

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

# NÁVRH UPEVNŮVACÍHO RÁMU PRO ZKOUŠENÍ SPALOVACÍHO MOTORU

MOUNTING FRAME DESIGN FOR IC ENGINE TESTING

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

JAN TRUKSA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. PAVEL RAMÍK

BRNO 2008

## **Abstrakt**

Jan Truksa

Návrh upevňovacího rámu pro zkoušení spalovacího motoru

V této práci se zabývám konstrukcí rámu pro uchycení motocyklového čtyřválcového řadového spalovacího motoru k dynamometrickému zkušebnímu stanovišti. Cílem je, aby navržené řešení zajišťovalo dostatečnou mobilitu a do budoucna také univerzálnost. To znamená možnost přestavby na další motory.

**Klíčová slova:** upevnění motoru k dynamometru, čtyřválcový řadový motor  
Yamaha R6, dynamometr MEZ Servis V125, testování motoru  
na dynamometru

## **Abstract**

Jan Truksa

Mounting frame design for IC engine testing

In those diploma thesis I engaged in design of mounting frame for mounting motorcycle four-stroke inline combustion engine to dynamometric testing site. The goal is necessary mobility and versatility of the design. That mean the construction would be useful for other motorcycle engines.

**Keywords:** mounting of the engine to dynamometr, four-stroke inline engine  
Yamaha R6, dynamometr MEZ Servis V125, testing of the engine  
on dynamometr

## **Bibliografická citace**

TRUKSA, J. Návrh upevňovacího rámu pro zkoušení spalovacího motoru, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Pavla Ramíka a s použitím uvedené literatury.

## **Poděkování**

Za velmi vstřícný přístup při konzultacích a radách děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Pavlu Ramíkovi. Dále děkuji své rodině a přítelkyni za podporu po celou dobu trvání mého studia.

## Obsah

1 Úvod.....	11
2 Způsoby upevňování motorů na zkušebních stanovištích.....	12
2.1 Automobilové motory.....	12
2.2 Motocyklové motory.....	16
3 Konstrukční návrh upevňovacího rámu.....	21
3.1 Parametry měřeného motoru.....	21
3.1.1 Typ motoru.....	21
3.1.2 Tvorba modelu motoru.....	23
3.2 Dynamometr MEZ V125.....	25
3.2.1 Princip činnosti dynamometru.....	25
3.2.2 Popis MEZ V125.....	27
3.2.3 Připojení motoru k brzdě.....	28
3.2.4 Režimy práce motocyklového motoru.....	31
3.3 Volba vhodného řešení.....	34
3.3.1 Pojezdový vozík.....	34
3.3.2 Uchycení rámu motoru.....	37
3.3.3 Rám motoru.....	38
3.4 Volba komponentů a sestavy.....	39
3.5 Tvorba výkresové dokumentace.....	42
4 Výpočtová a modální analýza rámu.....	43

4.1 Převod CAD modelu do systému MKP.....	43
4.2 Příprava modelu pro výpočet.....	44
4.2.1 Příprava modelu a tvorba sítě (MESHING).....	45
4.2.2 Volba proměnných.....	46
4.2.3 Získané výsledky.....	49
5 Rozbor vyváženosti motoru.....	57
5.1 Rozbor čtyřválcového řadového motoru.....	57
5.2 Porovnání s výsledky modální analýzy.....	62
6 Závěr.....	63
Seznam literatury.....	64
Seznam příloh.....	65

## 1 Úvod

V současné době na FSI VUT Ústavu automobilního a dopravního inženýrství probíhá projekt studentské formule SAE (Societe of automobile engineer). Jedná se o projekt sportovního čtyřkolového vozidla formulového typu. Stavba kompletního funkčního vozidla samozřejmě není úkolem pro jednoho studenta. Na konstrukci vozu se podílí skupina studentů, o kterých se předpokládá, že práce na formuli pro není jen splněním školních povinností, ale také naplněním vlastních zájmů a seberealizace při účasti na zajímavém projektu v oblasti motorsportu.

Každý z těchto studentů má na starosti určitou část projektu tohoto automobilu. Výstupem celé této práce by kromě diplomových prací měla být především funkční formule sloužící k ověření poznatků a postupů použitých při konstrukci. Praktická realizace konstrukčních úkolů v rámci diplomové práce a její využití v rámci většího celku je, dá se říci, stále unikátní.

Možnosti v konstrukci všech částí vozidla jsou striktně omezeny podrobnými pravidly, které k tomuto projektu vydala asociace SAE. Ty jsou nastaveny tak, aby umožňovali poměrně velkou volnost při uplatňování netradičních konstrukčních řešení, hledání konstrukcí originálních, ale stejně dobrých nebo lepších, jako jsou obecně známá a užívaná řešení. Mimochodem právě to je stav, který v motorsportu panoval ještě v době poměrně nedávno minulé. Motoristický sport nabízel možnosti k hledání nových řešení a jejich vyzkoušení v praxi a dával tak vzniknout realizacím i velmi netradičních nápadů a řešení. Přesto ovšem pravidla udávají jasně mantinely jednak omezující rychlosti, jichž je tato studentská formule schopna dosahovat, a také sledují zachování porovnatelnosti projektů jednotlivých vysokých škol.

Toto srovnání dává celému projektu konečný smysl. Hodnocení celého projektu není založeno na jednoduchých závodech těchto formulí na čas. Srovnání probíhá inženýrským způsobem v několika disciplínách, ve kterých je snaha objektivně zhodnotit dosažené úrovně technické vyspělosti, rychlosti vozu a kvalit podvozku i brzd. Na tyto disciplíny ovšem vzápětí navazuje část, ve které se hodnotí rozpočet a náklady na stavbu formule. Všechny tyto disciplíny jsou pak hodnoceny společně. Proto neplatí klasické pravidlo, že vyhrává ten nejrychlejší. V této soutěži vyhrává ten s nejlepší kombinací všech vlastností a to jak těch technických, tak těch ekonomických. Projekt má sloužit k pochopení principů užívaných při konstrukci strojařských výrobků a zařízení a především jejich provázanost s praktickým životem.

Má diplomová práce se zaměřuje na upevňovací rám spalovacího motoru pro přichycení k motorové brzdě. Možná tu není na první pohled zřejmá souvislost, ale celé řešení této práce je zaměřeno právě na motor pro studentskou formuli SAE. Oproti řešením používaným doposud má především zajistit zjednodušení práce spojené s uchycením motoru na brzdu a zajistit určitou mobilitu a bezproblémovou výměnu agregátů. Výsledkem tak bude zjednodušení prací spojených s laděním motoru na motorové brzdě. To vše musí být spojeno se zachováním standardních vlastností takového upevňovacího rámu, tzn. tuhost, houževnatost, bezpečnost a odolnost proti zatížení dynamickému i statickému.

## 2 Způsoby upevňování motorů na zkušebních stanovištích

V této první části bych se rád nejdříve podíval na to, jak se upevnění spalovacích motorů ke zkušebnímu stanovišti řeší dnes a jaké mají tyto způsoby výhody a nevýhody. Informace o způsobu uchycení motorů se nehledají lehko. Je to oblast, která se při popisu jednotlivých zařízení ať už samotným výrobcem nebo konečným uživatelem, relativně zanedbává. Z technického hlediska se dá říci, že neexistují parametry popisující toto zařízení nebo dle kterých by bylo možné tato zařízení mezi sebou porovnávat.

Obecně je možné říci, že všechna tato zařízení splňují podobné požadavky, a i způsob jejich konstrukce se dle mě dostupných informací výrazně neliší. Obecně lze největší rozdíly vysledovat dle typu měřeného motoru.

### 2.1 Automobilové motory

Nejčastěji měřenými motory na motorové brzdě jsou samozřejmě motory automobilové. Je to dáno faktem, že se jedná o motory jichž se dnes vyrábí největší množství. Proto i způsoby uchycení těchto motorů jsou vyzkoušené a opakují se i u různých výrobců motorových brzd. Primárně se prostorové konstrukce a přípojné rozměry motorových brzd odvíjí právě od rozměrů a způsobu připojování motorů automobilových. Dá se i říci, že vycházejí z uchycení spalovacího motoru přímo v automobilu. Na obrázku můžeme vidět ukázkou přichycení čtyřválcového řadového motoru z vozu Škoda 1203. Je poměrně dobře vidět přichycení na originální silentbloky a přírubu převodovky.

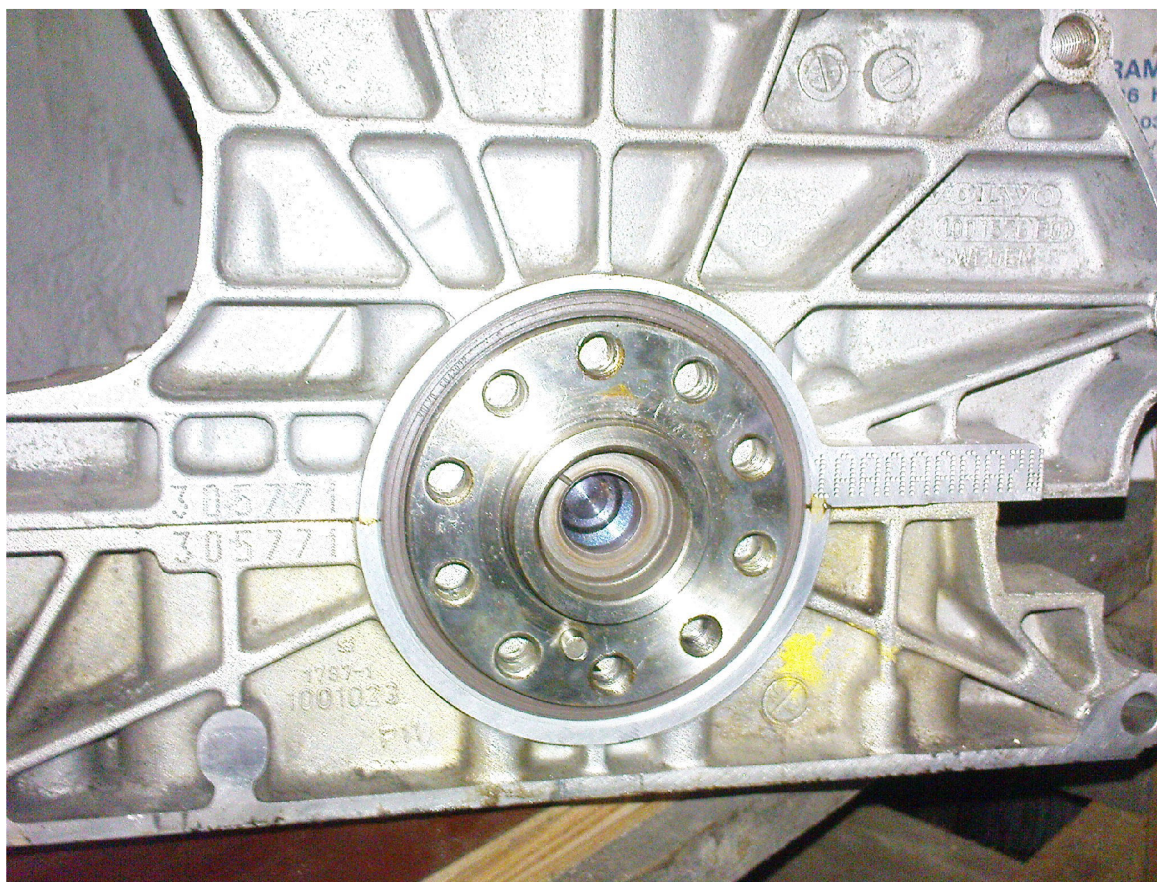


Obr. 1: Motor Š1203 na dynamometru



Na rozdíl od motocyklu není v automobilu motor a převodovka jedním celkem, ale jsou to dvě části spojující se až při montáži do automobilu. Ve spoji mezi motorem a převodovkou je vytvořen prostor pro umístění zařízení pro přenos výkonu z klikové hřídele na převodovku. U manuální převodovky se jedná o spojku zajišťující přenos výkonu bez prokluzu, to znamená beze ztrát, dávkování výkonu pro rozjezd automobilu a přerušování dodávky výkonu z motoru na převodovku pro možnost změny převodového stupně. U automatické převodovky je zde umístěn hydrodynamický měnič. Jeho funkce je obdobná, pouze nedochází k přerušování přenosu výkonu, protože řazení obstarává převodovka automaticky. Jeho nevýhodou je fakt, že u pracuje vždy s určitým prokluzem. Prokluz nebo lépe řečeno fázový posuv čerpadla a turbíny, což jsou části ze kterých se hydrodynamický měnič skládá, je dán princip funkce hydrodynamického měniče. Záporným efektem je snížení účinnosti převodového ústrojí vedoucí ke zvýšení spotřeby paliva. Naopak kladným efektem je zvýšení komfortu rozjíždění a řazení převodových stupňů nebo umožnění motoru provoz v otáčkách, které jsou pro něj výhodné. To dokonce paradoxně, především u pracovních strojů a traktorů, vede k opačnému efektu než u osobních automobilů, to je ke snížení spotřeby paliva.

Existence samostatného celku spojujícího motor s převodovkou nám umožňuje u automobilového motoru snímat výkon přímo z klikového hřídele. Pouze nahradíme spojku nebo měnič spojkou s hřídelí motorové brzdy. Tak můžeme snímat bez dalších ztrát popřípadě přepočítávání převodů výkon, který motor dodává na klikové hřídeli. Na obrázku můžeme vidět, jak takové ukončení kliky pro montáž dalších zařízení vypadá u řadového šestiválcového zážehového motoru Volvo s kódovým označením B6304FS.



Obr. 2: Vývod klikové hřídele pro přimontování hydrodynamického měniče motoru Volvo

Obecně u všech automobilních motorů je tedy možné definovat úchytná místa jako místa spoje bloku motoru s převodovkou a místa pro uchycení silentbloků. Na silentblocích může být motor položen nebo zavěšen. Záleží na konkrétním provedení a výrobci. Tento koncept zjednodušuje uchycení motoru na brzdě. Obvykle se tyto motoru uchycují pomocí desky kolmé k ose brzdy i klikové hřídele, do které jsou vyvrtány otvory pro uchycení motoru stejným způsobem, jako kdybychom ho smontovávali s převodovkou. Na druhé straně motoru se motor na silentbloku podepře ve stejných místech, jako při originální montáži. Způsob provedení je možné vidět na následujících přiložených obrázcích.



*Obr. 3: Kompletní sestava dynamometru - motor uchycen na rámu přes silentbloky*



Obr. 4: Komplet brzdy s rámem pro uchycení motoru

## 2.2 Motocyklové motory

U motocyklových motorů je situace poněkud odlišná. Motocyklový motor musí splňovat trochu odlišné nároky než motor automobilový. Vzhledem ke způsobu ovládání a využití motocyklu je kladen velký důraz na co nejnižší hmotnost a kompaktní rozměry. A snad ještě důležitější než tyto dva parametry je umístění výsledného těžiště motocyklu. To potřebujeme umístit co nejnižše souvisí to s ovládáním motocyklu. Motocykl na rozdíl od automobilu neovládáme primárně natočením řídicích kol, ale náklonem celého stroje, to znamená přenášením těžiště. Proto, čím je těžiště motocyklu blíže vozovce, tím je motocykl lépe ovladatelný. Proto se konstruktéři v případě motocyklových motorů snaží za každou cenu o co nejkompaktnější konstrukci. V protikladu k automobilům nejsou přenášeny zdaleka tak velké kroutící momenty, provozní otáčky motoru jsou obvykle výrazně vyšší.



Obr. 5: Kompaktní konstrukce jednoválcového motoru v jednom bloku s převodovkou v motocyklu typu enduro, výrobce Yamaha

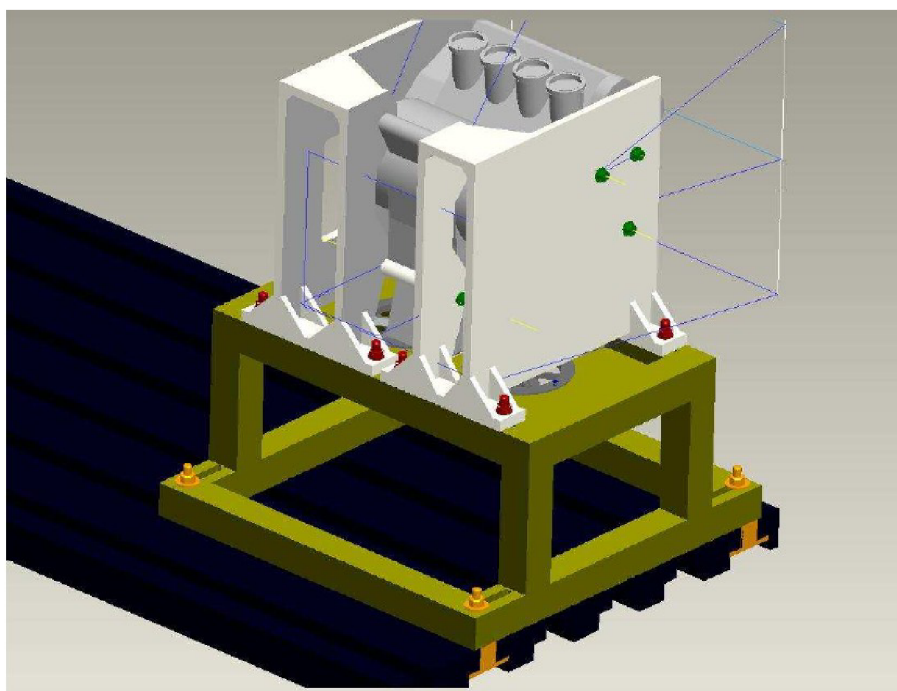
Z těchto důvodů se zde uplatnil princip umístění motoru a převodovky do společného celku jednoho bloku. Výstupním hřídelem motoru pro měření je tedy výstupní hřídel převodovky. Ty bývá obvykle drážkovaná. Nejčastějším způsobem přenosu výkonu na hnané je převod řetězem. Na drážkové hřídeli je pak nasazena rozeta. V menšině případů se můžeme setkat alternativními způsoby přenosu výkonu, např. kardanový hřídel nebo ozubený řemen. Vzhledem k nejčastějším způsobům přenosu je zřejmé, že je nemožné pevné spojení motoru s brzdou způsobem podobným jako u automobilního motoru. Nejdůležitější implikací tedy je nutnost vyřešit u stojanu motocyklového motoru aretaci, tzn. zajištění polohy, které bude dostatečně pevné a v případě potřeby seřizovatelné.

