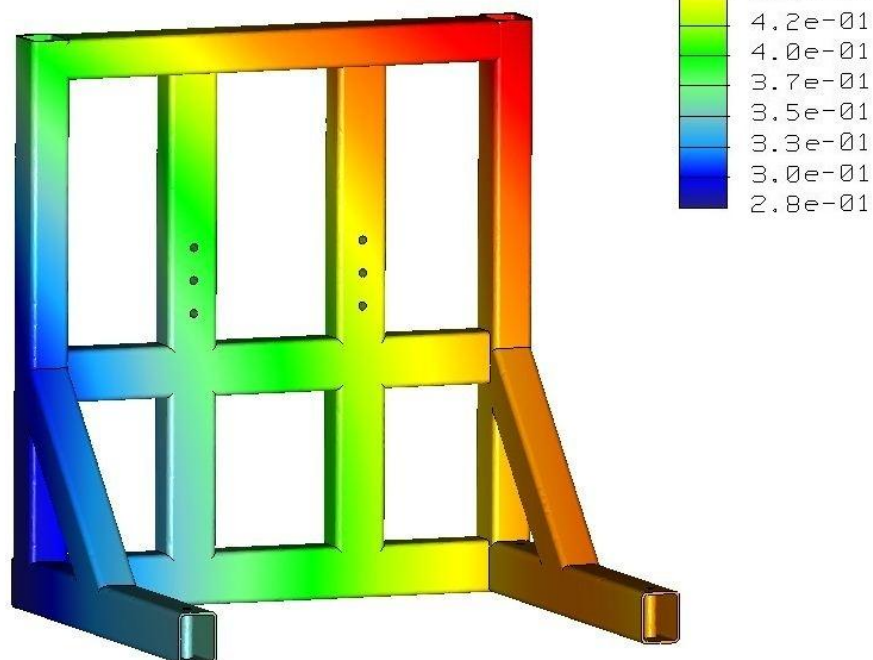
Loadset:LoadSetI : RAM_MKP_20II



Obr. 4.5 Redukované napětí (HMH) navržená konstrukce rámu [MPa] – pohled zezadu

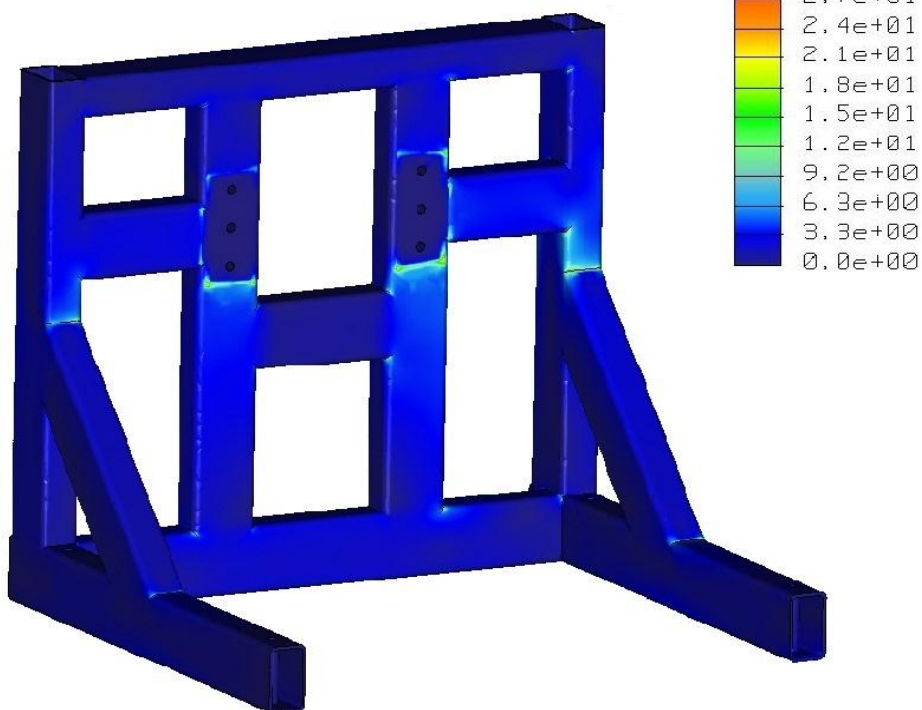


Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +5.4371E-01
Loadset:LoadSetI : RAM_MKP_20II

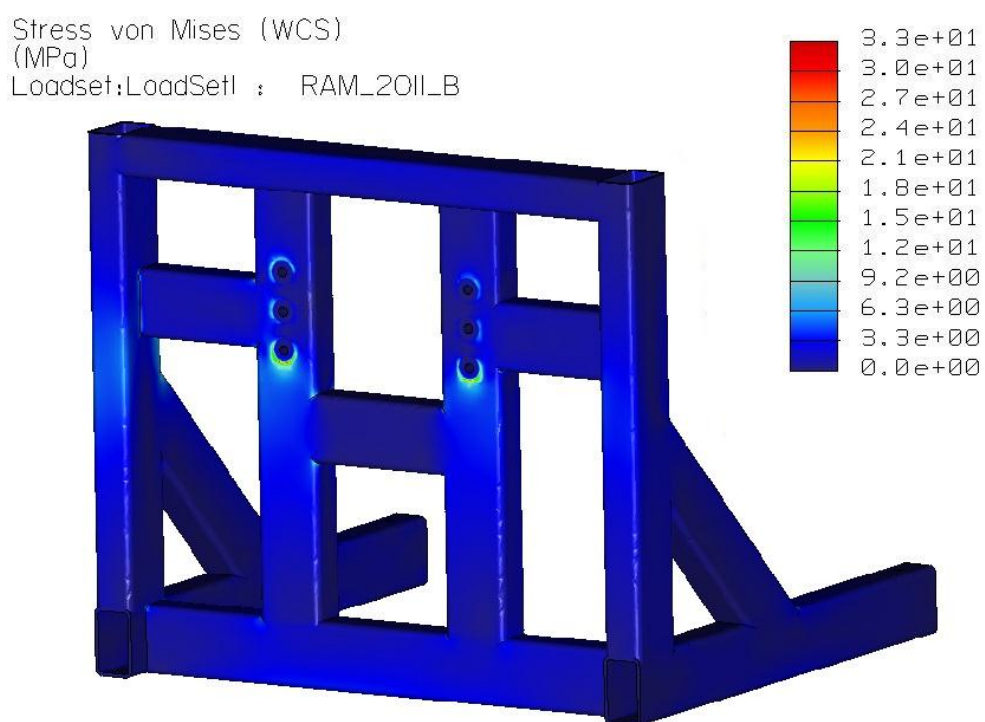


Obr. 4.7 Deformace navržené konstrukce rámu [mm]