I druhá část uchycení je komplikovanější než u motorů automobilních. Motory motocyklové se uchycují přímo do nosné části motocyklu - rámu. Dalo by se říci, že způsobů uchycení je nekonečně mnoho, ale některé prvky jsou podobné. Ve většině motocyklů motor neleží v rámu, ale je jeho integrální součástí. Velmi často se s ním počítá jako s nosnou částí zvyšující tuhost celého rámu. Tu konstruktéři potřebují co nejvyšší, protože přímo souvisí s jízdními vlastnostmi motocyklu. Proto je motor často uchycen z boku, z přední nebo zadní části a často i bývá na rámu zavěšen.



Obr. 6: Lehký dvoutaktní motor zavěšený v rámu motocyklu MZ

V každém případě konstruktéři při hledání uchycení v pevném místě bloku motoru a převodovky a zároveň vhodném pro zamýšlený rám motocyklu neumístit otvory pro uchycení do jedné roviny a snad jen výjimečně lze užít nějakou podporu. To konstrukci stojanu komplikuje, i když ji to samozřejmě neznemožňuje.



Obr. 7: Ukázka řešení uchycení téhož motoru YAMAHA R6

Zde by bylo zřejmě na místě zmínit, že u motocyklů je zřejmě nejběžnější způsob měření výkonu motoru za použití válcové měřicí stolice. To je zařízení měřící výkon motoru na poháněném kole. Motocykl je k zařízení pevně připevněn, obvykle přivázan pomocí pevných kurtů, a motor je brzděn pomocí válců, které vytváří potřebný odpor zadnímu kolu.



Obr. 8: Motocykl Yamaha na válcové motorové brzdě

Jeho nevýhodou je nutnost definovat ztráty vznikající v převodech. Naopak výhodou je, že v případě motocyklů se jedná o zařízení relativně přijatelných rozměrů, které umožňuje ladění a měření výkonů bez nutnosti demontáže motoru z motocyklu. U automobilů se situace mění, protože válcová brzda pro automobily je zařízení prostorově náročné, obvykle jeho zabudování na měřicí stanoviště vyžaduje významné stavební úpravy, tedy i investice. Tím je samozřejmě daná celková cena takového zařízení, která je poměrně vysoká. Navíc zde vyvstává další problém, kdy při potřebě měření vozu s pohonem všech čtyř kol je potřeba ještě komplikovanější zařízení s měřícím válcem pro každé hnané kolo vozidla.



Obr. 9: Vůz Audi S4 na válcové brzdě pro brzdění vozidel s náhonem na všechna 4 kola

Měření speciálních vozidel s atypickou konstrukcí pohonu kol se pak tímto způsobem stává prakticky neřešitelným problémem. I z těchto důvodů je měření přímo samotného motoru u automobilů běžnější než u motocyklů. Konkrétní podmínky měření a vyhodnocování výsledků na daném měřicím zatížení bude probrán v jiné kapitole.

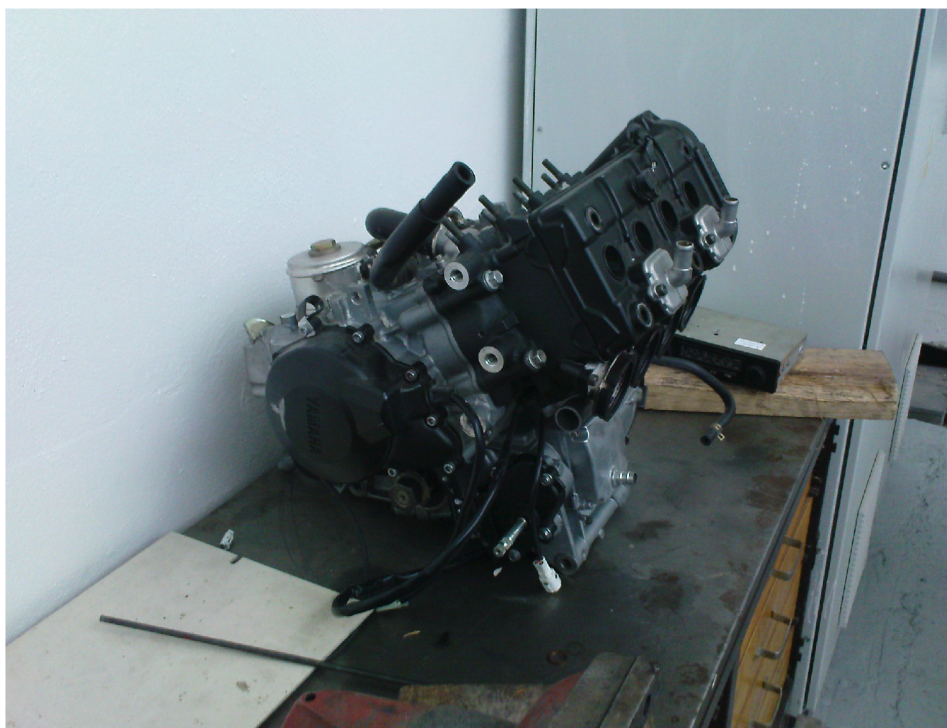
### 3 Konstrukční návrh upevňovacího rámu

Při hledání toho nejvhodnějšího konstrukčního řešení u jakéhokoliv strojařského výrobku je třeba se vždy snažit zvážit všechny parametry a okolnosti, které mohou ovlivnit použití, dimenzování nebo samotnou konstrukci daného produktu. V našem případě případě těmito parametry, které potřebujeme podrobně znát jsou následující: parametry měřeného motoru. Zajímá nás motor jak z hlediska jeho parametrů které budeme měřit, tak jeho zástavbové rozměry a poměry. Další důležitou informací jsou vlastnosti použitého dynamometru MEZ V125 a jeho přípojně rozměry. V neposlední řadě je potřeba věnovat pozornost zástavbovým rozměrům zkušebního stanoviště. Toto jsou ty nezákladnější parametry. Jako pomocné je nutné zohlednit také průběh měření, montáž a demontáž k brzdě a obsluhu celého zařízení.

#### 3.1 Parametry měřeného motoru

##### 3.1.1 Typ motoru

Pro pohon naší brněnské formule SAE byl zvolen řadový čtyřválcový zážehový motor z motocyklu YAMAHA R6 modelového roku 2005. Jedná se o vysokootáčkový vodou chlazený čtyřtaktní spalovací motor se dvěma vačkovými hřídeli umístěnými v hlavě válců a poháněnými rozvodovým řetězem. Hlava válců je osazena čtyřmi ventily na válec ovládanými hrníčkovými zdvihátky.



Obr. 10: Motor Yamaha R6 určený pro zástavbu do formule SAE



Palivem je automobilový benzín BA95. Mazání je tlakové oběžné. Spouštění pomocí elektrického startéru. Motor je osazen elektronickým vstřikováním paliva. Jeho hlavní technické parametry jsou uvedeny v příložené tabulce. Výkonové parametry se neshodují s těmi, které motor bude mít zastavěný ve formuli, ale jsou to tovární hodnoty sériového provedení Yamahy R6. Pro použití ve formuli bude nutné předělat, spíše vymyslet jiné, minimálně sací potrubí, protože v pravidlech je daná nutnost použít jednu škrťací klapku. Yamaha R6, tak jako naprostá většina motocyklových víceválcových motorů má samostatnou škrťací klapku pro každý válec. Výkon motoru ve variantě zastavěné ve formuli SAE bude proto nižší. Dle zkušeností týmů majících již funkční exempláře je odhadován na hodnotu blízkou 80 kW.

Veličina	Hodnota
Vrtání x zdvih	65,5x44,5 mm
Zdvihový objem	599 cm
Kompresní poměr	12,4:1
Maximální točivý moment	66 Nm při 12000 ot./min
Maximální výkon	92,7 kW při 14500 ot./min

Tabulka 1: Tabulka technických parametrů měřeného motoru

Hliníkový blok motoru je odlitý v jednom kuse se skříní převodovky. Samotná převodovka je manuální plně synchronizovaná se sekvenčním řazením jednotlivých převodových stupňů. Z pohledu měření charakteristik tohoto motoru jsou pro nás důležité převodové poměry jednotlivých převodových stupňů. Najdeme je v následující tabulce.

Převodový stupeň	Převodový poměr	Počty zubů
1.	2,846	37/13
2.	1,947	37/19
3.	1,555	28/18
4.	1,333	32/24
5.	1,190	25/21
6.	1,083	26/24

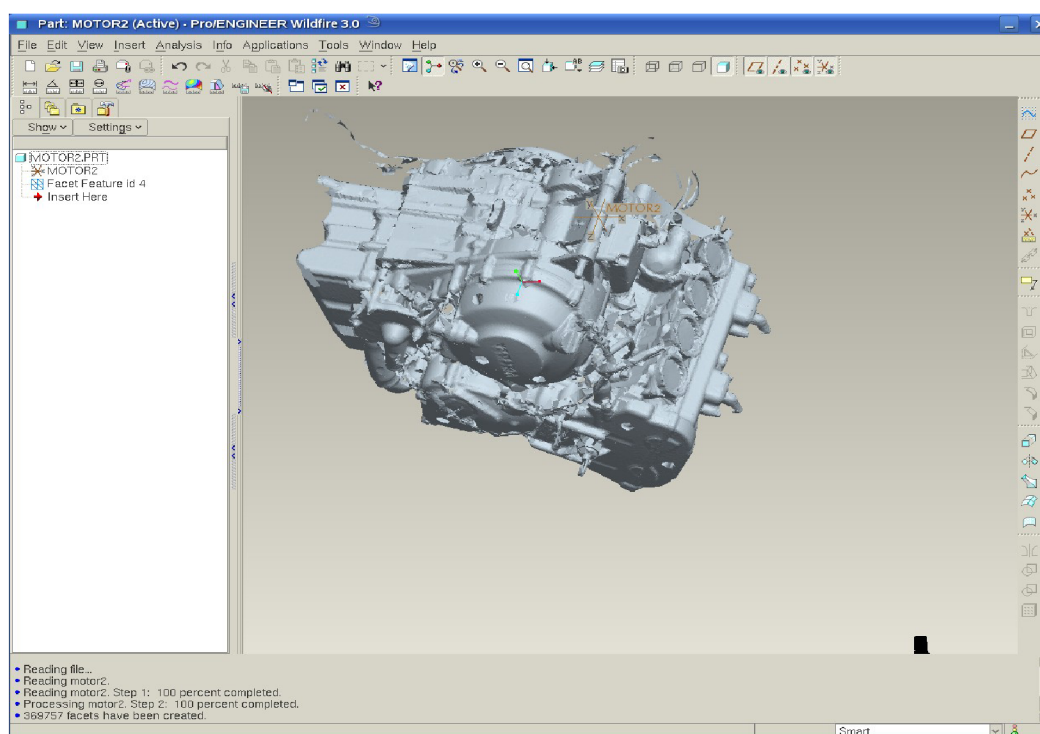
Tabulka 2: Převodové poměry jednotlivých převodových stupňů Yamaha R6

Právě převodové poměry mezi klikovou hřídelí a výstupní hřídelí motoru pro nás budou důležité až budeme určovat v jakém režimu se ve finále motor bude měřit. Rozsah otáček dynamometru se s rozsahem otáček motoru neshoduje a proto bude třeba zvolit vhodný převodový poměr. Tuto problematiku ale rozeberu později, až se budu věnovat samotnému dynamometru. Spojka těchto motorů se funkčně shoduje se spojkou manuálních převodovek automobilů. Výkon změřený na výstupním hřídeli tedy bude roven výkonu na klikové hřídeli bez mechanických ztrát v převodech.

$$P_{\text{vystup}} = P_{\text{klika}} - P_{\text{ztrat.}}$$

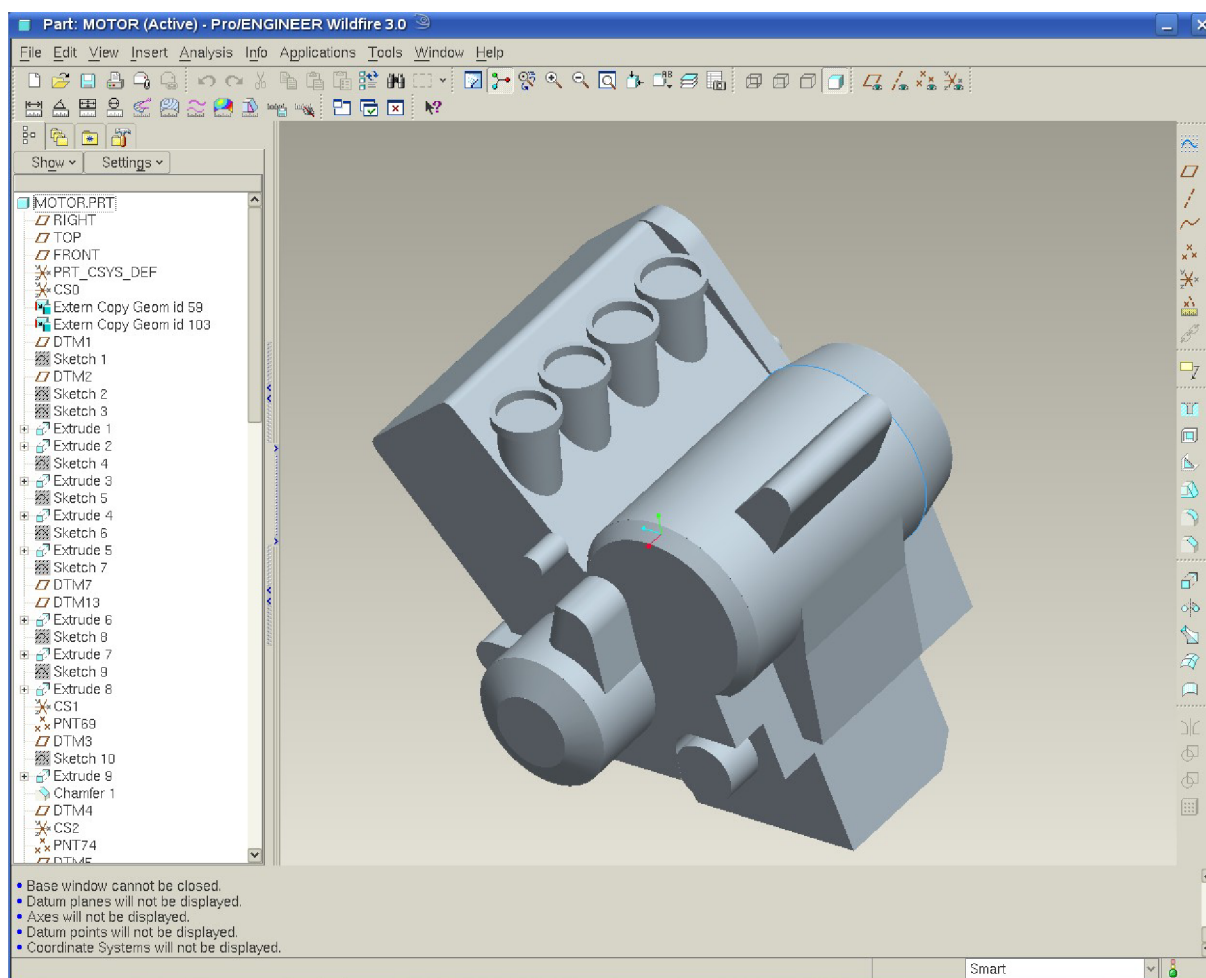
### 3.1.2 Tvorba modelu motoru

Tou nejdůležitější veličinou při konstrukci upevňovacího rámu spalovacího jsou vnější a připojovací rozměry. Od nich se odvíjí zvolená konstrukce celého zařízení. V našem případě se jedná v porovnání s běžně zkoušenými automobilovými motory o velice subtilní konstrukci. Měření připojovacích a montážních rozměrů neprobíhá manuálně, ale využívá se 3D optického skeneru ATOS. Tímto zařízením se sejme 3D obraz objektu, který si pak můžeme převést do CADU a dále s ním pracovat. V našem případě využijeme práci mého kolegy z minulého roku, který měl diplomovou práci zaměřenu právě na vytvoření 3D modelu tohoto motoru.



Obr. 11: Scan motoru načtený do program Pro/Engineer

Používáme 3D parametrický CAD Pro/Engineer společnosti PTC. V tomto programu pak ze scanu, který vidíme na obrázku jsme schopni vytvořit model motoru. S modelem vytvořeným v CADU jako součást je možné dále pracovat. Není problém v něm velmi přesně zjistit potřebné připojovací i celkové rozměry, je možné 3D model motoru umístit i do sestavy modelu celého rámu. Můžeme si tak teoreticky ověřit funkčnost sestavy nejen oměřením rozměrů, ale i softwarovým vložením motoru do potřebné sestavy. Dřív nadstandardní, dnes už nezbytná je také funkce vizualizace výrobku v jeho funkčním zapojení.



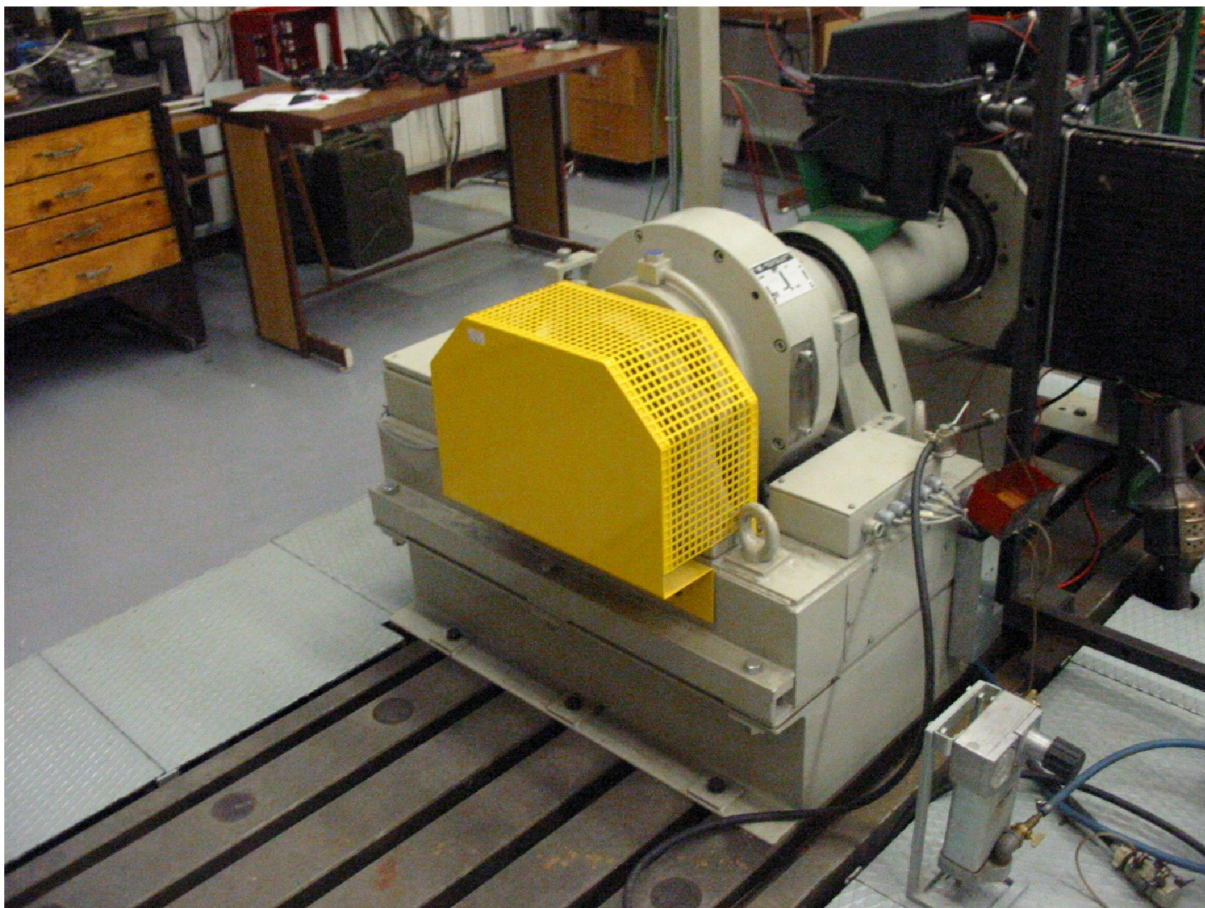
Obr. 12: Model motoru, který využijeme pro konstrukci stojanu

Z našeho pohledu je ještě jeden důležitý aspekt. Rám pro uchycení motoru by měl být z velké části univerzální, protože do budoucna se počítá s tím, že současný motor Yamaha R6 doplní ještě jeden motor – Honda CBR600F. Protože vnější rozměry tohoto motoru budou bezpochyby velmi podobné, je potřeba i tento rám navrhnout z velké části univerzálně tak, aby byl vhodný pro motocyklové motory v určitém rozmezí velikostí. Primárním určením je samozřejmě v tuto chvíli dostupný motor Yamaha R6, ale v ideálním případě by mohl základ rámu v kombinaci s dle potřeby upravenými držáky být připravený pro uchycení motocyklových motorů od jednoho až do čtyř válců včetně objemů vyšších než 600 ccm.

Skenování motoru a práce s tím spojené jsem neprováděl sám, ale využil jsem práce kolegů, kteří se zaměřili na tuto problematiku. Ti připravili motor na samotné skenování a provedli sejmutí 3D obrazu. Tento obraz pak převedli do CADU Pro/Engineer. V tomto programu na základě skenu vymodelovali 3D model samotného motoru.

## 3.2 Dynamometr MEZ V125

K měření výkonu motoru pro formuli SAE budeme využívat vířivý dynamometr firmy MEZ Servis Vsetín. Konkrétně vířivý dynamometr MEZ V 125. Jedná se o zařízení namontované v našich školních dílnách.



Obr. 13: Instalace dynamometru MEZ V125 ve školních dílnách

### 3.2.1 Princip činnosti dynamometru

Vířivá motorová brzda je elektrický točivý stroj, jenž se využívá ke zkoušení pohonných jednotek. V našem případě spalovacích motorů motorových vozidel. Slouží především pro získání jejich momentové a výkonové charakteristiky v celém rozsahu otáček. Jako doplňkové možnosti lze samozřejmě brzdu po doplnění odpovídajícím příslušenstvím a vybavením použít pro měření dalších veličin jako jsou např. měrná spotřeba, chemické složení výfukových plynů nebo třeba také zkoušky životnosti agregátu při předem definovaných režimech zatížení. Pro pochopení souvislostí si stručně osvětlíme princip funkce dynamometru.

Samotné brzdění motoru probíhá na principu definovaného zatěžování spalovacího motoru a statického měření kroutícího momentu při tomto zatěžování. Výkon pak zjistíme výpočtem z měřeného momentu a otáček motoru za vztahu:

$$P = M_k \cdot n$$

P...výkon [W]

M<sub>k</sub>...točivý moment [Nm]

n...otáčky [s<sup>-1</sup>]

Vířivý dynamometr využívá pro vytvoření brzdících účinků vířivé proudy uzavřené nakrátko v tělese magnetického obvodu. Rotor je z oceli má tvar ozubeného kola. Na statoru je budicí cívka, kterou protéká stejnosměrný proud, jenž budí v magnetickém obvodu magnetický tok. Rotor se otáčí v magnetickém poli statoru a vlivem střídání zubu a mezery rotoru se mění magnetický odpor magnetického obvodu a tím i magnetický tok. Změna magnetického toku způsobuje indukování napětí v magnetickém obvodu, v důsledku čehož začnou obvodem protékat vířivé proudy. Působením vířivých proudů se vytvoří brzdny moment, přičemž velikost tohoto momentu je říditelná změnou proudu v budicí cívce. Energie vířivých proudů je dána energií, která je dodána zkoušenou pohonnou jednotkou, a mění se v tělese magnetického obvodu vířivé brzdy na teplo. K odvodu tohoto tepla musí být vířivá brzda vybavena účinným chladicím systémem. Dosahovaný kroutící moment se měří buď klasicky na páce nebo moderněji pomocí vhodně umístěného tenzometru.

Dle způsobu chlazení rozlišujeme jednotlivé konstrukce a možnost použití. Vířivé brzdy je možné chladit vzduchem, přímo nebo nepřímou chladicí kapalinou. Jednotlivé varianty se liší rozsahem použitelných otáček, měřitelných výkonů a zatížitelností.

Způsob chlazení nuceným oběhem vzduchu je konstrukčně nejjednodušší. Jeho zjevnou nevýhodou ale je jeho omezená účinnost a regulovatelnost. V praxi se při vyšších zatíženích ukazuje jako nedostatečné. V rámci našeho oboru je to analogie se vzduchem chlazeným spalovacím motorem. Je možné takto motor chladit, ale u sofistikovanějších konstrukcí a vyšších měrných výkonů nebo složitějších zástavbových podmínek je tento systém nedostačující.

Další možností je přímé vodní chlazení. Chladicí kapalina, nejčastěji obyčejná voda, je přiváděna k horní části statoru. Část jí je přiváděna k budicí cívce, největší část jde přímo k rotoru. Z tohoto prostoru je kapalina odváděna ve spodní části statoru. Problémem přímého chlazení je, že obvykle někde kolem 6000 - 7000 ot./min významně vzrůstají ztráty třením chladicí kapaliny. Ty jsou přímo úměrné třetí mocnině otáčivé rychlosti a zhruba v těchto otáčkách začíná jejich brzdny moment převyšovat hodnotu momentu daného vířivými proudy, tzn. brzdny moment v těchto otáčkách nelze efektivně řídit budicími proudy. Toto je konstrukční omezení takto chlazených brzd, které umožňuje s dostatečnou přesností měřit maximálně

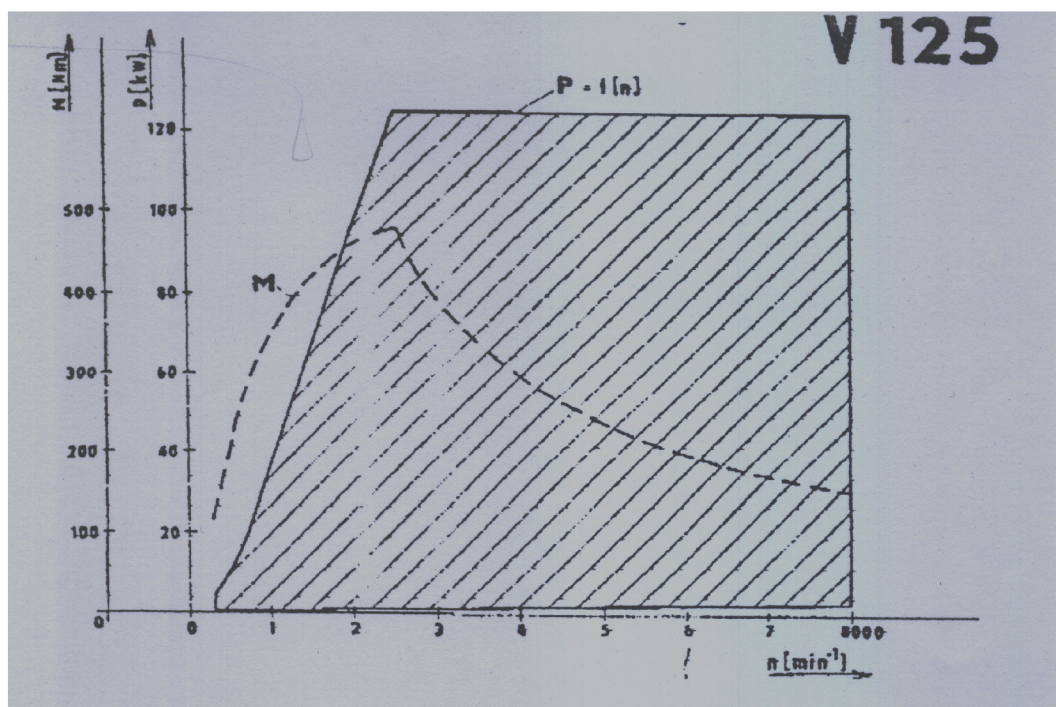
do cca 8000 ot./min. V našem případě je to rozsah vzhledem k motoru nedostatečný. Řešení problému bude popsáno v kapitole 3.2.4 zaměřené právě na tuto problematiku.

Konstrukčně nejkomplicovanějším řešením je kapalinové chlazení nepřímé. Zde voda neproudí přímo kolem rotoru, ale na potřebná místa je rozvedena chladícími kanálky. Proto pro měření ve vyšších otáčkách je třeba použít vířivé brzdy s nepřímým chlazením kapalinou. U těch se podobný fyzikální problém vycházející přímo z podstaty věci nevyskytuje a je tedy možné zkonstruovat brzdou na takové otáčky, jaké měřený motor dosahuje. Nepříjemným, i když logickým, důsledkem vyšší konstrukční náročnosti takového zařízení je pak vyšší cena.

Při vybavování nového pracoviště je tedy potřeba důkladně zvážit předpokládané a požadované parametry měřených motorů. Pro měření standardních automobilových motorů určených pro sériovou produkci je měřicí rozsah vířivé brzdy s přímým chlazením dostatečný. Naopak při měření motorů určených pro sportovní využití, popřípadě i některých speciálních automobilových motorů (např. vysokootáčkové motory Honda VTEC), je třeba hledat zařízení s vhodnějšími parametry.

### 3.2.2 Popis MEZ V125

Na našem měřicím stanovišti je nainstalován výrobek firmy MEZSERVIS, spol. s r. o., Vsetín. Konkrétně vířivá motorová brzda s typovým označením V125. Jde právě o výše zmíněnou brzdou s přímým kapalinovým chlazením. Rozsah použitelných otáček je omezen 8000 ot./min. Pracovní oblast brzdy je nejlépe vidět na přiloženém diagramu. Vyšrafovaná oblast grafu ukazuje oblast rozsahu otáček, výkonů a momentů měřitelných tímto zařízením.



Graf 53: Graf pracovní oblasti brzdy MEZ V125

Zdrojem těchto dat je přímo výrobce brzdy. Na grafu vidíme, že brzda začíná nabíhat v cca 400 ot./min a maximální výkon je schopna měřit při asi 2000 ot./min. Maximální měřitelný výkon je uveden v typovém označení a je to 125 kW. Ostatní parametry je možné vyčíst ze štítku.

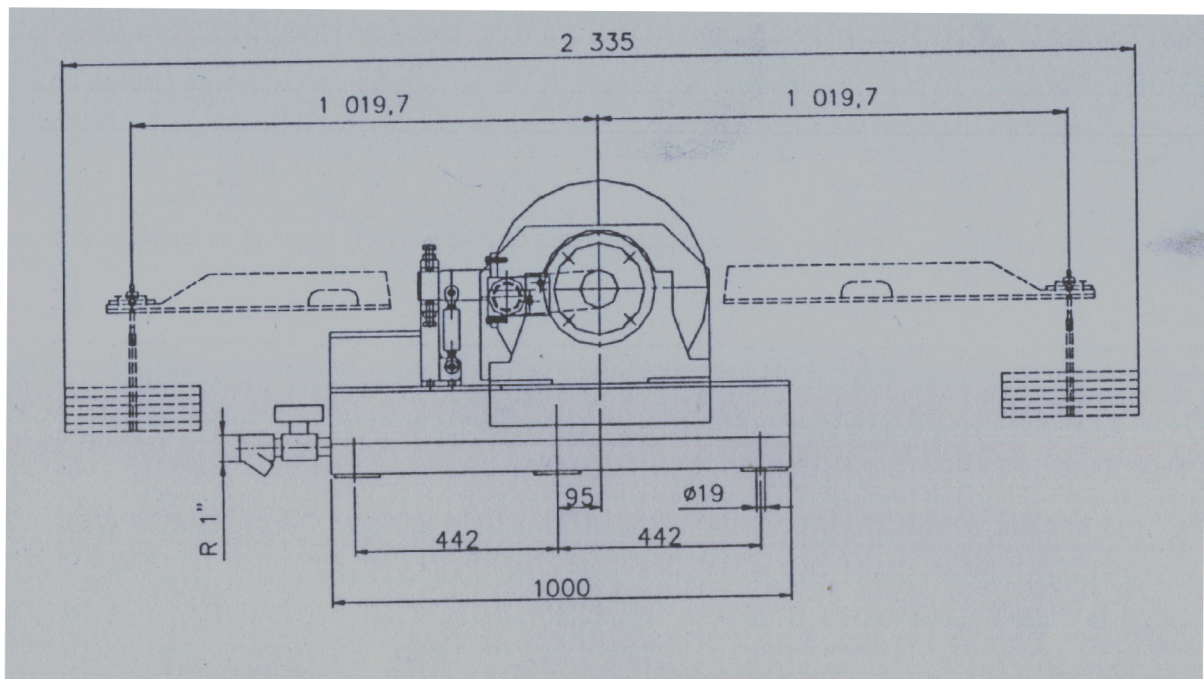
Veličina	Jednotka	Hodnota
Maximální měřitelný výkon	kW	125
Maximální měřitelný točivý moment	Nm	150
Maximální dosažitelné otáčky	min <sup>-1</sup>	8000
Budící napětí	V	91
Budící proud	A	1,7
Budící výkon	W	155
Tlak vody	kPa	90
Množství vody	l/s	0,9
Teplota vody – vstup	°C	Max. 26
Teplota vody – výstup	°C	Max. 85
Moment setrvačnosti J	kgm <sup>2</sup>	0,4
Hmotnost	kg	560

Tabulka 3: Přehled štítkových hodnot MEZ V125

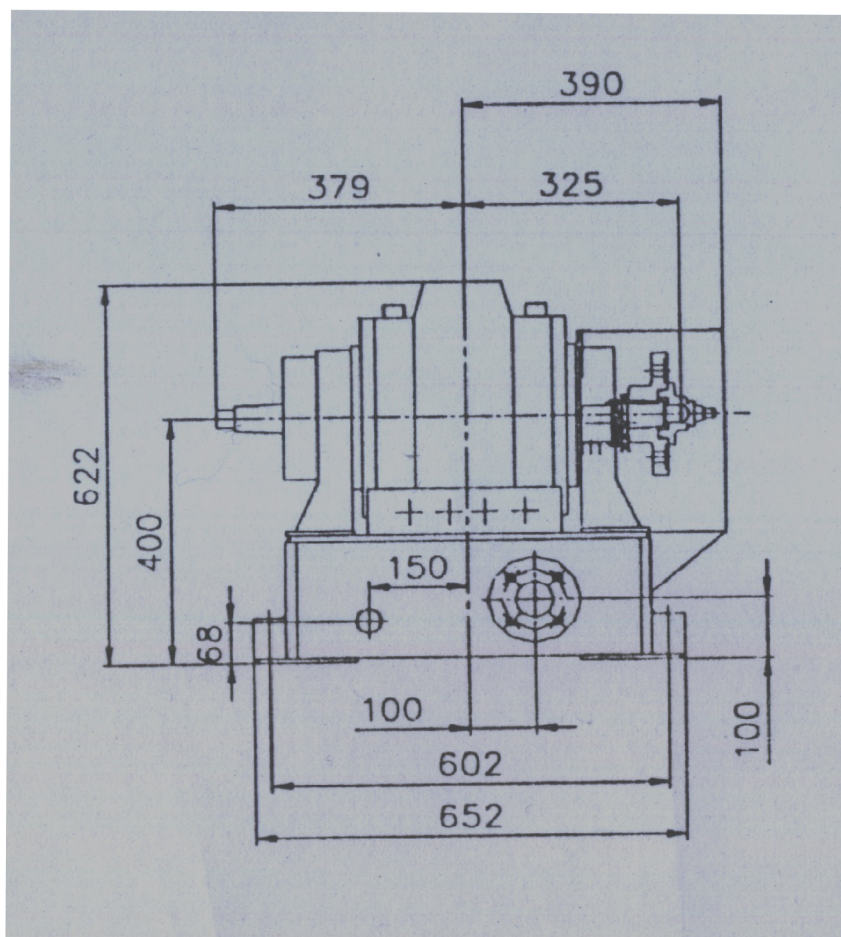
Brzda je položena na pomocný úchytný rám, který je přišroubován k průmyslovým lyžinám v podlaze. Samotné měřicí stanoviště je rozděleno do 2 místností oddělených přepážkou. V jedné z těchto místností je umístěn samotný dynamometr a probíhá zde měření. Vyhodnocování a ovládání měření probíhá v místnosti vedlejší. Motor i brzda jsou ovládány pomocí výpočetní techniky bez přímého přístupu k zařízení. To je především z bezpečnostního hlediska. Dalšími důvody jsou také hluk vydávaný motorem v průběhu zkoušení a vyzařované teplo.