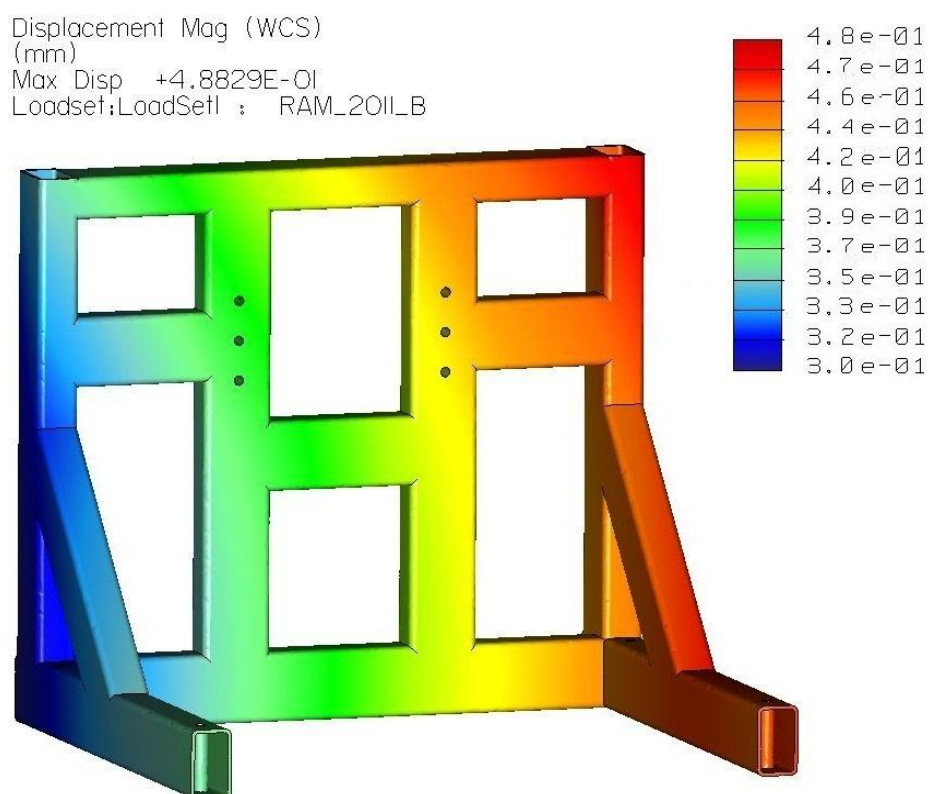
Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Loadset:LoadSetI : RAM_20II_B



Obr. 4.6 Redukované napětí (HMH) vyrobená konstrukce rámu [MPa] – čelní pohled



Obr. 4.8 Redukované napětí (HMH) vyrobená konstrukce rámu [MPa] – pohled zezadu



Obr. 4.9 Deformace vyrobené konstrukce rámu [mm]



4.2.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ A ZÁVĚR

POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Z výsledků analýzy napětí obou variant 3D modelů rámu byly zjištěny hodnoty redukovaných napětí σ_{RED} podle podmínky *HMH* a deformací zobrazených na Obr. 4.4 až Obr. 4.9. Abychom mohli zhodnotit vypočtené výsledky, bylo nutné určit dovolené napětí σ_D základního materiálu a jelikož se jedná o svařovanou konstrukci také dovolené napětí σ_{DS} v oblasti svarů.

- Koeficient bezpečnosti byl stanoven $k_k = 2$.
- Mez kluzu R_e pro ocel *S235JRH* odpovídá hodnotě 235 MPa .

Pro stanovení dovoleného napětí σ_D svařence rámu je nutné počítat s ovlivněním mechanických vlastností základního materiálu v oblastech svarů. Napětí v oblasti svarů by nemělo překročit hodnotu σ_{DS} . Převodní součinitel k_s zohledňující provedení svaru, technologii svařování a způsob zatěžování je uveden v Tab. 4.1. Pro koutový čelní svar a svařování ruční byla zvolena hodnota $k_s = 0,75$.

Tab. 4.1 Převodní součinitel k_s [6]

Druh svaru	Namáhání	Typ svařování		
		Ručně	Odporově	Automatizované
Tupý	Tlak	1	1	1
Tupý	Tah	0,85	0,9	1
Tupý	Ohyb	0,9	1	1
Tupý	Smyk	0,7	0,7	0,7
Koutový - čelní	Smyk	0,75	0,9	1
Koutový - boční	Smyk	0,65	0,8	0,9

Dovolené napětí základního materiálu

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (4)$$

Dovolené napětí v oblasti svarů

$$\sigma_{DS} = \sigma_D \cdot k_s = 117,5 \cdot 0,75 = 88,125 \text{ MPa} \quad (5)$$

Maximální napětí u navržené konstrukce rámu

$$\sigma_{RED} = 41 \text{ MPa} \leq \sigma_D \quad (6)$$

Maximální napětí u vyrobené konstrukce rámu

$$\sigma_{RED} = 33 \text{ MPa} \leq \sigma_D \quad (7)$$



ZÁVĚR

Z výsledků analýzy napětí obou variant 3D modelů rámu a výše uvedených rovnic vyplývá, že ani u jedné z variant není v žádném místě rámu zdaleka dosaženo maximálních hodnot dovoleného napětí σ_D a σ_{DS} . Nejvyšší hodnoty napětí jsou u výpočtových modelů rámu 41 MPa u navržené varianty a 33 MPa u modelu vyrobené varianty. Vlivem ohybového momentu je nejvyšší hodnota napětí na rámu u obou variant dosažena podél dolní hrany k rámu uchycené hlavní desky, na kterou je pomocí uchycovacího systému upevněn měřený motor. Podle očekávání jsou vyšší hodnoty napětí dosaženy v místech náhrady svarů jednotlivých profilů. Toto napětí je způsobeno jejich zjednodušením pro pevnostní výpočet. U reálné součásti však nebudou vznikat ostré přechody jednotlivých hran a tyto přechody budou nahrazeny svary.

Maximální hodnoty posuvů při deformaci modelů rámu jsou u navržené varianty $0,54 \text{ mm}$ a $0,48 \text{ mm}$ u vyrobené varianty. Podle očekávání jsou nejvyšší hodnoty posuvů, způsobené krouticím momentem motoru, dosaženy v horním rohu konstrukce rámu. Hodnoty posuvů jsou však zanedbatelné a nebudou mít podstatný vliv na souosost hřídele dynamometru a testovaného motoru. Obě varianty rámu jsou tedy dle výše uvedených výsledků přípustné.

4.3 KONTROLNÍ VÝPOČET SESTAVY RÁMU A UCHYCOVACÍHO SYSTÉMU – MODÁLNÍ ANALÝZA

Jelikož bude konstrukce rámu spolu se všemi částmi uchycovacího systému sloužit pro uchycení spalovacích motorů, jejichž chodem vznikají vibrace, bylo vhodné celou tuto skupinu podrobit modální analýze. Výsledkem analýzy bylo nalezení vlastních frekvencí a tvarů analyzované skupiny a jejich porovnání s frekvencemi vznikajícími při činnosti spalovacího motoru. Jejich porovnáním byly zjištěny nebezpečné provozní stavy, při kterých by shoda vlastní frekvence a frekvence pracovní mohla mít za následek konstruktivní interferenci (rezonanci), a tedy nadměrné amplitudy kmitání. Pokud by tento stav nastal při otáčkách motoru, ve kterých se předpokládá jeho dlouhodobý provoz, bylo by nutné vhodně upravit navrženou konstrukci. V opačném případě by byla několikanásobně snížena její životnost a v horším případě by mohlo dojít k jejímu poškození a tedy i poškození uchyceného motoru.