### 3.2.3 Připojení motoru k brzdě

Připojení motoru k brzdě má dva aspekty. Připojení rámu motoru k brzdě a ustavení jeho polohy. Dále pak spojení vývodového hřídele motocyklového motoru s hřídelem motorové brzdy. Podstatné pro nás jsou připojovací rozměry brzdy. Na ty napasujeme náš vozík. Připojovací rozměry můžeme vidět na náčrtku, který k brzdě dodává výrobce.



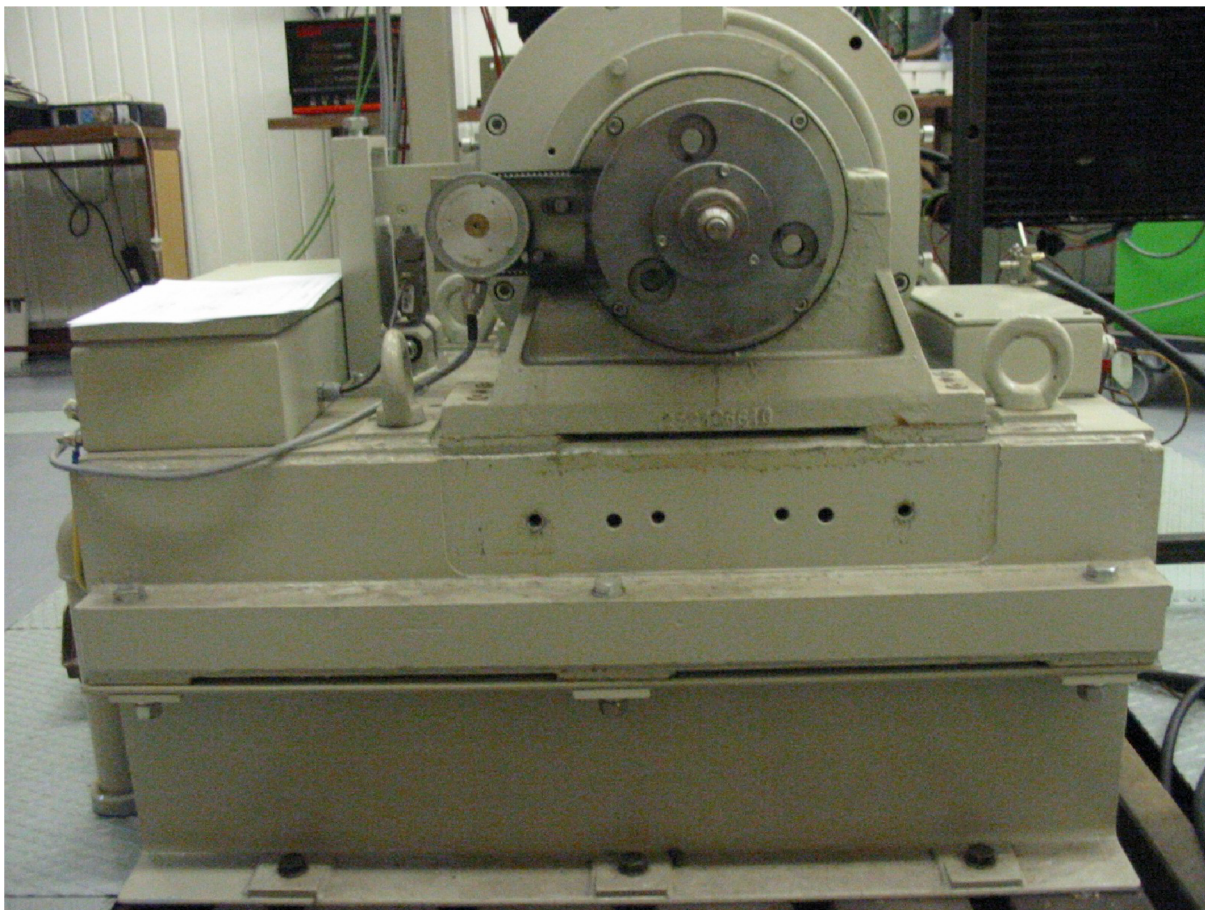
Obr. 14: Rozměrový náčrtek brzd z čelního pohledu



Obr. 15: Celkový pohled z boku

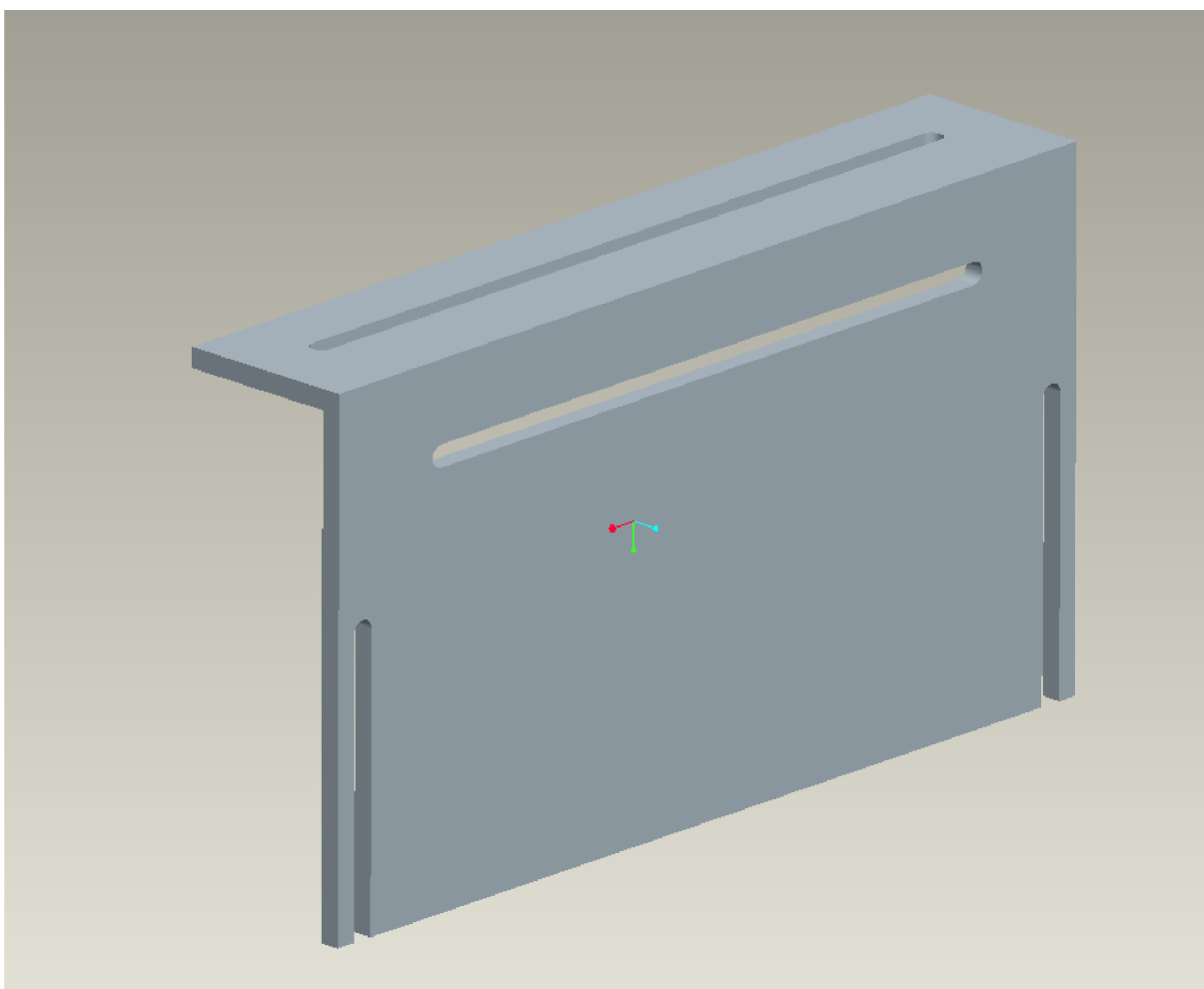


Brzda není přichycená přímo k podlaze, tak jak je to znázorněno na náčrtku. Je přimontována přes mezikus k ližinám umístěným v podlaze. Mezikus představuje ocelový kvádr s úchyty k ližinám a k brzdě. Tento podstavec zvyšuje brzdu do přijatelné výšky. Bez něj by se k brzdě obtížně přichycovali motory. Vzhledem k jeho tvarování se však nehodí k přichycení a ustavení vozíku k brzdě. Je to dáno viditelným prolisem podstavce pod spojem s brzdou. To by komplikovalo jeho připojení v tomto místě.



Obr. 16: Foto brzdy z čelního pohledu. Ve spodní části je vidět zmiňovaný ocelový podstavec.

Rám brzděného motoru musíme nějakým způsobem spojit s celkem motorové brzdy, abychom zafixovali jeho polohu. Nejvhodnější geometricky definovatelná plocha je čelní plocha spodního bloku brzdy. Její geometrické umístění je zřejmé z výkresu připojovacích rozměrů brzdy. Navíc jde o část velmi masivní a nosnou. Rovina této plochy je kolmá na osu rotoru motorové brzdy. Původní myšlenkou bylo umístit na rám nějaké čepy a vyvrtat do čelní stěny otvory. Při montáži motoru na zkušební stanoviště by čepy vozíku nesoucího motor zajely do přichystaných děr. Tím by garantovaly polohu vozíku vzhledem k brzdě. Tuto aretaci polohy by pak doplňoval systém zajištění polohy a zabránění pohybu vozíku. V průběhu konstrukce se ovšem podařilo vymyslet, dle mého názoru, vhodnější konstrukci. Především masivnější, umožňující tlumit vibrace vyvolané spalovacím motorem při zatížení na brzdě. Tuto aretaci a zajištění polohy zajišťuje deska přišroubovaná jak k vozíku, tak čelní stěně brzdy. Jak bude zmíněno v části volby vhodného řešení, zajištění roviny rovnoběžné s touto čelní rovinou brzdy je dostatečnou aretací polohy.

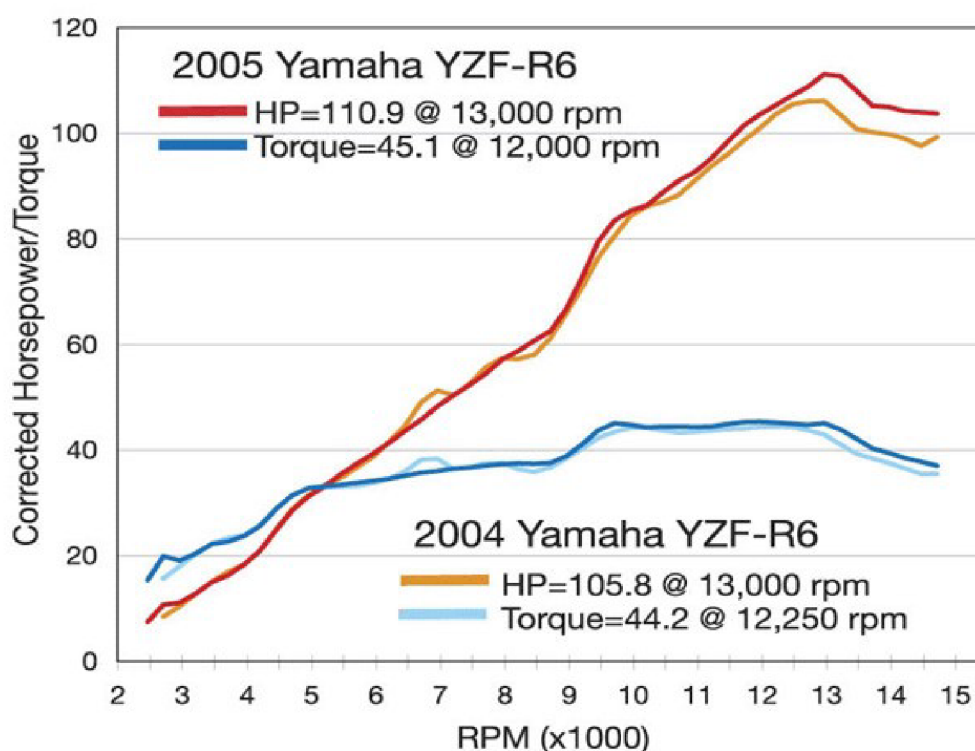


Obr. 17: Model držáku vozíku k čelní ploše motorové brzdy

### 3.2.4 Režimy práce motocyklového motoru

V této části se budeme především věnovat podmínkám měření. Jde především o kombinaci měřených veličin motoru s rozsahem měření motorové brzdy MEZ 125. Jak už jsem označil dříve rozsah otáček ve kterých potřebujeme změřit motor je v nesouladu s dostupným rozsahem otáček motorové brzdy.

Pro posouzení pracovních otáček motoru si ukážeme graf průběhu výkonu a točivého momentu při měření motoru v původní konfiguraci. Jde o graf z měření na válcové brzdě, takže není úplně přesný vzhledem k nutnému přepočtu ztrát z převodů a přenosu síly na válec. Přesto nám poskytne všechny pro nás důležité informace. Nás zajímá průběh výkonu a kroutícího momentu.



Obr. 18: Graf průběhu výkonu motoru Yamaha R6 2005 a porovnání hodnot s modelem 2004. Na svislé ose je točivý moment a výkon, na vodorovné ose jsou otáčky motoru.

Z grafu je zřejmé, že nejzajímavější oblastí otáčkového spektra je pro nás oblast od 10000 ot./min do maxima 15000 ot./min. V případě měření motoru pro formuli SAE se však oblast maximálních otáček snižuje ke 12000 ot./min z důvodu jiné konstrukce sání. Samozřejmě je třeba měřit i oblast nižších otáček motoru. I tato oblast může mít vliv na výsledný čas vozidla na trati, protože nemusí vždy charakter trati pasovat k převodovce ideálně. Jezdec se tak může dostat do situace, že potřebuje výkon motoru v otáčkách, pro které není motor primárně naladě.

Řešení problému rozsahu otáček je naštěstí jednoduché. Protože je motor v jednom bloku s převodovkou, můžeme si úhlovou rychlost výstupního hřídele převodovky měnit volbou zařazeného převodového stupně. Znovu se tedy podíváme na tabulku převodových poměrů jednotlivých rychlostí.

Převodový stupeň	Převodový poměr	Počty zubů
1.	2,846	37/13
2.	1,947	37/19
3.	1,555	28/18
4.	1,333	32/24
5.	1,190	25/21
6.	1,083	26/24

Tabulka 4: Tabulka převodových poměrů měřeného motoru

K rozklíčování údajů v tabulce. Řazení převodových stupňů je všeobecně známá věc. Stupeň označovaný jako první je stupněm rozjezdovým a proto má také nejvyšší převodové číslo. Naopak stupeň poslední je v mnoha případech užíván jako rychloběh. Při jeho zařazení dosáhneme nejvyšší teoretickou úhlovou rychlost výstupního hřídele, to znamená i nejvyšší teoretickou rychlost vozidla. Teoretickou píše proto, že ne vždy platí, že motor má dost síly na to, aby dosáhl maximální rychlosti na nejvyšší rychlostní stupeň. Vozidla se slabšími motory nezdávka dosáhnou vyšší rychlosti na druhý nejvyšší stupeň a po přeřazení už v o něco nižších otáčkách nemají dostatek výkonu k akceleraci. V druhém sloupečku máme seřazeny převodové poměry jednotlivých rychlostí. Převodový poměr nám ukazuje poměr úhlových rychlostí na klikové hřídeli a na výstupní hřídeli z převodovky. S tímto koresponduje poměr počtu zubů v převodech, tak jak je to vypsáno v tabulce.