MODÁLNÍ ANALÝZA

Výpočet modální analýzy je založen na matematickém modelování kmitavého chování, při kterém jsou sestaveny pohybové rovnice a výsledné vlastnosti modální analýzy jsou získány užitím tzv. modální transformace. Tato transformace spočívá v náhradě soustavy vzájemně vázaných homogenních diferenciálních rovnic soustavou nezávislých, izolovaně řešitelných homogenních diferenciálních rovnic. Složité výpočty soustavy pohybových rovnic je v mnohých případech nutné podrobit matematickému zjednodušení, které může vést k možným chybám. [14]

4.3.1 ÚPRAVA 3D MODELU, DEFINICE Matriálu

ÚPRAVA 3D MODELU

Pro modální analýzu byly vytvořeny dvě upravené sestavy, skládající se z navržené a vyrobené varianty rámu a všech částí uchycovacího systému motoru. Jelikož bude motorová deska vyráběna pro různé měřené motory odlišná, jak bylo zmíněno u jejího popisu, byla pro zjednodušení výpočtu nahrazena pomocnou deskou. Stejně jako u statické analýzy, byly i zde



jednotlivé součásti pro výpočet vhodně zjednodušeny. Odstraněním prvků, jako např. zaoblení hran a děr malých průměrů, u kterých se nepředpokládal podstatný vliv na výsledky výpočtu, bylo dosaženo snížení nároků na hardware výpočetní stanice a zrychlení průběhu výpočtu. Aby však způsob náhrady uchycení rámu neovlivnil výsledky vlastních frekvencí analyzovaných sestav a co nejlépe odpovídal reálnému stavu, byly do sestavy vloženy vymodelované silentbloky a pomocí vytvořených *plošných regionů* uchyceny v místech šroubů. Ovšem ukázalo se, že i tak byl nemalý problém realizovat výpočet na stanici se 4 Gb operační paměti a dvoujádrovým procesorem. Pro ověření výsledků byla vytvořená sestava exportována v univerzálním formátu *IGES* a kontrolní výpočet jsem provedl také v systému *ANSYS Workbench*.

DEFINICE MATERIÁLU

Pro konstrukci rámu i ostatních částí uchycovacího systému byl navržen materiál *S235JRH*. Proto byl také pro modální analýzu sestavy přiřazen, stejným způsobem jako u statické analýzy, jednotlivým dílům z knihoven programu *Pro/Mechanica* materiál *ocel* o uvedených parametrech. Pro vymodelované silentbloky byly vyhledány a použity vhodné parametry. K tomuto účelu jsem použil informace především z bakalářské práce na téma „Dynamické vlastnosti silentbloků“ [17], [18].

Materiálové vlastnosti rámu a částí uchycovacího systému:

- Youngův modul pružnosti $E_o = 210\,000\text{ MPa}$
- Poissonovo číslo $\mu_o = 0,3$
- Hustota $\rho_o = 7\,850\text{ kg m}^{-3}$

Materiálové vlastnosti silentbloků (pryže):

- Youngův modul pružnosti $E_p = 68\,000\text{ MPa}$
- Poissonovo číslo $\mu_p = 0,49$
- Hustota $\rho_p = 2\,300\text{ kg m}^{-3}$

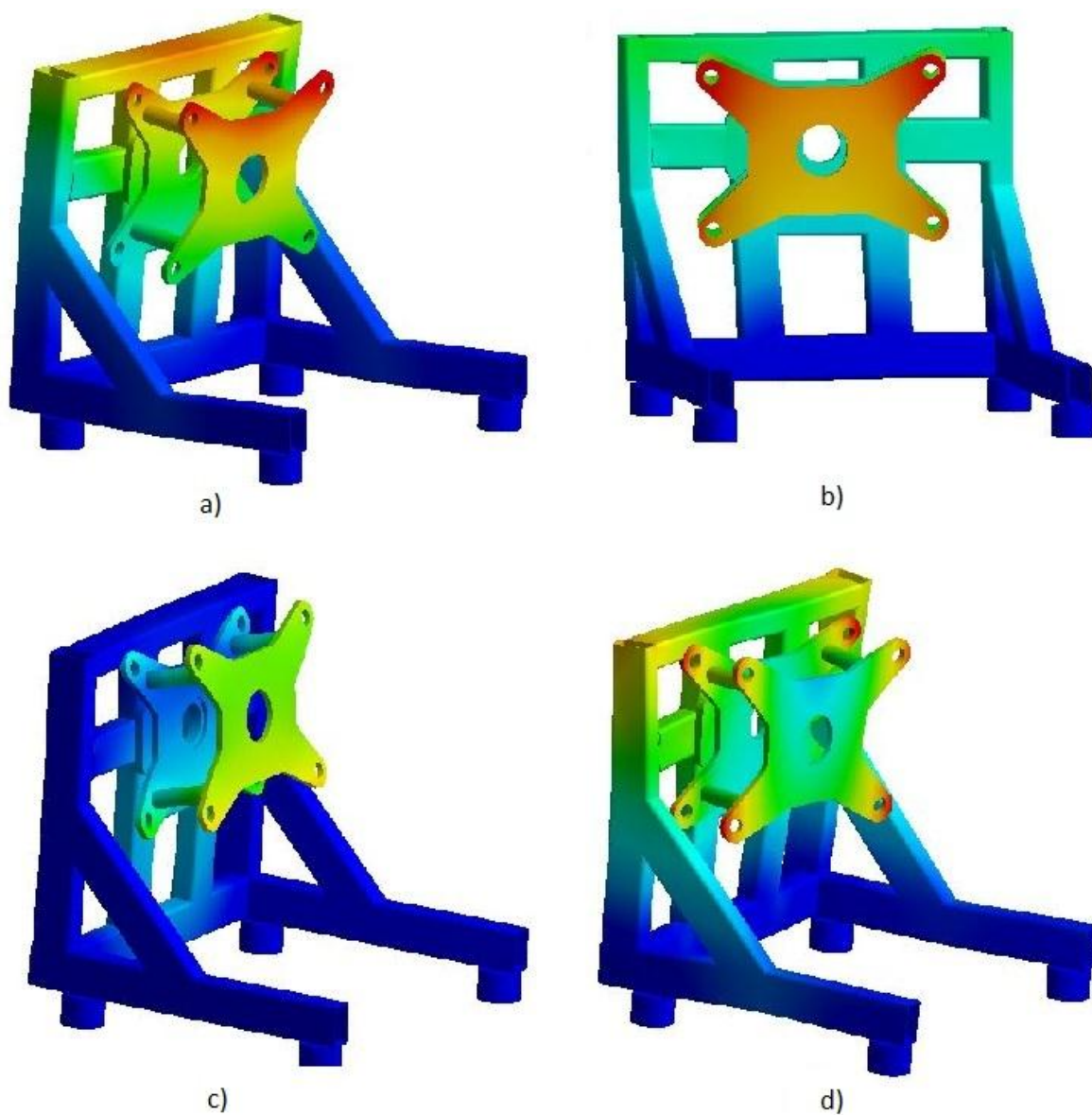
4.3.2 VÝPOČET A VÝSLEDKY ANALYZOVANÉ SESTAVY

Výsledkem modální analýzy obou variant sestavy jsou vlastní frekvence a tvary kmitů. Porovnání vlastních frekvencí sestav je uvedeno v Tab. 4.2. V tabulce jsou uvedeny nenulové frekvence v rozsahu 1–200 Hz. Hodnota 200 Hz odpovídá otáčkám motoru $12\,000\text{ min}^{-1}$ a předpokládám, že tato hodnota by měla být dostatečná i pro v budoucnu měřené motocyklové motory. Nejnázornějším výstupem této analýzy jsou však animace, znázorňující deformaci tvaru analyzované sestavy při zvolené vypočtené vlastní frekvenci. Podle animací se dá následně velmi přesně odhadnout charakter kmitání, které je při dané frekvenci dominantní. Na Obr. 4.10 jsem uvedl jednotlivé vlastní tvary analyzované sestavy s vyrobenou variantou rámu.



Tab. 4.2 Výsledky modální analýzy – vlastní frekvence [Hz]

Číslo vlastního tvaru	Vlastní frekvence sestavy [Hz] (navržená varianta rámu)	Vlastní frekvence sestavy [Hz] (vyrobená varianta rámu)
1. vlastní tvar	73	93
2. vlastní tvar	112	125
3. vlastní tvar	136	138
4. vlastní tvar	177	198



Obr. 4.10 Vlastní tvary analyzované sestavy s vyrobenou variantou rámu při frekvencích
a) 93 Hz b) 125 Hz c) 138 Hz d) 198 Hz



4.3.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ A ZÁVĚR

Aby bylo možné zjistit, jaké vlastní frekvence budou pro navrženou konstrukci kritické, bylo nutné nejprve analyzovat buzení, tedy procesy vznikající při činnosti spalovacího motoru. Poté bylo možné vyhodnotit, jaká vlastní frekvence analyzované sestavy je potenciálně nebezpečná a zdali nebude docházet k rezonanci při provozních otáčkách motoru a pokud ano, tak při jakých. Pro snazší porovnání výsledků modální analýzy s otáčkami motoru jsou tedy v Tab. 4.3 uvedeny hodnoty otáček motoru odpovídající zjištěným vlastním frekvencím. Jelikož jsou výsledky vlastních frekvencí analyzovaných sestav uváděny v základních jednotkách frekvence, což je *Hertz [Hz]* a otáčky motoru jsou standardně uváděny v odvozených jednotkách, čili *otáčkách za minutu [min^{-1}]*, byl pro přepočet jednotek v Tab. 4.3 vycházejících z hodnot uvedených v Tab. 4.2, použit jednoduchý vztah $1 \text{ Hz} = 60 \text{ min}^{-1}$.

Tab. 4.3 Výsledky modální analýzy – vlastní frekvence [min^{-1}]

Číslo vlastního tvaru	Vlastní frekvence sestavy [min^{-1}] (navržená varianta rámu)	Vlastní frekvence sestavy [min^{-1}] (vyrobená varianta rámu)
1. vlastní tvar	4 380	5 580
2. vlastní tvar	6 720	7 500
3. vlastní tvar	8 160	8 280
4. vlastní tvar	10 620	11 880

ROZBOR VYVÁŽENOSTI MOTORU

Činností spalovacího motoru vznikají vibrace, které se snažíme vhodnými konstrukčními úpravami eliminovat. Tato komplexní problematika optimální konstrukce motoru se nazývá vyvažování. Vyvažování motoru zohledňuje jízdní komfort, hospodárnost provozu, ale také hmotnost a cenu motoru. Navržená konstrukce rámu i uchycovacího systému bude sloužit nejen pro měření výkonových parametrů jednoválcového motocyklového motoru *Husaberg FE570*, ale lze předpokládat, že v budoucnu také pro měření různých, předem nespecifikovaných víceválcových automobilových i motocyklových motorů. Jelikož chod motoru z hlediska vyvážení a tedy vibrací je závislý na řadě parametrů geometrie motoru, např. počtu válců, způsobu umístění válců, úhlu válců, bylo nutné tento aspekt při návrhu zohlednit. Mým úkolem nebylo zabývat se v práci problematikou vyvažování. Jelikož byl ale pro mou práci výchozí jednoválcový motor *Husaberg FE 570*, uvedl jsem zde jako příklad problematiku a způsob vyvažování jednoválcového motoru.

SILOVÝ ROZBOR KLIKOVÉHO MECHANISMU

V každém pístovém stroji působí dva druhy sil. Jako primární jsou označovány síly způsobené od tlaku plynů působící na píst ve válci, které jsou přenášeny ojnicí na klikový hřídel. Jako sekundární jsou označovány setrvačné síly vyvolané účinkem pohybujících se částí klikového mechanismu. Jelikož tlak plynů působí ve válci všemi směry, má snahu nejenom otočit klikovým hřídelem, ale také otočit celým motorem. Tato skutečnost způsobuje tzv. klopný moment. Klopný a užitečný moment má tedy stejnou velikost a z tohoto důvodu bylo nutné dostatečně dimenzovat uchycení bloku motoru k rámu, které tento moment zachycuje. [16]



VYVAŽOVÁNÍ JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

U většiny jednoválcových motorů nemá úplné vyvažování praktický význam, jelikož by neumožňovalo dosažení jednoduchosti konstrukce motoru o požadovaných zástavbových rozměrech a nízké ceně.

- Setrvačné síly rotačních částí
Tyto síly jsou způsobeny rotací klikové hřídele a je možné je vyvážit vývažkem na protilehlém rameni kliky. Setrvačné síly rotačních částí bývají u jednoválcových motorů vyvažovány.
- Setrvačné síly posuvných částí prvního řádu
Tyto síly jsou způsobeny pohybem pístu ve válci a je možné je vyvážit pomocí přídavných vyvažovacích hřídelů se závažími. Nejrozšířenější je použití dvojice protiběžných hřídelů otáčejících se stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Pohon je realizován pomocí ozubeného soukolí, nebo řetězu, kterého lze navíc využít k pohonu příslušenství.
- Setrvačné síly posuvných částí druhého řádu
Tyto síly jsou způsobeny stejně jako síly prvního řádu pohybem pístu ve válci. Mají však dvojnásobnou frekvenci a je možné je vyvážit pouze posuvnými hmotami v obráceném smyslu působení. Toto vyvážení je možné realizovat pomocí dvojice hřídelů, otáčejících se dvojnásobnou frekvencí než klikový hřídel a zároveň v protifázi vůči sobě. Tyto síly se v praxi obvykle zanedbávají, jelikož je jejich vyvážení konstrukčně obtížnější a jejich velikost nedosahuje velikostí prvních dvou výše zmíněných sil. [21]

ZÁVĚR

Jak jsem uvedl v úvodu, navržená konstrukce nebude sloužit pouze pro měření výkonových parametrů jednoválcového motoru *Husaberg FE 570*, ale předpokládá se její využití také pro víceválcové motory různých koncepcí. U těchto motorů je nutné vyvažovat mimo setrvačných sil také momenty setrvačných sil rotačních a posuvných částí. Vhodnou koncepcí a uspořádáním klikového hřídele je možné tyto momenty vzájemně vyrušit, popřípadě použít vývažky na klikové hřídeli. Jelikož je ale vyvážení motoru, tedy eliminace vibrací, závislé na řadě parametrů, nelze s určitostí říci, které síly a momenty budou u uchycených motorů vyváženy. Z tohoto důvodu je nutné považovat všechny frekvence uvedené v Tab. 4.2 a tvary kmitů z výsledků modální analýzy sestav, odpovídající hodnotám otáček analyzovaného motoru uvedených v Tab. 4.3 za potenciálně nebezpečné. Jelikož byl ale pro výpočet modální analýzy použit matematický model, ve kterém byla analyzovaná sestava vhodně zjednodušena z důvodu hardwarových limitů výpočetní stanice, je nutné počítat s určitou odchylkou u dosažených výsledků.

Navržená konstrukce bude sloužit pro měření výkonových parametrů spalovacích motorů při různých režimech i zatíženích, tedy i při různé velikosti otáček motoru. Tak jako u automobilu se i zde, při plynulé změně otáček motoru, není možné vyhnout rezonančním otáčkám. Měli bychom ale volit zkoušky tak, aby nebyl motor dlouhodobě provozován v otáčkách, které se shodují s hodnotami uvedenými v Tab. 4.3.