K volbě správného převodového stupně se dopočítám jednoduchým vztahem.

$$\psi_{\text{klika}} = \psi_{\text{vystup}} \cdot k$$

,kde  $\psi_{\text{klika}}$  ..... úhlová rychlost klikové hřídele  
 $\psi_{\text{vystup}}$  ..... úhlová rychlost výstupního hřídele převodovky  
 $k$  ..... převodový poměr

Z tohoto vztahu odvozením získáme úhlovou rychlost na výstupním hřídeli jako podíl úhlové rychlosti na klikové hřídeli a převodového poměru. Spočteme si nyní úhlovou rychlost výstupního hřídele pro první 3 rychlostní stupně a maximální otáčky motoru. Dostáváme tyto výsledky:  $\psi_{\text{vystup1}} = 4216 \text{ min}^{-1}$

$$\psi_{\text{vystup2}} = 6163 \text{ min}^{-1}$$

$$\psi_{\text{vystup3}} = 7717 \text{ min}^{-1}$$

Další iterace není nutné počítat, protože na čtvrtý převodový stupeň bychom zjevně překročily maximální otáčky námi použité motorové brzdy. Pro měření budeme mít zařazený třetí převodový stupeň. Z převodového poměru je také zřejmé, že nebude problém motor změřit s dostatečnou přesností v celém rozsahu otáček.

Na převod mezi klikovou hřídelí a dynamometrem nesmíme zapomenout ani při měření motoru. Získané výsledky bude nutno převést pravděpodobně počítačovým algoritmem. Toto je definice algoritmu:

$$\psi_{klika} = \psi_{dynamometr} \cdot k$$

$$M_{klika} = \frac{M_{dynamometr}}{k}$$

Pomocí těchto vztahů tedy získáme výsledky měření motoru na brzdě.

### 3.3 Volba vhodného řešení

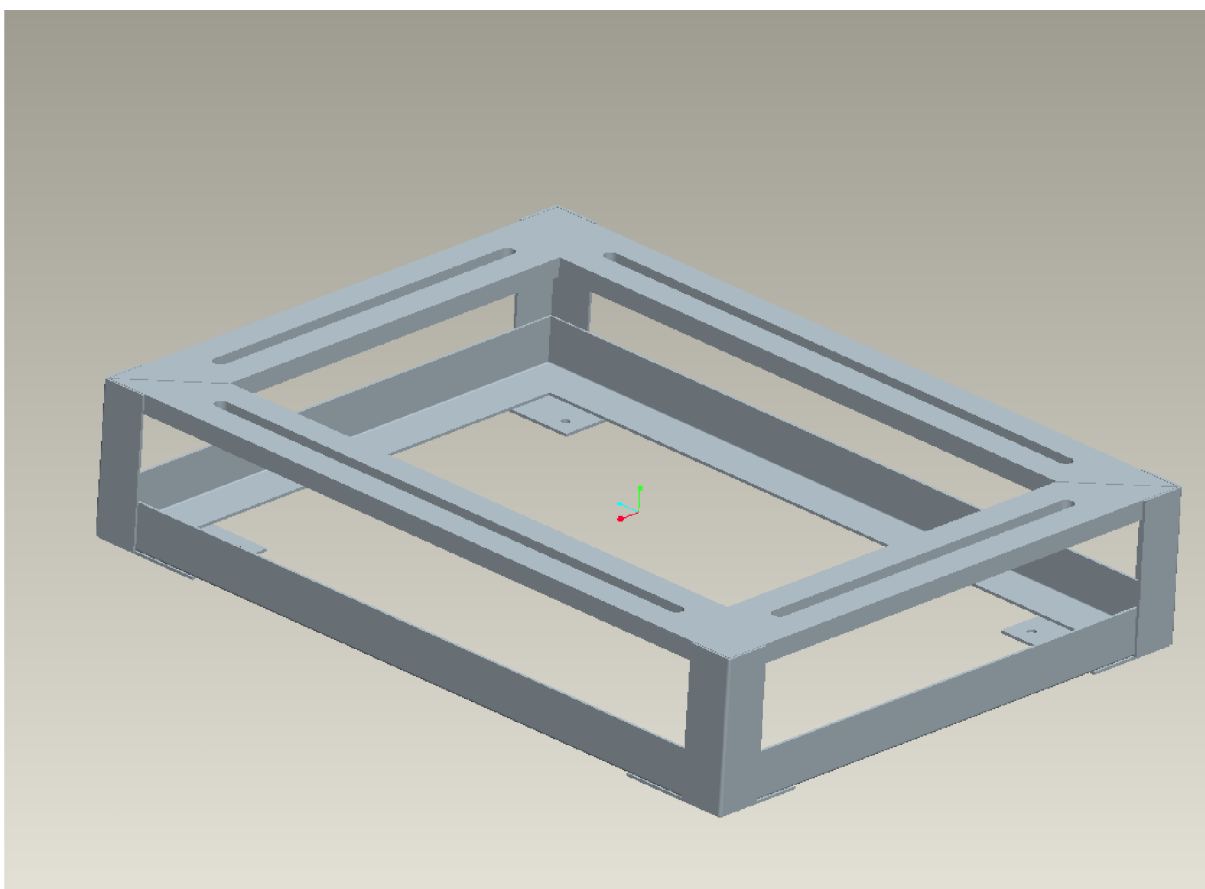
Volba samotného konstrukčního řešení probíhá v několika krocích podle požadavků zmíněných výše. V požadavcích na můj projekt byly mezi parametry mimo jiné mobilnost a snadná přestavba na jiný typ motoru. Je to dáno požadavkem na zjednodušení porovnávání více typů motorů a maximální zjednodušení manipulace s objektem měření. Z tohoto důvodu jsem si rozdělil celý projekt na několik částí, kterou jsou řešeny do určité míry odděleně. Přesto jsou v nich však samozřejmě zachovány všechny vzájemné vazby a souvislosti. Výsledkem má být zařízení z co největší části univerzální, u kterého bude nutné pro uchycení konkrétního dalšího motoru vyrobit minimální množství speciálních součástek. Tento úkol znesnadňuje samotný charakter a stavba motocyklového motoru. Zatímco u motoru automobilového je způsob přichycení k převodovce, potažmo k desce pro uchycení k brzdě, do značné míry standardizované, u motocyklových motorů je situace odlišná. Samotné motory jsou odlišné dle způsobu použití, uchycení, typu rámu motocyklů a nakonec i dle konstrukčních zvyklostí výrobce motoru. I když to neznamená, že by snad byl každý motor vysloveně zásadně odlišný, variabilita je přesto značná. Z toho důvodu jsem při konstrukci vycházel z potřeby měřit čtyřválcový řadový motor a některé prvky tomuto přizpůsobil. Přesto je myšleno do budoucna na možnost měřit jiné motory. Po výrobě pouze horních desek je možné celý zbytek rámu použít.

Rozdělení na jednotlivé části:

- pojezdový vozík
- uchycení rámu motoru
- rám motoru

#### 3.3.1 Pojezdový vozík

Jedná se v podstatě o jakýsi základní rám celého zařízení. Zvolený název odpovídá požadavkům na mobilitu, tzn. tento rám je zkonstruován s použitím pojezdových koleček. Ty mají umožnit snadnou manipulaci a případnou výměnu měřených motorů na motorové brzdě. S variabilitou souvisí také možnost přesného nastavení výšky pojezdového vozíku. V prvním návrhu byl celý vozík tvořen pevným svařencem různých profilů, ke kterému by byly domontovány pojezdová kolečka.

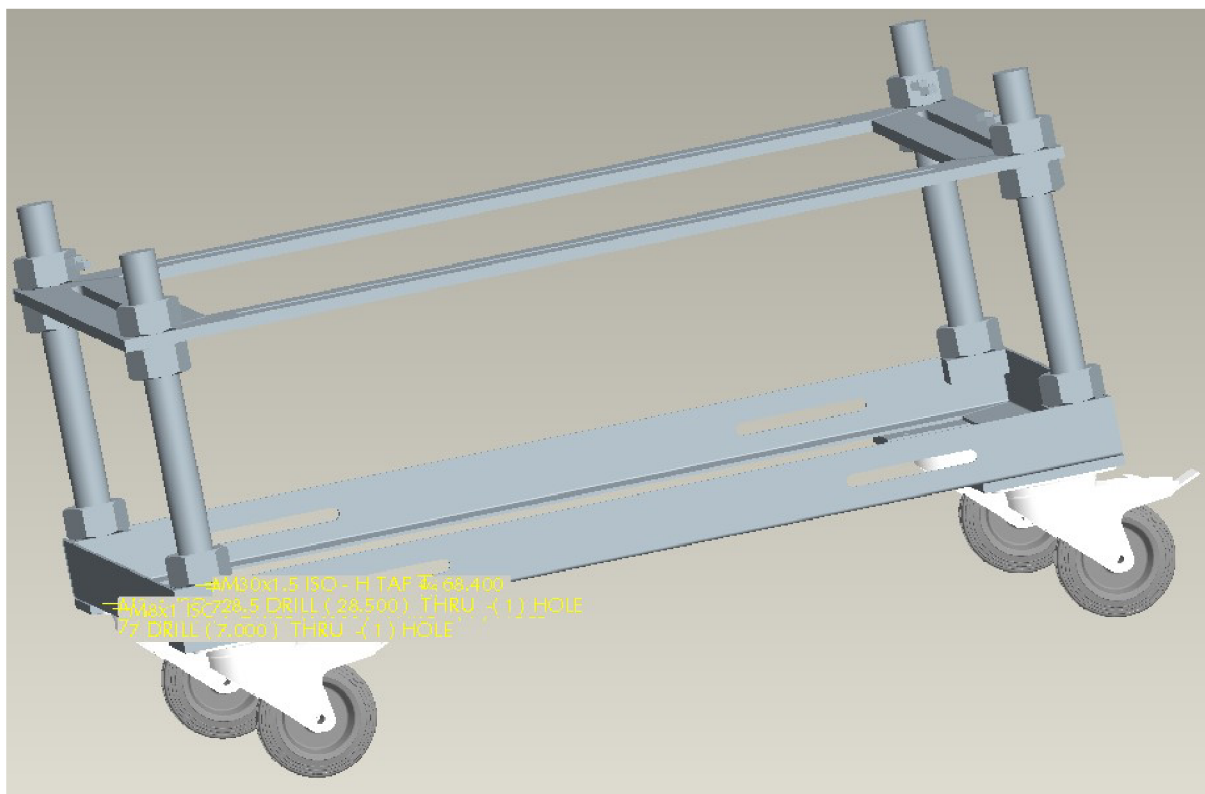


Obr. 19: První návrh vozíku

Tento první koncept počítal s tím, že nastavování výšky se bude řešit až při konstrukci držáku motoru, který by se na tento vozík přišrouboval. Při hledání vhodné výškové aretace všechny nápady končily na tom, že aretační mechanismus příliš celou konstrukci zvyšoval nebo byl příliš složitý a nestabilní. Nakonec jako nejjednodušší a přitom možná i funkčně nejlepší řešení jsem vybral náhradu svislých vzpěr vozíku aretací. Jinými slovy jsem nahradil svislé vzpěry závitovou tyčí M30 x 1,5. Ty by měly vzhledem k průměru poskytovat naprosto dostatečnou tuhost a jednoduše pomocí dvou matic umožňují velmi jednoduché a přesné seřízení výšky ve všech čtyřech rozích nezávisle na sobě. Přestože se nepředpokládá primárně potřeba dalšího nastavování, jedná se o prvek zajišťující možnost použít vozík i pro další měřené motory.

Popis zvoleného návrhu: rám pojezdového vozíku je řešen jako svařenec z několika dílů. Základním prvkem je spodní rám ze standardního L-profilu svařených do obdélníku. V jeho rozích jsou navařeny úchyty s vyřezaným závitem M30x1,5. Do těchto závitů se zašroubuje závitová tyč zkrácená na délku dle výkresu. Zajištění závitové tyče provedeme kontra matkou M30x1,5. Jde o řešení jednoduché, rychlé a levné. Demontáž se nepředpokládá, ale v případě potřeby je možná. Ze spodní strany tohoto rámu jsou navařeny ploché dílce pro uchycení pojezdových koleček. Pro jednodušší konečnou montáž jsou v úchytných dírách vyřezány závity M8. Pojezdová kolečka nejsou kusová výroba, ale jsou vybrány z katalogu výrobce těchto koleček TENTE-ROLLEN. Samo kolečko má dynamickou nosnost 70 kg a statickou nosnost 140 kg, což by vzhledem k předpokládaným hmotnostem měřených motocyklových motorů mělo představovat dostatečnou rezervu pro všechny provozní situace. Průměr kolečka

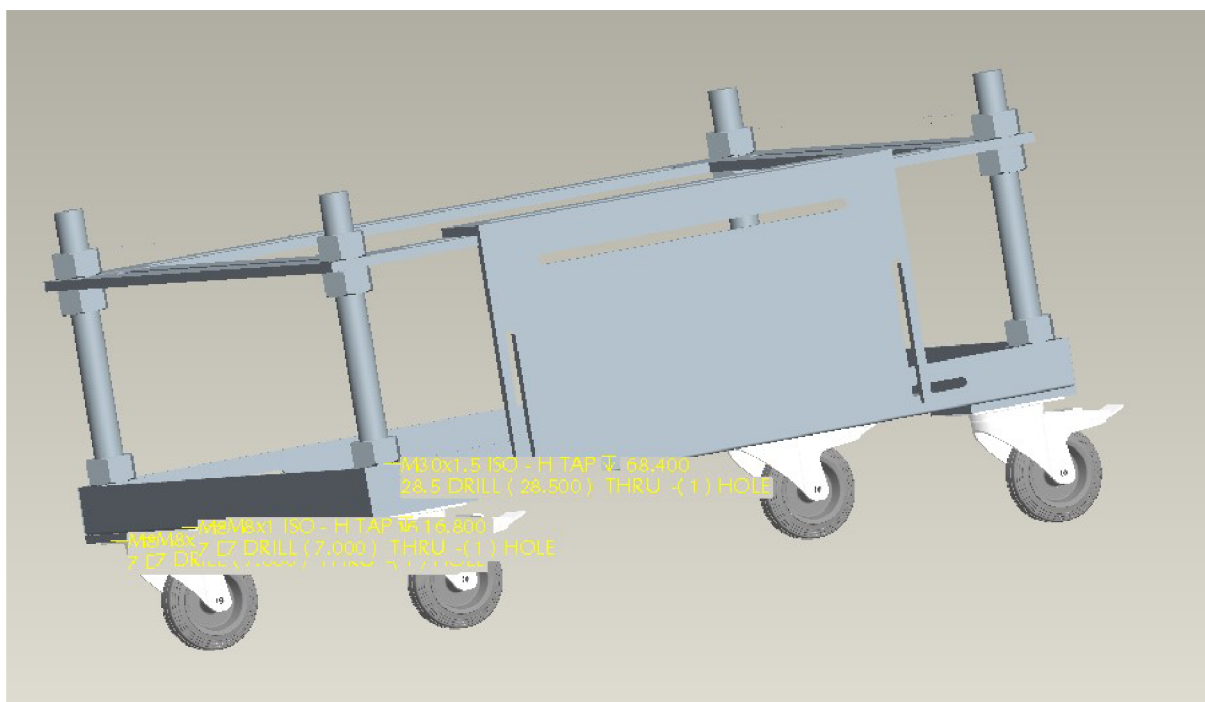
je 100 mm. Poměrně velký průměr je volen cíleně, aby se usnadnil přejezd případných drobných nerovností, prahů a podobných překážek na povrchu podlahy měřicího stanoviště. Vrchní část rámu je tvořená masivněji. Materiálem je plný ocelový profil 80 x 10 mm s vyfrézovanými drážkami pro uchycení rámu držícího motor.



Obr. 20: Konečná varianta pojezdového vozíku

Kromě jiných věcí, je potřeba dořešit také přichycení vozíku k motorové brzdě. Lépe by možná bylo celou věc nazvat aretací vozíku ve zvolené poloze. Máme několik možností, jak tento problém řešit. Zdánlivě nejjednodušší se zdá zajištění pojezdových koleček. Ideálně montáží pojezdových koleček s integrovanou brzdou. Toto řešení ale není dostatečně spolehlivé. Brzda jistí pouze otáčivý pohyb kolečka. Otočný čep uchycení kolečka zůstává nezajištěn. A i kdybychom vyřešili zajištění otočného čepu kolečka, stále bychom nemohli mluvit o zajištění polohy rámu z důvodu malé tuhosti gumy, ze které jsou kolečka vyráběny. Stejně tak bychom neměli jistotu, zda se při zatížení nesklouzne kolečko po povrchu podlahy.

Další variantou by byla soustava táhel, jež by ustavovaly polohu a zároveň by byly schopny tuto polohu zajistit. Tato varianta by byla bezpochyby schůdná. Přesto po zvážení všech kladů i záporů jsem ji zamítnul jako příliš a zbytečně komplikovanou. Znamenala by výrobu dalších dílů, což by zvyšovalo cenu a náročnost výroby. Přitom by z funkčního hlediska nepřinesla žádné podstatné výhody a ve výsledku je i funkčně nejlepší.