5 NÁVRH A PŘÍPRAVA MĚŘENÍ PARAMETRŮ MOTORU HUSABERG FE 570

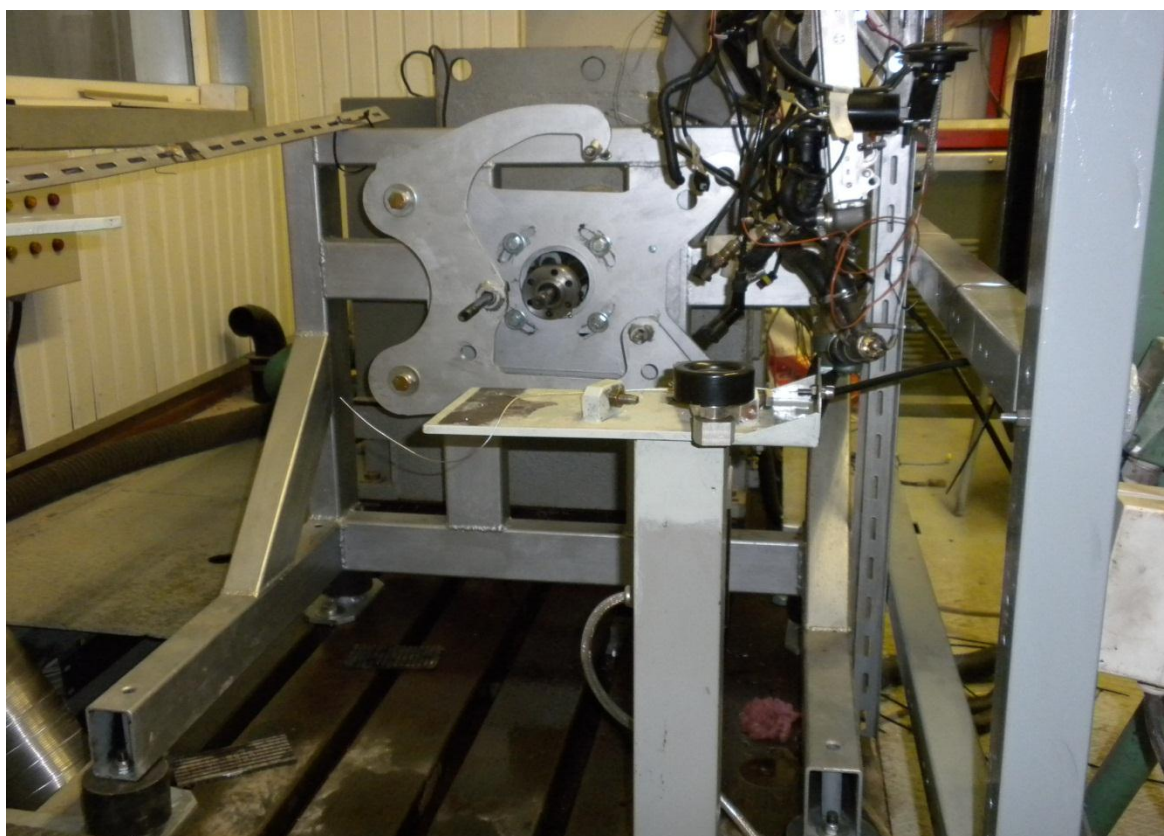
Závěrem práce byl návrh a příprava zkušebního měření výkonových parametrů motoru *Husaberg FE 570* na modernizovaném brzdovém stanovišti, jehož výsledky budou podkladem pro další konstrukční úpravy tohoto motoru použitého ve formuli *Student (SAE)*. Z tohoto důvodu bylo nutné připravit měřicí stanoviště a navrhnout vhodný průběh měření.

5.1 PŘÍPRAVA MĚŘICÍHO STANOVIŠTĚ

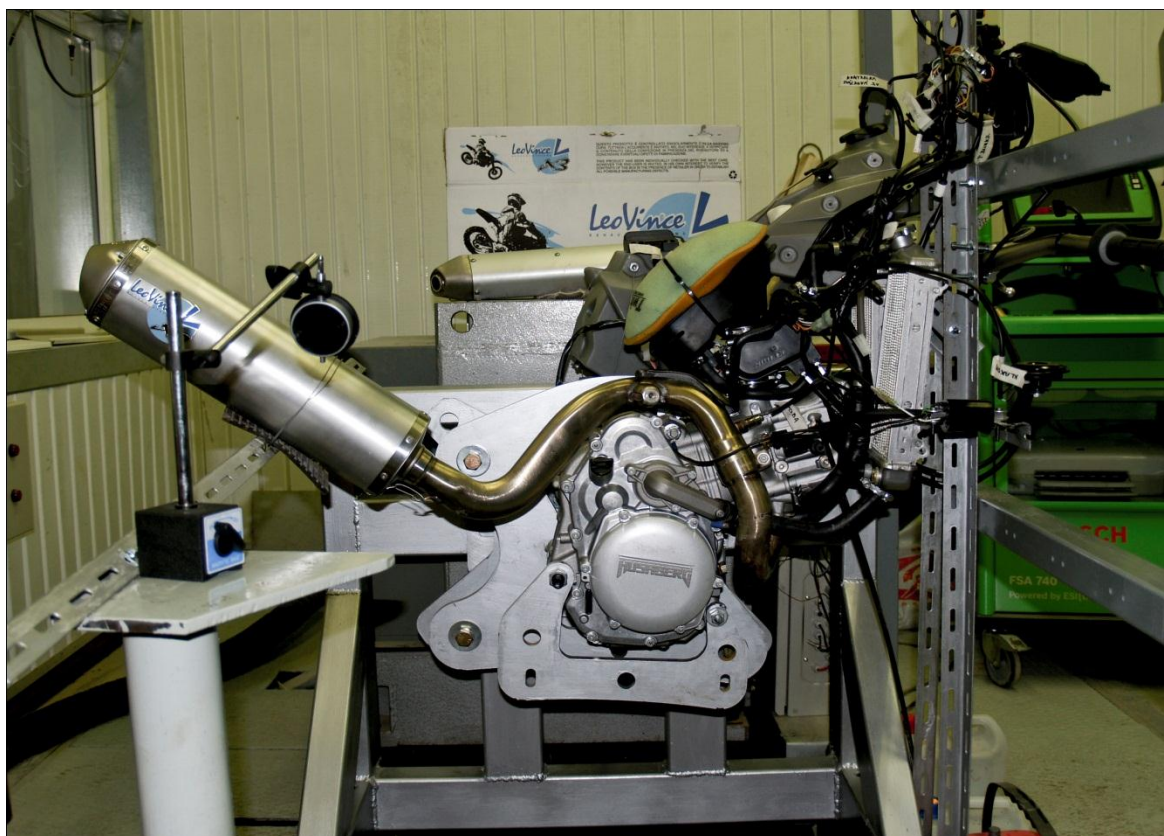
Aby bylo možné změřit parametry motoru, bylo jej nutné nejprve uchytit k vyrobenému uchycovacího systému, tedy motorové a pomocné motorové desce a následně i k ostatním částem uchycovacího systému už připevněným k rámu. Dále bylo také nutné připravit motor a měřicí stanoviště. To znamenalo vybavit měřicí stanoviště všemi pomocnými prostředky nutnými k nastartování a měření motoru.

Prvním krokem po uchycení motoru bylo seřízení souososti jeho výstupní hřídele s hřídelí dynamometru. Spojením hřídelí a jejich pootočením bylo měřeno obvodové házení, které bylo nutné minimalizovat. Zároveň byla měřena i vodorovná poloha obou hřídelí. K dosažení jejich souososti byly podle návrhu použity podložky vhodné tloušťky, umístěné mezi silentbloky, uchycené k rámu viz. Obr. 3.22 b). Horizontální seřízení pak bylo realizováno posuvem pomocné desky s uchyceným motorem v drážkách hlavní desky. Díky tomu byla zároveň ověřena správnost návrhu a přesnost výroby navržené konstrukce.

Dalším krokem bylo osazení motoru a měřicího stanoviště potřebným vybavením. Jak bylo zmíněno v první kapitole, tímto vybavením se rozumí příslušenství motoru a všechna pomocná zařízení nezbytně nutná k provozu a měření parametrů motoru. U motocyklového motoru *Husaberg FE 570* byly těmito pomocnými zařízeními baterie, startér, airbox, chladič, řídicí jednotka, palivová nádrž, výfukové potrubí, ovládací a zobrazovací prvky a potřebná kabeláž. Pro potřebu podrobnější analýzy a měření jednotlivých provozních parametrů byl motor následně osazen potřebnými snímači, např. piezoelektrickým snímačem *Kistler 6053BB* pro měření tlaku ve válci, snímačem teploty nasávaného vzduchu a dalšími. Aby bylo možné osadit měřicí stanoviště těmito zařízeními a vhodně je připojit k motoru, bylo nutné sestavit pomocnou konstrukci, na kterou byla zařízení vhodně uchycena viz. Obr. 5.2.



Obr. 5.1 Modernizované brzdové stanoviště s pomocnou konstrukcí - bez motoru



Obr. 5.2 Modernizované brzdové stanoviště s uchyceným motorem a pomocnými zařízeními



5.2 NÁVRH PRŮBĚHU MĚŘENÍ

Cílem bylo navrhnout měření vedoucí k získání dat, ze kterých by bylo možné sestavit charakteristiku motoru. Tímto pojmem se rozumí grafické znázornění závislostí mezi základními provozními parametry (měřenými veličinami) motoru, tedy výkonu P_e , točivého momentu M_t , otáček motoru n a měrné spotřeby paliva m_{pe} . Případně také teplotou výfukových plynů, teplotou nasávaného vzduchu, plnicím tlakem, veličinami charakterizujícími emise motoru a dalšími měřenými veličinami.

5.2.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ A VÝBĚR MĚŘENÉ CHARAKTERISTIKY MOTORU

- Otáčková (rychlostní) charakteristika
- Zatěžovací charakteristika
- Regulační charakteristika
- Úplná charakteristika

OTÁČKOVÁ (RYCHLOSTNÍ) CHARAKTERISTIKA

Udává závislost točivého momentu a dalších měřených veličin (spotřeby paliva, teplot, atd.) při konstantním nastavení ovládacího ústrojí motoru na otáčkách motoru v celém rozsahu provozních otáček. Při nastavení zařízení regulujícího výkon motoru na maximální hodnotu (plně otevřená škrticí klapka, nebo nastavení vstřikovacího čerpadla na plnou dávku paliva) se změřená charakteristika nazývá *vnější otáčková (rychlostní) charakteristika*. Grafické znázornění této charakteristiky bývá nejčastěji uváděno v technické dokumentaci.[20]

ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Udává nejčastěji závislost spotřeby paliva popřípadě dalších měřených veličin na veličině charakterizující zatížení spalovacího motoru, např. velikosti točivého momentu. Při měření se nastaví konstantní hodnoty otáček motoru a pomocí zařízení regulujícího výkon motoru se mění zátěžový moment z minimální hodnoty na maximální. Tato charakteristika může být využita např. jako podklad pro konstrukci úplné charakteristiky motoru, nebo pro vyhodnocování ztrátového momentu.[20]

REGULAČNÍ CHARAKTERISTIKA

Udává závislost měřených veličin motoru na některé konstrukční nebo měřené veličině charakterizující nastavení motoru. Touto veličinou může být např. úhel předstihu, součinitel přebytku vzduchu, časování rozvodu, složení směsi a další. Při měření se mění sledovaná proměnná a ostatní vstupní veličiny se podle možnosti udržují konstantní. Regulační charakteristiky se využívají v oblasti vývoje a navrhování systémů řízení, nebo seřizování konstrukčních prvků, které ovlivňují výstupní hodnoty motoru. [20]

ÚPLNÁ (CELKOVÁ) CHARAKTERISTIKA

Tato charakteristika není přímo měřena, ale je sestavena pomocí výsledků získaných z otáčkové nebo zatěžovací charakteristiky. Udává v jednom diagramu několik závislostí současně pomocí soustavy křivek, kde sledovaná veličina vždy závisí na dvou základních veličinách zanesených na osy souřadnic. Každé křivce diagramu náleží určitá stálá hodnota sledované veličiny, jako parametr. V nezjednodušené formě je výsledkem této charakteristiky prostorový diagram, který je určený ke komplexnímu posuzování spalovacích motorů z hlediska výkonu, točivého momentu, spotřeby, měřených teplot, emisí ve výfukových plynech a dalších měřených veličin. [20]



VOLBA MĚŘENÉ CHARAKTERISTIKY A PARAMETRŮ MOTORU

Pro účel porovnání sériového a upraveného motoru bylo vhodné zvolit měření, ze kterého by mohla být následně sestavena vnější otáčková charakteristika motoru. To znamená pro jednotlivé otáčky a dané zatížení změřeny výkonové parametry motoru. Měření parametrů a sběr dat probíhá pomocí software měřicího stanoviště, ke kterému je připojeno ovládací zařízení el. dynamometru *DS 736-4/V*. Pro jednotlivé nastavené hodnoty otáček je odečtena aktuální hodnota brzdného momentu a následně dopočten výkon motoru. Aby bylo možné považovat výsledky měření za referenční, je nutné u měření uvést také aktuální meteorologické údaje pro výpočet korekcí naměřených výsledků. V průběhu měření je nutné zároveň sledovat hodnoty teplot provozních kapalin motoru (chladicí kapaliny).

5.2.2 VÝPOČET A VOLBA VHODNÉHO PŘEVODOVÉHO STUPNĚ

Po odečtení štítkových hodnot dynamometru *DS 736-4/V* uvedených v Tab. 2.1 bylo zjištěno, že výrobcem udávané maximální provozní otáčky jsou $6\,400\text{ min}^{-1}$ a maximální brzdňý výkon 86 kW . Oproti tomu výrobcem udávaný maximální výkon měřeného motoru je 53 kW při otáčkách $8\,500\text{ min}^{-1}$ a max. točivý moment 65 Nm při otáčkách $7\,000\text{ min}^{-1}$. Z toho vyplývá, že pokud by se jednalo o automobilový spalovací motor, kde bývají otáčky a točivý moment motoru měřeny spojením klikové hřídele motoru pomocí spojky s hřídelí dynamometru, vznikl by problém změřit vnější otáčkovou charakteristiku motoru. Důvodem by byla vyšší hodnota otáček motoru, při kterých dosahuje maximálního výkonu, než je maximální hodnota provozních otáček dynamometru. U motocyklového motoru viz Obr. 5.3 je však kvůli kompaktnosti součástí bloku motoru také stálý převod a převodovka. Z tohoto důvodu je nutné pro stanovení otáček a točivého momentu na výstupní hřídeli motoru (výstupním hřídeli převodovky) počítat s převodovým poměrem u stálého převodu a jednotlivých převodových stupňů uvedených v Tab. 5.1. Pro náš účel jsou však důležité hodnoty celkových převodových poměrů jednotlivých převodů. Tyto hodnoty jsou určeny jednoduchým vztahem, kde $i_{c\ 1-6}$ označuje celkový převodový poměr při zařazení jednotlivých převod. stupňů, i_{sp} převodový poměr stálého převodu a i_{1-6} převodový poměr jednotlivých převodových stupňů.