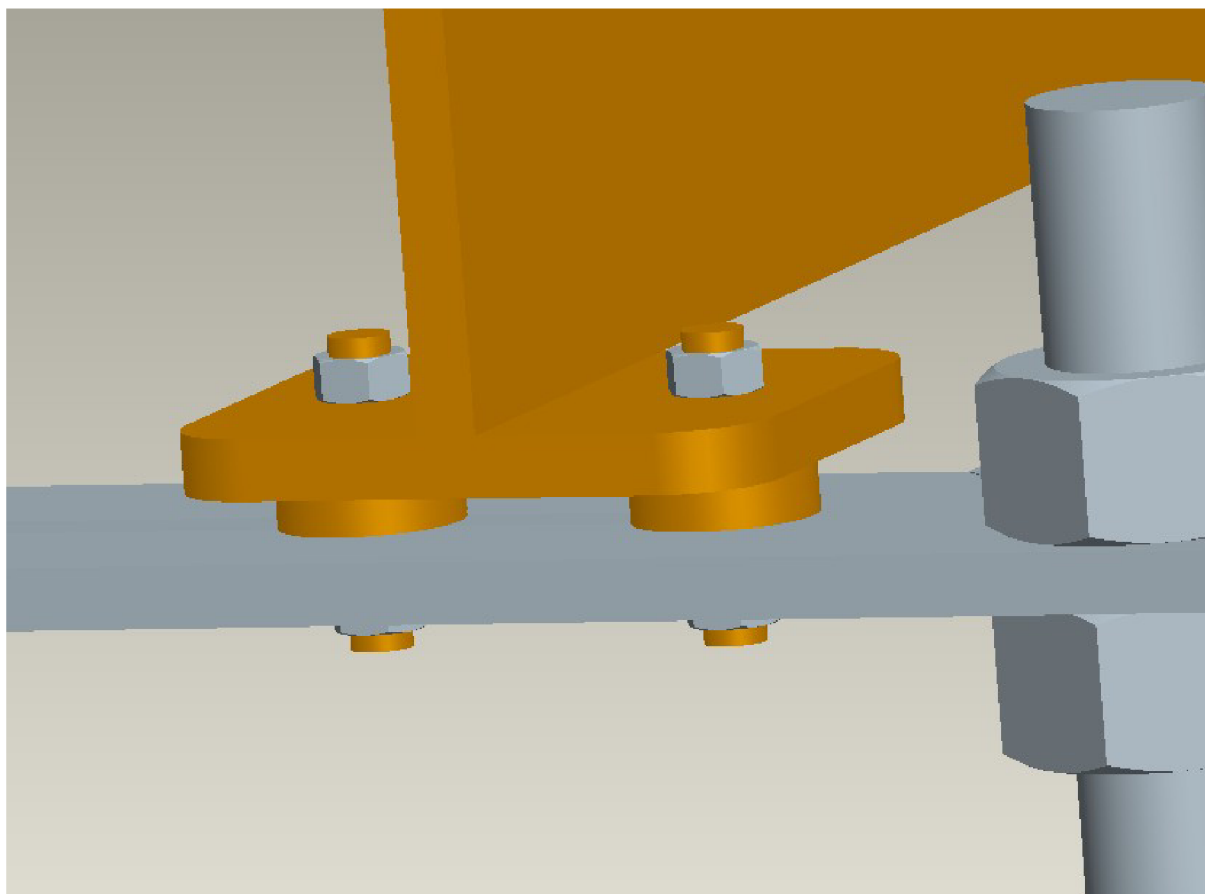
Obr. 21: Model vozíku s přiloženým držákem k čelní rovině brzdy

Celý vozík se přišroubuje pomocí dvou šroubů M10 a jednoho mezikusku tvořeného ocelovou deskou k bloku motorové brzdy. Pro tento účel jsou ve vzpěře rámu rovnoběžné s čelní plochou bloku motorové brzdy dva oválné otvory. Toto řešení je výrobně bezkonkurenčně nejjednodušší. Znamená pouze výrobu otvorů do vzpěry, ocelové desky rozměrů 580x180 mm a k přišroubování 4 standardní šrouby, 4 podložky a 2 matky M10. Navíc toto uchycení zajišťuje dobrou pevnost a spolehlivost v kombinaci s variabilitou. Nejdůležitější z hlediska polohy vozíku je právě rovnoběžnost svislé roviny procházející blokem motorové brzdy a svislé roviny procházející hranou pojezdového vozíku. Výšku vozíku je možné naregulovat pomocí svislých stavitelných vzpěr, tzn. tu nemusíme při volbě aretace vůbec řešit. Co se týče zajištění podélné polohy, tak právě pro tento účel jsou díry oválné a umožňují tak nastavení správné polohy, která se pak zajistí dotažením šroubů.

### 3.3.2 Uchycení rámu motoru

Důvodem, proč jsem tuto část celého projektu uvedl zvlášť je, že bych rád toto místo využil k umístění silentbloků, které zajistí odpružení držáku motoru od pojezdového vozíku. Ty tam jsou pro utlumení vibrací vznikajících při měření charakteristik motoru a není možné je v konstrukci vynechat. Při jejich absenci by hrozily jednak praskliny v konstrukci z důvodu vibrací a deformací. Dále by pak pravděpodobně byla ohrožena spojka mezi motorem a motorovou brzdou. Odpovídající silentbloky budou vybrány z katalogu firmy Rubena. Volba padla na gumové silentbloky zaručující dostatečnou tvarovou stálost. Jedná se o válcové silentbloky, které mají na každém čele závitovou tyčku pro připojení k hornímu rámu pojezdového vozíku a k rámu držícímu motor. V této konstrukci jsem zvolil 4 menší silentbloky. Důvodem byla jejich menší výška, tzn. nezvyšování konstrukce a také větší stabilita vzhledem k tomu, že v každém místě připevnění není jeden, ale 2 silentbloky.



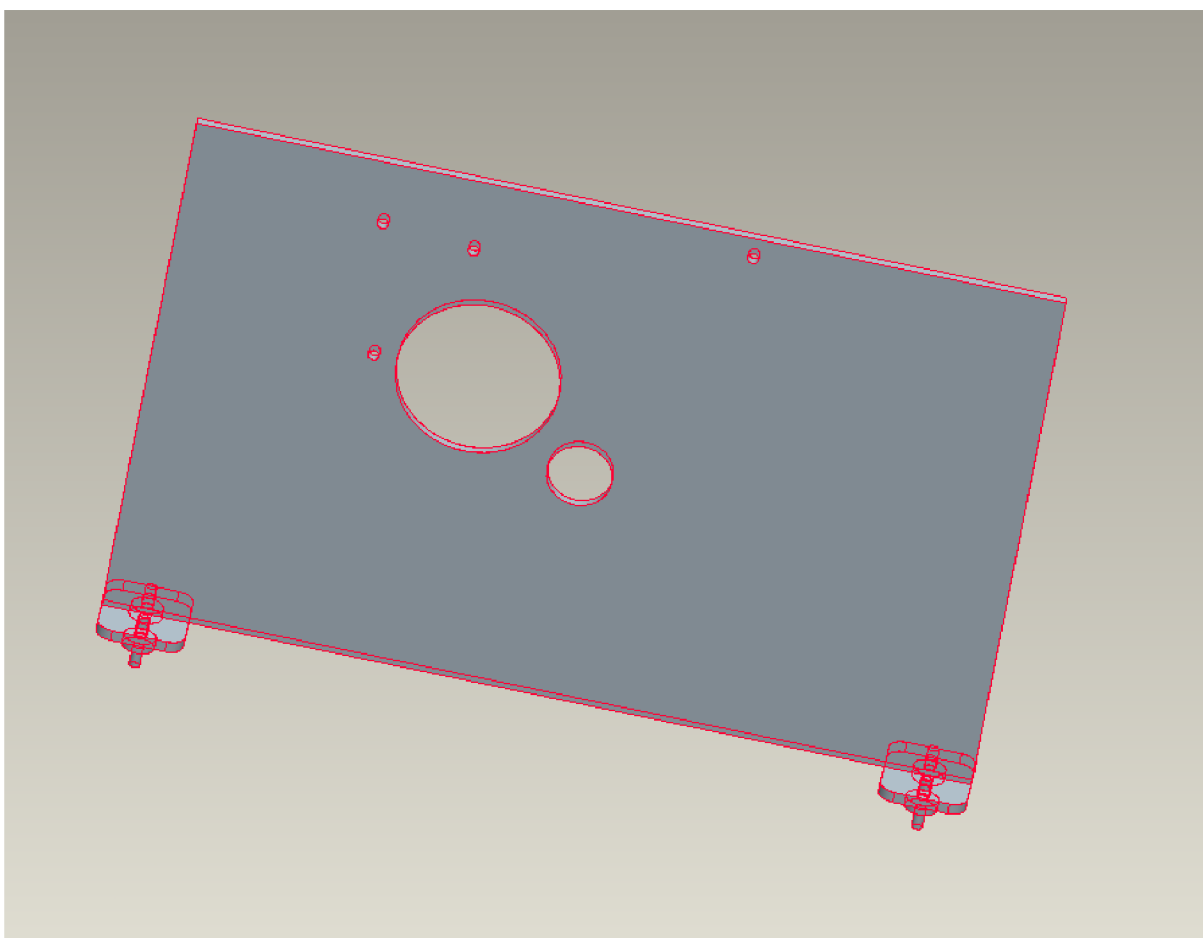


Obr. 22: Detailní pohled na model spoje mezi vozíkem a držákem motoru pomocí silentbloků

### 3.3.3 Rám motoru

Rám motoru je část zajišťující uchycení motoru a jeho zajištění proti jakémukoliv dalšímu pohybu. Motor je v něm zpravidla uchycen za stejná kotvící místa jako při originální zástavbě ve stroji, pro který je určen. Další funkcí rámu je také ustavení polohy motoru vůči motorové brzdě. Rám musí být co nejtuzší a nejpevnější. Zde máme na výběr několik možností, jak tyto držáky vyrobit. Některá řešení nabízejí více variability a univerzálnosti. Další zase mají výhodu větší tuhosti nebo jednoduššího upínání motoru. Z těchto variant je tedy potřeba vybrat tu nejvhodnější.

Mojí původní myšlenkou bylo vytvořit dva pomocné rámy, k nimž by se připeňovali držáky motoru. Pomocné rámy by byly univerzální pro jakýkoliv měřený motor. Jejich funkcí by bylo spojení držáků s podstavou. Konstrukce by byla poměrně subtilní a potřebnou tuhost by získala v podstatě až po sešroubování s motorem a pravděpodobně po použití dodatečných výztuh. V průběhu vývoje se ale tato zdánlivě výhodná konstrukce ukázala být spíše problémovou. Motocyklový spalovací motor totiž opravdu není kostka ani kvádr, a úchyty pro připevnění do rámu, tzn. ty stejné, které používáme i my, nejsou umístěny v jedné rovině. To způsobovalo přílišnou komplikovanost těchto držáků. Ve výsledku by množství dílů a jejich výroba nevyvážily potenciální úsporu materiálu. Navíc vznikla obava ze stability a spolehlivosti soustavy pospojované poměrně velkým množstvím šroubových spojů.



Obr. 23: Boční deska držící motor

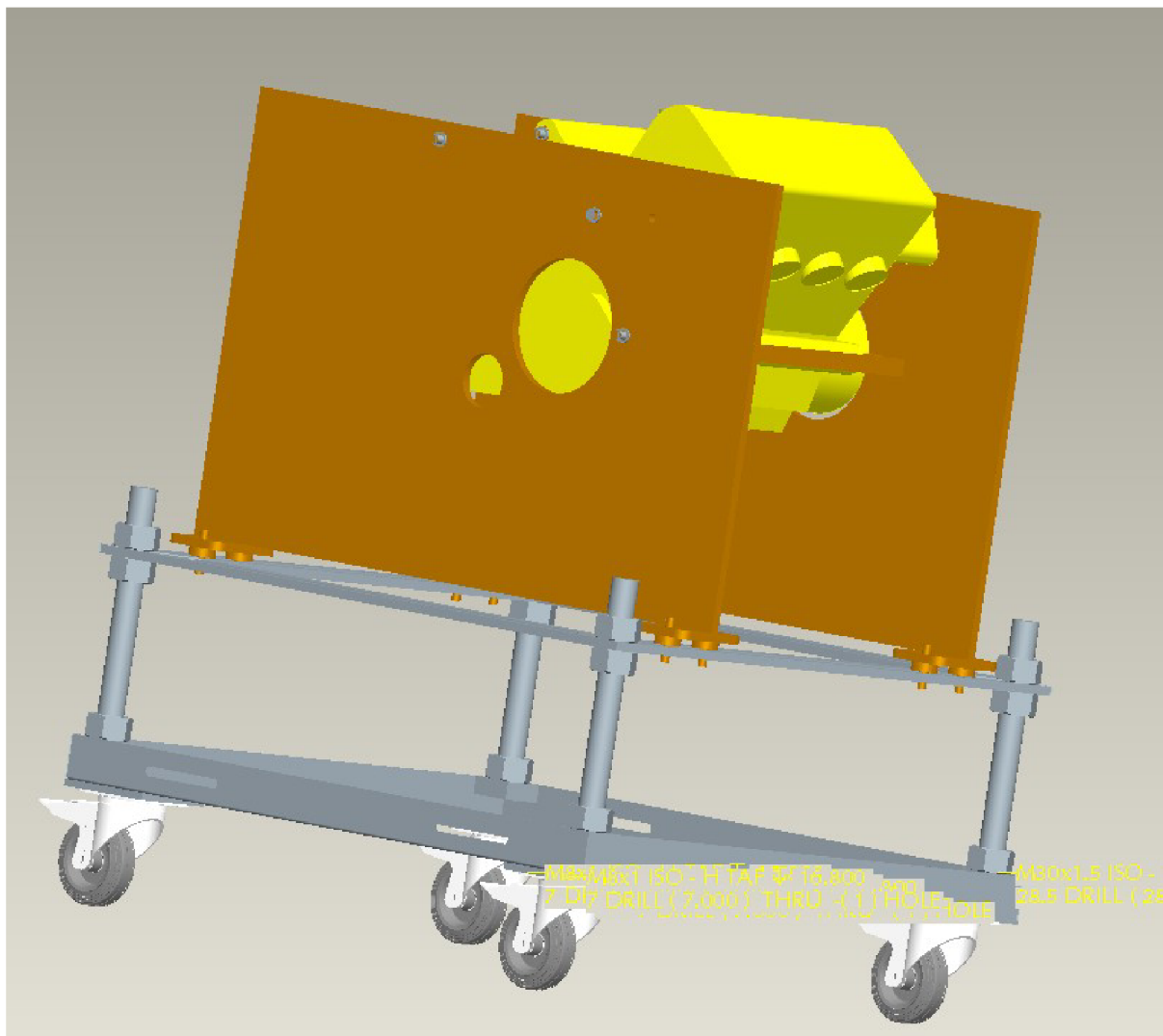
Zvolil jsem tedy variantu klasickou, tzn. použil jsem ocelové desky, do nichž se vyrobí otvory pro ty části motoru, které přesahují hlavní rovinu. Hlavní rovinou jsem si pro náš případ nazval rovinu, v které se stýká povrch ocelové desky s držáky přímo přichycenými do této desky. Deska s těmito otvory tak tvoří kompaktní celek, který je pouze nutno doplnit o pomocné držáky pro úchyty, které se nenachází ve výše zmíněné hlavní rovině. Tyto desky je tak nutno speciálně vyrobít pro každý měřený motor. To může vypadat jako náročná operace, ale dá se konstatovat, že se jedná o výrobek relativně jednoduchý a jeho výrobní náročnost je úměrná celému procesu měření výkonových parametrů spalovacího motoru. V tomto případě je vyrobena tak, aby byla univerzální. To znamená z levé i pravé části motoru je použita tatáž deska. Je možné, že ji bude po drobných úpravách možné použít i na další motor.