Výpočet brzdného momentu dynamometru

$$M_b = \frac{P_b \cdot 60 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{86 \cdot 60 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 6400} = 128\text{ Nm} \quad (8)$$

Vztah pro výpočet celkového převodového poměru u jednotlivých převod. stupňů

$$i_{c\ 1-6} = i_{sp} \cdot i_{1-6} \quad (9)$$

Příklad výpočtu celkového převodového poměru u zařazeného 1. převod. stupně

$$i_{c\ 1} = i_{sp} \cdot i_1 = \frac{33}{76} \cdot \frac{14}{36} \cong 0,1689 \quad (10)$$



Obr. 5.3 Řez motoru Husaberg FE 570 [22]

Tab. 5.1 Převodové poměry jednotlivých převodových stupňů

	Počty zubů [-]	Převodový poměr i_{sp}, i_{1-6} [-]	Celkový převodový poměr $i_{c 1-6}$ [-]
Stálý převod	33/76	0,4342	–
1. Převod. stupeň	14/36	0,3889	0,1689
2. Převod. stupeň	17/32	0,5313	0,2307
3. Převod. stupeň	19/28	0,6786	0,2946
4. Převod. stupeň	22/26	0,8462	0,3674
5. Převod. stupeň	24/23	1,0435	0,4531
6. Převod. stupeň	26/21	1,2381	0,5376

Pro návrh měření bylo nutné přepočítat hodnoty otáček motoru a točivého momentu z klikové hřídele na výstupní hřídel motoru, která bude spojena s hřídelí dynamometru. Následně mohl být zvolen převodový stupeň umožňující změření vnější otáčkové charakteristiky motoru s připojeným dynamometrem. K tomuto účelu byly použity následující vztahy, kde n_{vh} jsou otáčky výstupní hřídele motoru a n_{kl} jsou otáčky klikové hřídele motoru. Stejně tak $M_{t kl}$ je hodnota točivého momentu na klikové hřídeli a $M_{t vh}$ je hodnota točivého momentu přepočtená na výstupní hřídel.



Vztah pro výpočet otáček výstupní hřídele motoru

$$n_{vh} = n_{kl} \cdot i_{c\ 1-6} \quad (11)$$

Vztah pro výpočet točivého momentu na výstupní hřídeli motoru

$$M_{t\ vh} = M_{t\ kl} \cdot \left(\frac{1}{i_{c\ 1-6}} \right) \quad (12)$$

Jelikož je výkon funkcí točivého momentu M_t a otáček motoru n a jejich součin je konstantní, zůstává hodnota výkonu na výstupním i klikovém hřídeli nezměněna. Z uvedených vztahů tedy vyplývá, že je-li pomocí zařazeného převodového stupně převodovým poměrem snížena na polovinu hodnota velikosti otáček výstupní hřídele, pak je na výstupní hřídeli dvojnásobně zvýšena hodnota velikosti točivého momentu. V Tab. 5.2 jsou uvedeny hodnoty točivého momentu a otáček na výstupní hřídeli motoru (při zanedbání ztrát v převodech). Tyto hodnoty jsou vypočteny pro max. otáčky klikové hřídele $n_{kl} 8\ 500\text{min}^{-1}$, při kterých by měla být dle výrobce dosažena nejvyšší hodnota výkonu a pro maximální udávanou velikost točivého momentu $M_{t\ kl} 65\text{ Nm}$.

Tab. 5.2 Přepočtené hodnoty otáček a točivého momentu na výstupní hřídeli motoru při zařazených jednotlivých převodových stupních

	Celkový převod. poměr $i_{c\ 1-6}$ [-]	Otáčky výstupní hřídele motoru n_{vh} [min^{-1}]	Točivý moment na výstupní hřídeli motoru $M_{t\ vh}$ [Nm]
1. Převod. stupeň	0,1689	1 435	385
2. Převod. stupeň	0,2307	1 961	282
3. Převod. stupeň	0,2946	2 504	221
4. Převod. stupeň	0,3674	3 123	177
5. Převod. stupeň	0,4531	3 851	143
6. Převod. stupeň	0,5376	4 570	121

ZÁVĚR

Dosazením štičkových hodnot dynamometru DS 736-4/V, tedy max. brzděného výkonu 86 kW v režimu generátor a max. provozních otáček $6\ 400\text{ min}^{-1}$ do vztahu (8) byla zjištěna max. velikost brzděného momentu použitého dynamometru 128 Nm . Z výsledků přepočtených hodnot velikosti otáček a točivého momentu na výstupní hřídeli motoru při zařazených jednotlivých převod. stupních uvedených v Tab. 5.2 vyplývá, že pro navržené měření bude nutné použít nejvyšší zařazený převodový stupeň, při kterém bude max. hodnota otáček na výstupní hřídeli $n_{vh} 4\ 570\text{min}^{-1}$ a max. hodnota točivého momentu $M_{t\ vh} 121\text{ Nm}$.



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh modernizace brzdového stanoviště v motorové zkušebně Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Hlavním důvodem modernizace byla potřeba uchytit a změřit na zkušebním stanovišti výkonové parametry motocyklového motoru *Husaberg FE 570*, který bude použitý pro pohon formule *Student/SAE*.

Prvním krokem bylo seznámení se s dostupnými variantami řešení a vybavením zkušebny. Poté byly stanoveny hlavní cíle, kterých mělo být dosaženo. Jelikož měla být navržena konstrukce univerzální a sloužit také v budoucnosti pro snadné uchycení automobilových motorů, zvolil jsem na základě všech dostupných podkladů a požadavků uvedenou variantu řešení. Součástí práce je také návrh další možné modernizace brzdového stanoviště pro usnadnění měření automobilových spalovacích motorů pomocí navrženého vozíku a systému vedení a dorazu.

Navržená konstrukce byla rozdělena do dvou konstrukčních celků. Prvním byl svařenec rámu z normalizovaných tenkostěnných ocelových profilů. Druhým celkem byla sestava uchycovacího systému motoru skládající se z jednotlivých navzájem spojených desek. Systém desek byl navržen tak, aby bylo možné zároveň dosáhnout požadavku co nejmenšího počtu vyráběných dílů pro uchycení odlišných typů motorů.

Po návrhu hlavních částí byla provedena kontrolní napjatostní analýza rámu a modální analýza sestavy brzdového stanoviště. Nejproblematictější bodem zde byla vhodná náhrada uchycení rámu v software Pro/Mechanica s ohledem na relevantnost dosažených výsledků a hardwarová omezení výpočetní stanice. Z tohoto důvodu jsem pro ověření dosažených výsledků provedl kontrolní výpočet také v software ANSYS Workbench. Pro posouzení dosažených výsledků se v rámci práce bylo nutné seznámit také s problematikou vyvažování měřeného jednoválcového motoru.

Po kontrole a schválení jednotlivých částí navržené konstrukce Ing. Svídou a Ing. Beranem byl poptán potřebný materiál. Jelikož však nebyl navržený materiál aktuálně skladem a bylo nutné ve stanoveném termínu připravit zkušebnu pro uchycení motoru, byla zvolena vhodná náhrada materiálu a úprava navržené konstrukce při výrobě.