### 3.4 Volba komponentů a sestavy

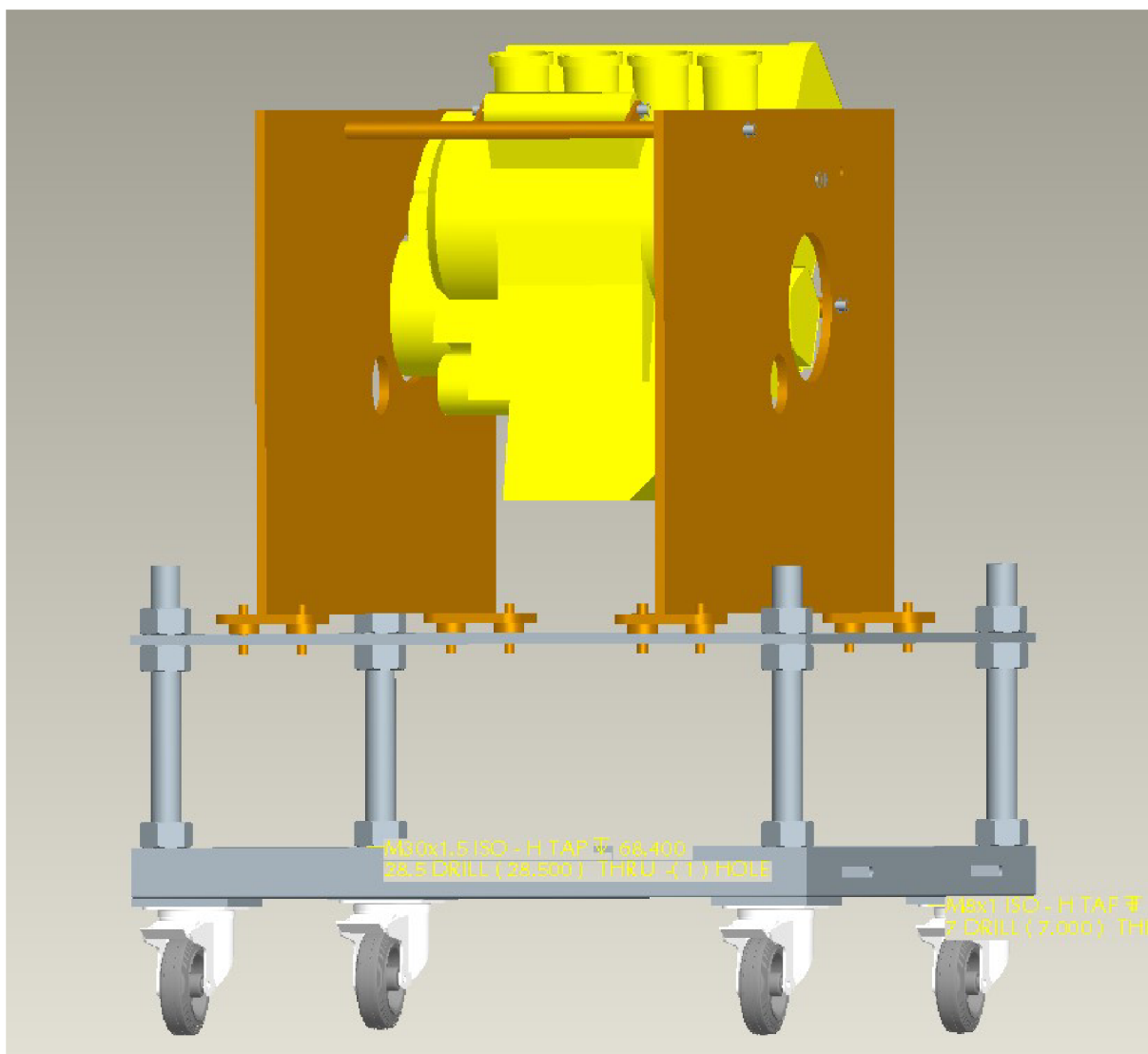
Z těchto navrhovaných variant opět pomocí software Pro/Engineer seskládáme sestavu hotového celku. Pro shrnutí si uvedeme zvolené řešení. To sestává z několika podcelků, které tvoří svařence. Navzájem jsou sešroubovány, v jednom případě jsou použity silentbloky.

Konkrétně byl konečném řešení zvolen výše zmíněný výškově stavitelný vozík na kolečkách TENTE-ROLLEN a k němu přes silentbloky přichycený horní rám motoru sestávající ze dvou

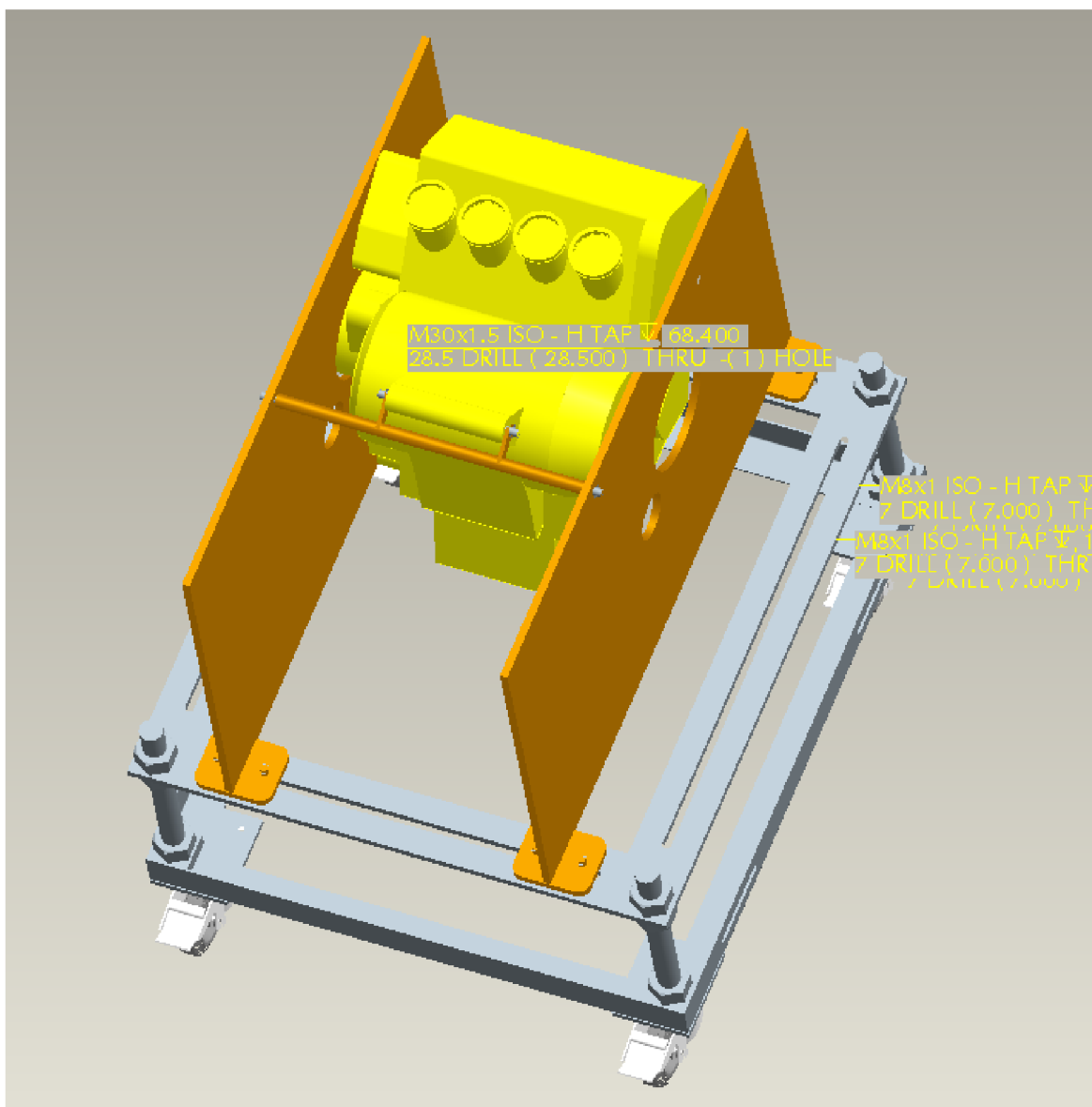
desek. Mezi nimi je částečně přímo a částečně pomocnými držáky přišroubován motor. V deskách je vyroben otvor pro zpřístupnění vývodového hřídele motoru.



Obr. 24: Kompletní sestava



Obr. 25: Kompletní sestava, pohled za zadní strany motoru



Obr. 26: Kompletní sestava, pohled z vrchu

### 3.5 Tvorba výkresové dokumentace

Výkresová dokumentace sestavy byla pořízena opět programem Pro/Engineer. Využívá se generování výkresů přímo z 3D modelu a provedení potřebných úprav. Výrobní výkresy jsou k diplomové práci přiloženy v papírové formě.

## 4 Výpočtová a modální analýza rámu

Po výběru vhodných řešení je třeba v inženýrské praxi ještě ověřit, zda předpoklady ze kterých jsme v předchozí kapitole vycházeli jsou správné a hlavně zda zvolené řešení bude fungovat. My budeme kontrolovat zařízení pomocí metody konečných prvků. Zajímá nás především odolnost proti vibracím, kterým se nejde při měření spalovacího motoru vyhnout, obzvláště při vysokých otáčkách, kterých měřený motor dosahuje. Zařízení se v současné době kontroluje, podobně jako celý konstrukční proces, s využitím počítače. V našem případě využijeme program ANSYS, integrující v sobě všechny moduly potřebné pro výpočet.

Právě analýza působení vibrací bývá často neprávem opomíjena. Přitom právě vibrace mohou způsobit fatální selhání celého zařízení. Nejčastějším destruktivním jevem, se kterým se můžeme v praxi setkat, bývají praskliny součástí nebo jejich uchycení. Je už pak jen otázkou konkrétní konstrukce, jak závažné jsou důsledky poruchy. Proto se snažíme tyto situace predikovat a předcházet jim konstrukcí vhodnou pro zjištěné provozní frekvence. Mnohdy se setkáme s tím, že analýza se dělá až v momentu, kdy součást vykazuje v provozu poruchu.

Každý fyzický systém může za vhodných okolností vibrovat. Proto se nejprve snažíme nalézt vlastní frekvence dané soustavy. Vlastní frekvenci si můžeme vysvětlit jako frekvenci, kterou pokud využijeme k buzení ve správném tvaru, tak může dojít k rezonanci budící frekvence s vlastní frekvencí. Důsledky jsou zřejmé. Pokud je buzení dostatečně silné, dochází k výraznějším deformacím a je zvýšené riziko vzniku poruchy.

Princip celé metody je možno shrnout takto. „Modální analýza je obor dynamiky, který k popisu kmitavých vlastností a kmitavého chování inženýrských konstrukcí (resp. jejich částí; necht' jsou nazývány soustavami) užívá možnosti rozkladu složitého kmitavého pohybu na dílčí, tzv. Modální (též vidové, vlastní) příspěvky. Každý příspěvek je charakterizován modální frekvencí a modálním tvarem kmitu.

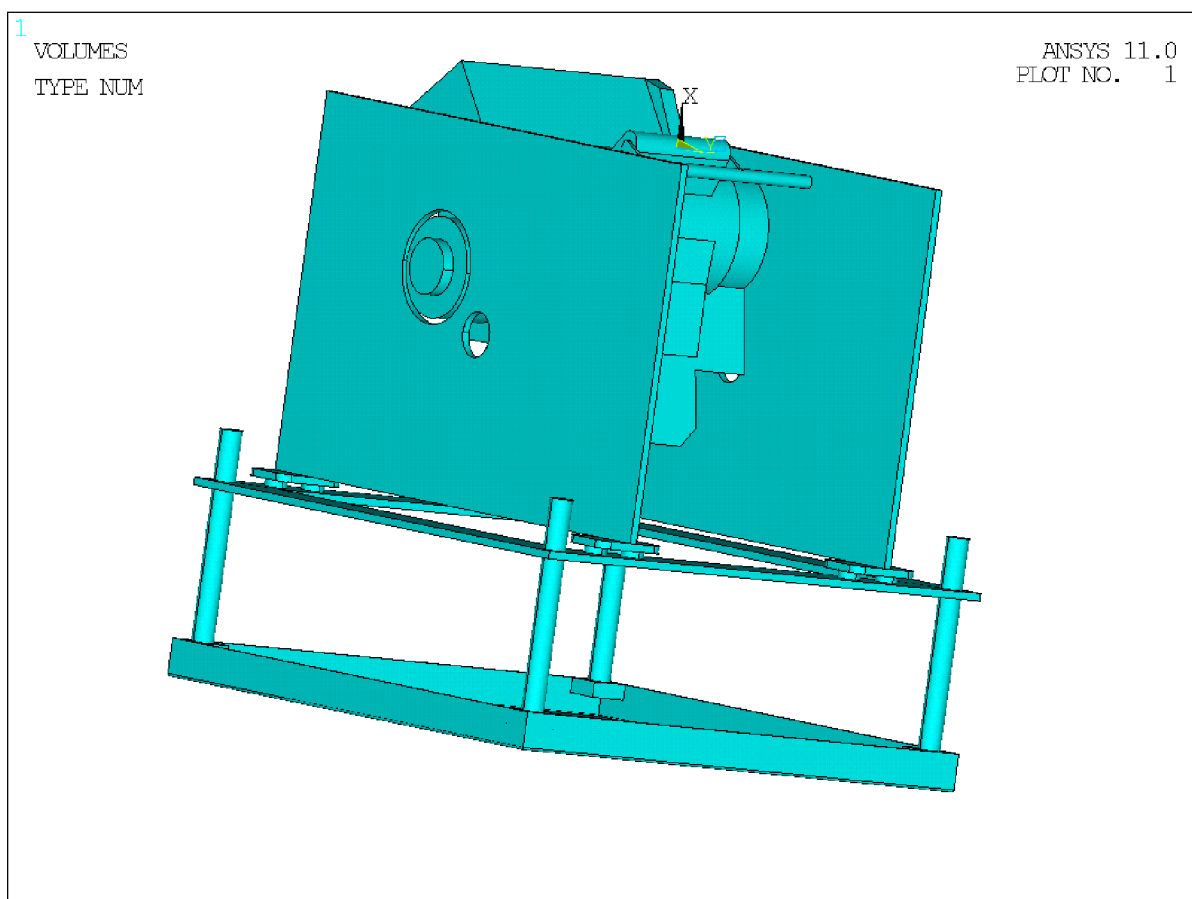
Při matematickém modelování jsou soustavy vzájemně vázaných diferenciálních rovnic, potřebných k popisu kmitavého chování vyšetřované konstrukce, nahrazeny soustavou nezávislých, izolovaně řešitelných rovnic pomocí tzv. modální transformace. Lze využít např. Programy ANSYS, COSMOS a další.“

Modální analýza je tedy právě o hledání těchto vlastních frekvencí v jednotlivých módech. Získané výsledky nám mohou pomoci pochopit, co se děje v soustavě v provozních stavech. Nezbytnou součástí vyhodnocení výsledků modální analýzy je tedy porovnání budících frekvencí s vlastními frekvencemi a vyhodnocení rizik spojených s buzením.

### 4.1 Převod CAD modelu do systému MKP

Abychom mohli náš rám zkontrolovat, musíme nejdříve převést model zhotovený v programu Pro/Engineer do programu ANSYS. To je poměrně jednoduchý úkon, protože ANSYS v sobě už obsahuje modul, který po správné integraci do Pro/Engineera převádí geometrii přímo do ANSYSU. Operace je to jednoduchá spočívající v několika kliknutí myši. Za zmínku pouze stojí, že pokud chceme dostat z ANSYSU relevantní výsledky, je bezpodmínečně nutné už při konstrukci v Pro/Engineerovi korektně a přesně vytvořit geometrii daného tělesa nebo

sestavy. Pokud se nám podaří do výchozího modelu zanést jakékoliv nepřesnosti, tak přestože na pohled vypadá vše naprosto v pořádku, tak z ANSYSU správný výsledek nedostaneme. Navíc je třeba si uvědomit, že ANSYS není primárně 3D modelář, ale především program pro výpočty s využitím metody konečných prvků. Upravování modelu v Ansysu proto může být trochu kostrbaté.



Obr. 27: Načtená geometrie sestavy do ANSYSU

## 4.2 Příprava modelu pro výpočet

Samotnému výpočtu předchází několik kroků, které stojí za zmínku. Model se musí nejdříve připravit pro další práci, pak správným způsobem vysítovat a v dalším kroku určit parametry nutné pro výpočet požadované analýzy. Nejedná se sice o nijak složité procesy, ale tak jako každý jiný profesionální program je i ANSYS mocným nástrojem, pokud mu umíme sdělit, co po něm chceme. Právě v tom je ono umění práce s programem. Každý takový program je vytvořený s určitou filozofií a je nutné jí porozumět.

Důležitou věcí patrnou i z výše umístěného obrázku je nutnost značného zjednodušení modelu. Důvod je nasnadě. Nejedná se snad o nějaké šetření práce. Té naopak zjednodušováním už vytvořeného modelu přibude. Důvodem je dostupný výpočetní výkon. Přestože dnes máme k dispozici velmi výkonné osobní počítače, nesmíme zapomínat, že výpočty pomocí metody konečných prvků jsou velmi náročné. Nakonec i to je jeden z

důvodů, proč k jejich většímu rozšíření došlo spíše až v poslední době, přestože princip je samozřejmě znám déle.

S tímto samozřejmě budou souviset i další kroky. Pokud připravujeme model pro modální analýzu, snažíme se vynechat všechny prvky, u kterých předpokládáme, že nebudou mít vliv na výpočet nebo jejich vliv bude z hlediska přesnosti výpočtu nepodstatný. Proto vynecháváme všechny nepodstatné tvarové podrobnosti. Důraz je třeba klást na tvarové odlišnosti, jejichž rozměr je výrazně menší než rozměry součásti na níž se nacházejí. V našem případě je to možné vidět například u děr pro šrouby uchycení motoru. Můžeme předpokládat, že díra průměru 10,5 mm nebude mít na ocelové desce rozměrů 800x600x10 mm zaznamatelný vliv na výsledek výpočtu. Model pro export do ANSYSU neobsahuje také žádný spojovací materiál. Způsob, jakým pak takovýto model dále zpracováváme si ukážeme v další kapitole.

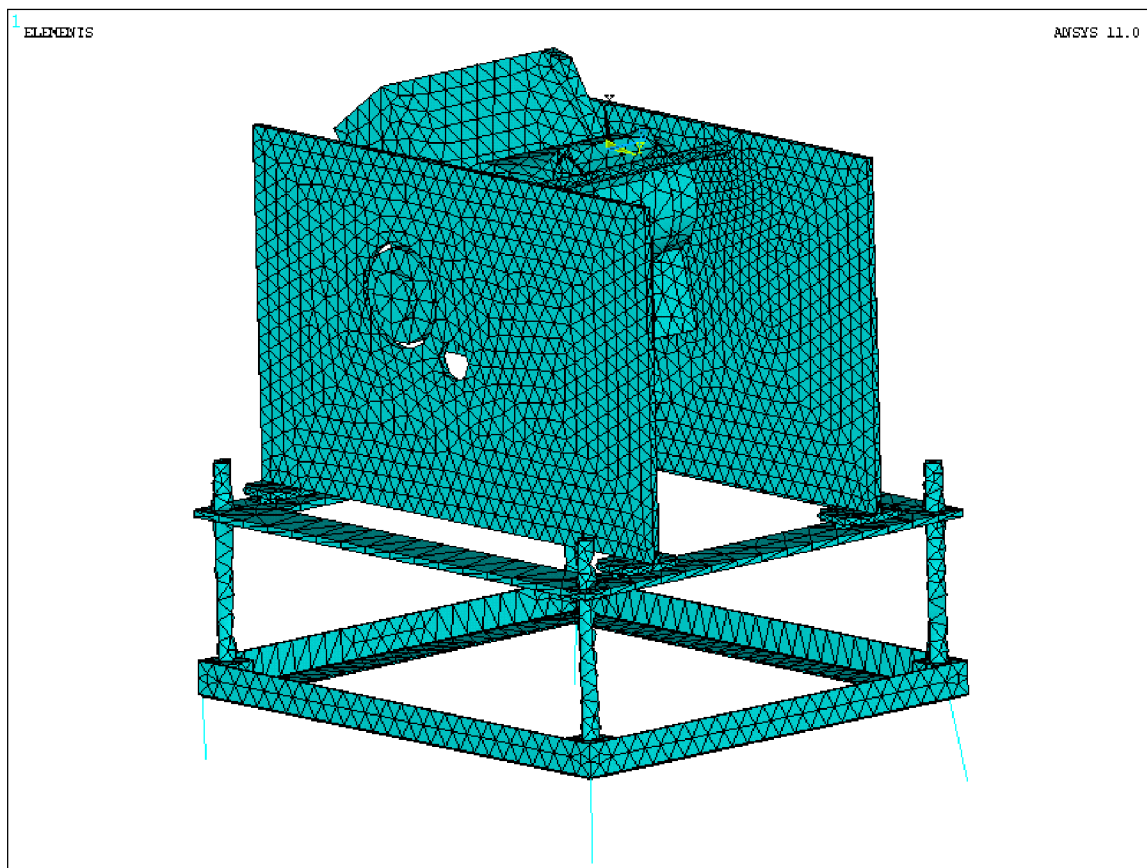
#### 4.2.1 Příprava modelu a tvorba sítě (MESHING)

Po převedení modelu z Pro/Engineeru získáme v ANSYSU model, který můžeme vidět na obrázku výše. Jedná se o soustavu objemů vycházející z geometrie vymodelované ve zmiňovaném 3D modeláři.

Protože Pro/Engineer tyto objemy samozřejmě odděluje a jsou to pro něj samostatné objemy, tak tuto informaci stejným způsobem předává i dále ANSYSU. Za předpokladu korektního exportu geometrie je tedy prvním krokem definování vztahů mezi těmito objemy. V našem případě platí, že stojan je svařen a sešroubován dohromady dohromady s motorem v jeden tuhý celek a tak ho musíme také zatěžovat. V modelu tedy musíme vazby vytvořit stejným způsobem. Použijeme k tomu funkci GLUE. V překladu toto slovo znamená lepit a přesně to s ním děláme. V menu tuto funkci najdeme v položce Preprocessor → Modeling → Operate → Booleans → Glue. Tímto příkazem pospojujeme všechny sousedící prvky mezi sebou a z hlediska výpočtu jeden celek. Pokud bychom měli problém s touto funkcí je problém pravděpodobně už v 3D modelu v Pro/Engineeru. Tam ho také musíme opravit a znovu vyexportovat do Ansysu. Složitější úpravy přímo v ANSYSU nejsou efektivní.

Dalším krokem je vysítování objemů. Abychom mohli počítat, musíme si známé objemy rozdělit na konečné množství prvků definovaných vlastností, což je přesně věc, kterou děláme v tomto kroku. Pro síťování musíme mít zvolen prvek vhodný pro naše výpočty. O jeho volbě se zmíním v další kapitole. Druhým důležitým prvkem je velikost prvku. Velikost prvků v síti má přímý vliv na přesnost provedeného výpočtu. Bohužel má také vliv na výpočetní náročnost. Proto se snažíme hledat vhodné kompromisy zajišťující dostatečnou přesnost i spočítatelnost příkladu. Čím je daná součástka, potažmo objem, který ji představuje, větší a méně členitá, tím větší velikost prvku můžeme použít. Velikost prvku v našem případě regulujeme definováním délky hrany prvku. Využíváme Free Meshing, tzn. volné síťování.





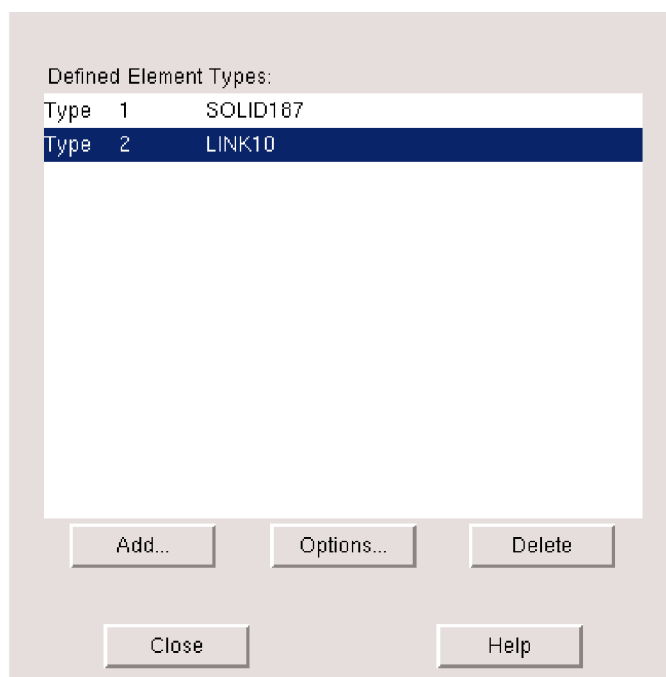
Obr. 28: Splený a vysítovaný model stojanu motoru včetně osazeného motoru

V rozích můžeme vidět jednoduché podpory nahrazující nám kolečka. Jejich úkolem je umožnit posuv nahoru ve směru osy x, ale dolů mu zabránit, protože kolečka jsou v praxi samozřejmě nestlačitelná.

#### 4.2.2 Volba proměnných

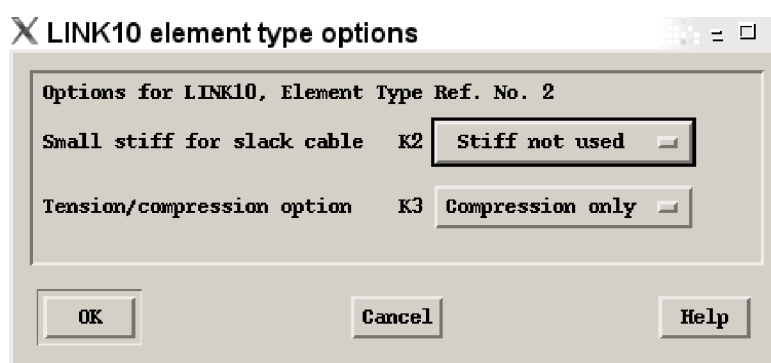
Před samotným výpočtem je třeba ještě provést volbu parametrů, podle kterých výpočet probíhá. Měli bychom si říct jaké prvky používáme a proč, a také jaké vstupní parametry zadáváme do výpočtu.

Použité prvky si musíme zvolit už před tím než začneme meshovat. V našem případě nám postačí použít 2 typy prvků.



Obr. 29: Dialog pro přidávání, mazání a editaci prvků

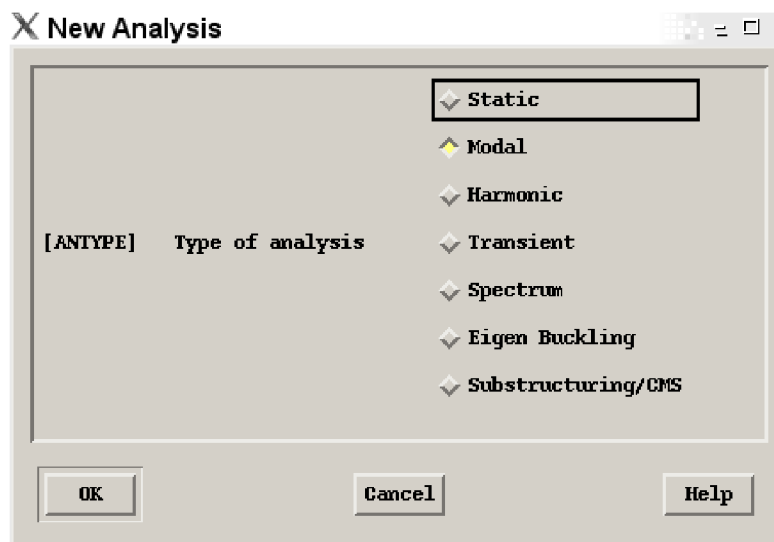
Jedná se o prvky SOLID187 a LINK10. SOLID187 je prostorový prvek, který jsem zvolil na doporučení jako nejvhodnější prvek pro síťování objemů. Je jím vysítovaný v různých velikostech celý objem řešené sestavy. LINK10 je 2D prvek, který byl využit na podpory nahrazující kolečka. Volba padla na tento prvek, protože umožňuje nastavit nemožnost stlačení nebo natáhnutí a můžeme jím tedy omezit pohyb tělesa v jednom směru.



Obr. 30: Dialog volby vlastností prvku LINK10

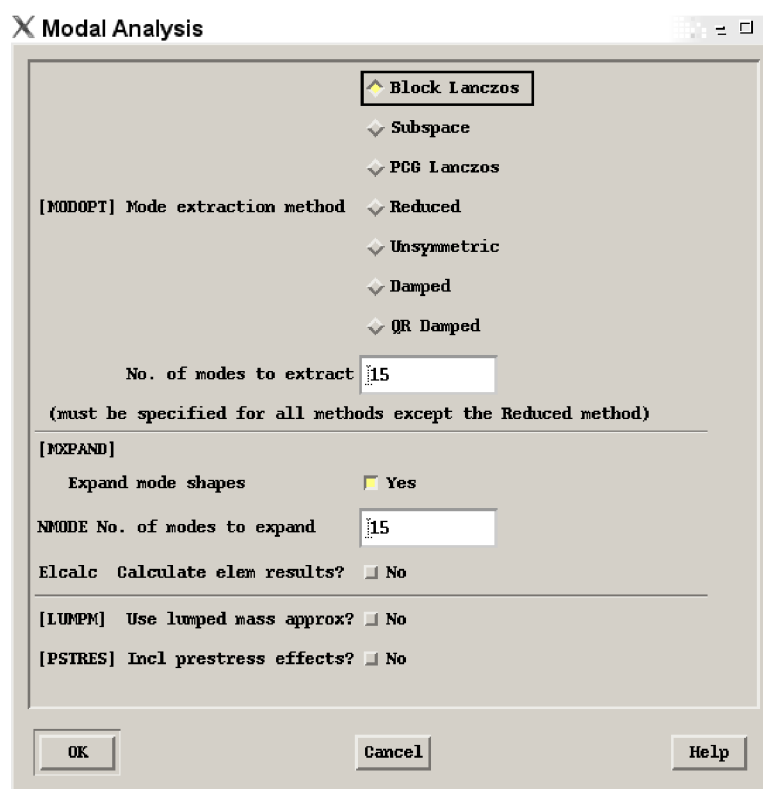
Další, co je nutné zadat jsou parametry materiálu. Ty přímo ovlivňují hodnotu vlastních frekvencí. Na našem modelu jsou použity tři druhy materiálu – ocel, guma a blok motoru. Pro ocel nastavíme modul pružnosti  $E$  210000 MPa, Poissonovo číslo 0,3 a hustotu materiálu  $7850 * 10^{-12} \text{ t/mm}^3$ . Pro gumu použitou na silentblocích  $E$  68000 MPa, Poissonovo číslo 0,49 a hustotu materiálu  $2300 * 10^{-12} \text{ t/mm}^3$ . U motoru nastavíme modul pružnosti a Poissonovu konstantu jako u hliníku, hustotu materiálu dopočítáme z objemu a hmotnosti motoru. Motor nelze brát jako kostku hliníku, protože je uvnitř dutý a obsahuje ocelové součásti. Proto takovéto zprůměrování hustoty materiálu.

Poté zbývá již pouze uchytit rám ve stejných místech jako bude uchycen v provozu. Kolečka byly nahrazeny, jak bylo zmíněno výše, elementy LINK10. Nyní máme zadány parametry a můžeme přistoupit k výpočtu. Z menu vybereme Solution → Analysis Type → New Analysis a v dialogovém okně zvolíme modální analýzu.



Obr. 31: Dialogové okno volby typu analýzy

Poté ze stejné části menu zvolíme položku Analysis Options. Zde na doporučení zvolíme metodu Blok Lanczos a následující parametry.



Obr. 32: Dialogové okno volby parametrů modální analýzy

Nyní zbývá v menu zvolit položku Solution → Solve → Current LS a zahájit výpočet.

#### 4.2.3 Získané výsledky

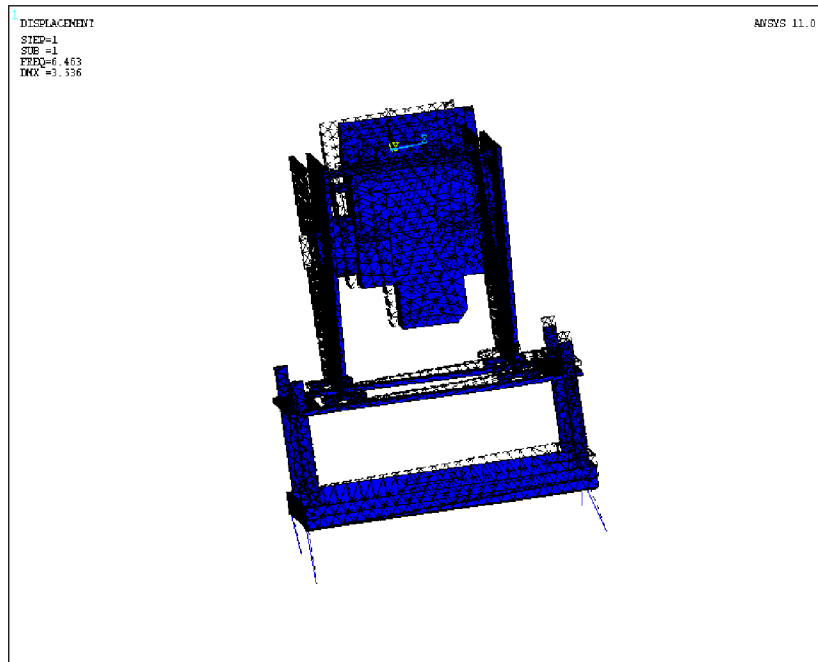
Výsledkem výpočtu je tato tabulka vlastních frekvencí v jednotlivých módech.

Set	F <sub>v</sub> [Hz]
1	6,4629
2	11,156
3	13,638
4	20,881
5	30,496
6	36,341
7	44,918
8	50,838
9	63,673
10	67,486
11	70,227
12	71,592
13	86,003
14	93,328
15	97,427

Tabulka 5: Numerické výsledky provedené modální analýzy

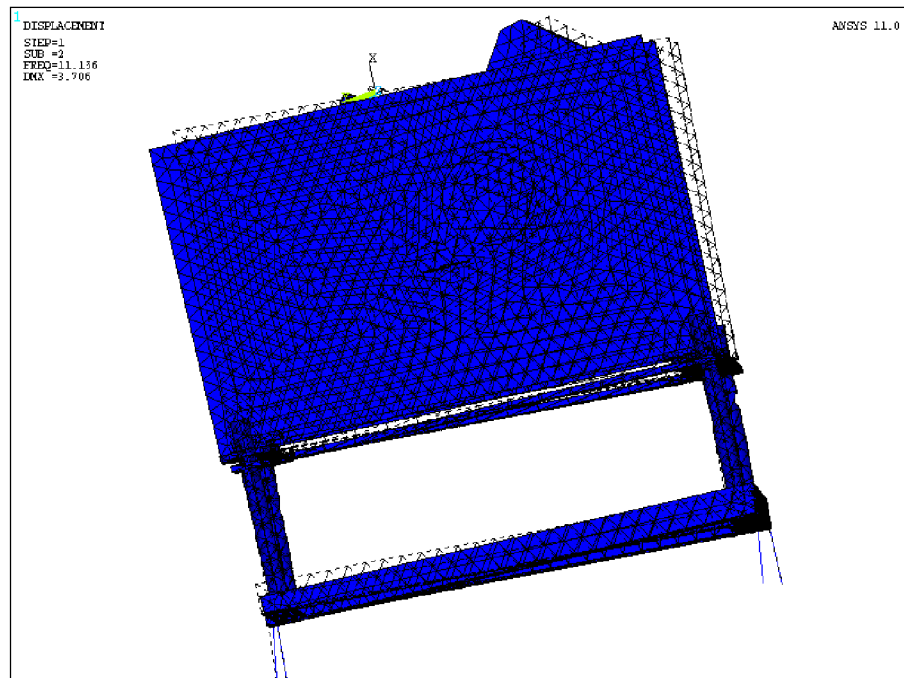
Abychom pochopili praktické důsledky výsledků uvedených v tabulce výše, je nutné si graficky zobrazit jednotlivé módy, to znamená tvary kmitání. To si ukážeme na modelech, které nám pro jednotlivé tvary kmitání ukážou deformované tvary rámu v porovnání s těmi původními.

Set 1 –  $F_v = 6,4629$  Hz