V závěru práce bylo navrženo a připraveno zkušební měření výkonových parametrů motoru *Husaberg FE 570* na modernizovaném brzdovém stanovišti, jehož výsledky budou podkladem pro další konstrukční úpravy tohoto motoru použitého ve formuli *Student/SAE*. Z tohoto důvodu bylo nutné připravit měřicí stanoviště a navrhnout vhodný průběh měření. Při návrhu zkušební měření byla zvolena měřená charakteristika motoru a proveden výpočet vhodného převodového stupně s ohledem na výkonové parametry ve zkušebně umístěného el. dynamometru *DS 736-4/V*.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PEXA, M. Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel – autoreferát doktorské disertační práce. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze, Katedra jakosti a spolehlivost strojů, 2005. 40 s. Vedoucí doktorské disertační práce prof. Ing. Ladislav Pejša, DrSc.
- [2] Wikimedia Foundation. *Dynamometer* [online]. Poslední revize 7. 2. 2011 [cit. 2011-01-18]. Dostupné z: < <http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer> >.
- [3] AVL LIST GMBH. *Dynamometer for test cells* [online]. Poslední revize 31. 1. 2011 [cit. 2011-01-18]. Dostupné z: < <https://www.avl.com/engine-and-driveline-load-systems> >.
- [4] MARTYR, A. J., PLIT, M. A. *Engine testing*, Třetí vydání, United Kingdom, 2007. ISBN 13: 978-0-7506-8439-2.
- [5] PETRUŠKA, J. *Počítačové metody mechaniky II* [online]. Poslední revize 7. 2. 2011 [cit. 2011-02-10]. Dostupné z: < <http://www.umt.fme.vutbr.cz/cz/studium/studijni-materialy.html> >.
- [6] KONEČNÝ, Z., KRYŠ, V. *CAD III – Pevnostní analýzy* [online]. Poslední revize 17. 8. 2007 [cit. 2011-02-10]. Dostupné z: < <http://robot2.vsb.cz/skripta-cad-iii/> >.
- [7] Úřad pro normalizaci a měření. *ČSN EN 10210-1 : Duté profily tvářené za tepla z nelegovaných a jemnozrnných konstrukčních ocelí. Část 1: Technické dodací předpisy*. Praha, 1995. 28 s.
- [8] SuperFlow Technologies Group. *SF-902 Engine Dyno* [online]. Poslední revize 7. 2. 2011 [cit. 2011-03-11]. Dostupné z: < <http://www.superflow.com/Dynamometers/Engine/sf902.html> >.
- [9] Husaberg Motorcycles. *FE-570* [online]. Poslední revize 7. 2. 2011 [cit. 2011-02-10]. Dostupné z: < <http://www.husaberg.com/Technical-Features.312.9.html?&bikeID=58&cHash=1bb1a1cd74> >.
- [10] Blickle Räder+Rollen GmbH u. Co. KG. *Výrobní program* [online]. Poslední revize 31. 1. 2011 [cit. 2011-03-11]. Dostupné z: < <http://www.blickle.cz/produkty.html> >.
- [11] Rubena a. s. *Silentbloky-pružiny* [online]. Poslední revize 31. 1. 2011 [cit. 2011-02-10]. Dostupné z: < <http://www.rubena.cz/default.asp?CatID=1967> >.
- [12] Kovoobráběčství. *Matice do T-drážek* [online]. Poslední revize 31. 1. 2011 [cit. 2011-03-15]. Dostupné z: < <http://www.kovoobrabeni102.cz/news/matice-do-t-drazek-sire-14-m10-m12-16-m12-m14-18-m12-m14-m16-20-m14-m16/> >.
- [13] HAVEL, J. *Zvedací zařízení pro formulový vůz*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaták.



- [14] DVORÁK, V. *Experimentální modální analýza SVOČ-FST 2009*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2009. 8 s.
- [15] ZEMČÍK, T. *Optimalizace uložení vyvažovacích hřídelů motoru Zetor 4V UŘ III*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 111 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Rauscher, CSc.
- [16] PLÍČKA, L. *Návrh jednoválcového vznětového zkušebního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída
- [17] ŠURÁNEK, P. *Dynamické vlastnosti silentbloků : bakalářská práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Univerzitní studijní programy, Katedra automatizační techniky a řízení, 2010, 46 s. Vedoucí práce: Tůma, J.
- [18] TRUKSA, J. *Návrh upevňovacího rámu pro zkoušení spalovacího motoru*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík
- [19] ABUELSAMID, S. *GM Powertrain engineering development center* [online]. 28.5.2008, poslední revize 7.4.2011 [cit. 2011-4-26]. Dostupné z: < <http://green.autoblog.com/2008/07/28/general-motor-opens-new-powertrain-engineering-center-that-will/> >
- [20] Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně. *Druhy měření charakteristik spalovacích motorů* [online]. Poslední revize 12.4.2011 [cit. 2011-4-26]. Dostupné z: < <http://zkusebna.wz.cz/charakter.htm#otackovecharakteristiky> >
- [21] ČECH, J. *Motor - teorie* [online]. Poslední revize 12.4.2003 [cit. 2011-5-11]. Dostupné z : < <http://www.mjauto.cz/newdocs/motor/kap2.htm> >
- [22] MOTOR-PRESSE Bohemia s.r.o. *Husaberg FE570* [online]. Poslední revize 11.7.2010 [cit. 2011-5-11]. Dostupné z : < http://www.motocykl-online.cz/gallery_popup.php?img_id=52926 >



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	délka osazení T-matice
D	[mm]	vrtání motoru
D ₁	[mm]	vnější průměr silentbloku
d ₁	[mm]	vnitřní průměr silentbloku
E _o	[MPa]	Youngův modul pružnosti - oceli
E _p	[MPa]	Youngův modul pružnosti - pryž
F _G	[N]	tíhová síla
f _v	[Hz]	vlastní frekvence
h	[mm]	výška T-matice
H ₁	[mm]	výška silentbloku
i ₁₋₆	[-]	převodový poměr jednotlivých převod. stupňů
i _{c 1-6}	[-]	celkový převodový poměr jednotlivých převod. stupňů
i _{sp}	[-]	převodový poměr stálého převodu
k	[mm]	výška osazení T-matice
k _k	[-]	koeficient bezpečnosti
k _s	[-]	koeficient bezpečnosti v oblasti svarů
M	[mm]	průměr závitu T-matice
M _b	[Nm]	brzdny moment dynamometru
M _k	[Nm]	krouťicí moment
m _{pe}	[g kW ⁻¹ h ⁻¹]	měrná spotřeba paliva
M _{t kl}	[Nm]	točivý moment na klikové hřídeli
M _{t max}	[Nm]	max. točivý moment motoru
M _{t vh}	[Nm]	točivý moment na výstupní hřídeli
n _{kl}	[min ⁻¹]	otáčky klikové hřídele
n _{max}	[min ⁻¹]	max. otáčky dynamometru
n _{rez}	[min ⁻¹]	resonanční otáčky
n _{vh}	[min ⁻¹]	otáčky výstupní hřídele
P _{G max}	[kW]	max. výkon dynamometru v režimu generátor
P _{G max}	[kW]	max. výkon dynamometru v režimu motor
P _{max}	[W]	max. výkon motoru
R _e	[MPa]	mez kluzu
s	[mm]	šířka T-matice



V_z	[cm ³]	zdvihový objem
z	[mm]	zdvih motoru
ε_k	[-]	kompresní poměr
μ_o	[-]	Poissonovo číslo - ocel
μ_p	[-]	Poissonovo číslo - pryž
ρ_o	[kg m ⁻³]	hustota oceli
ρ_p	[kg m ⁻³]	hustota pryže
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
σ_{DS}	[MPa]	dovolené napětí v oblasti svarů
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí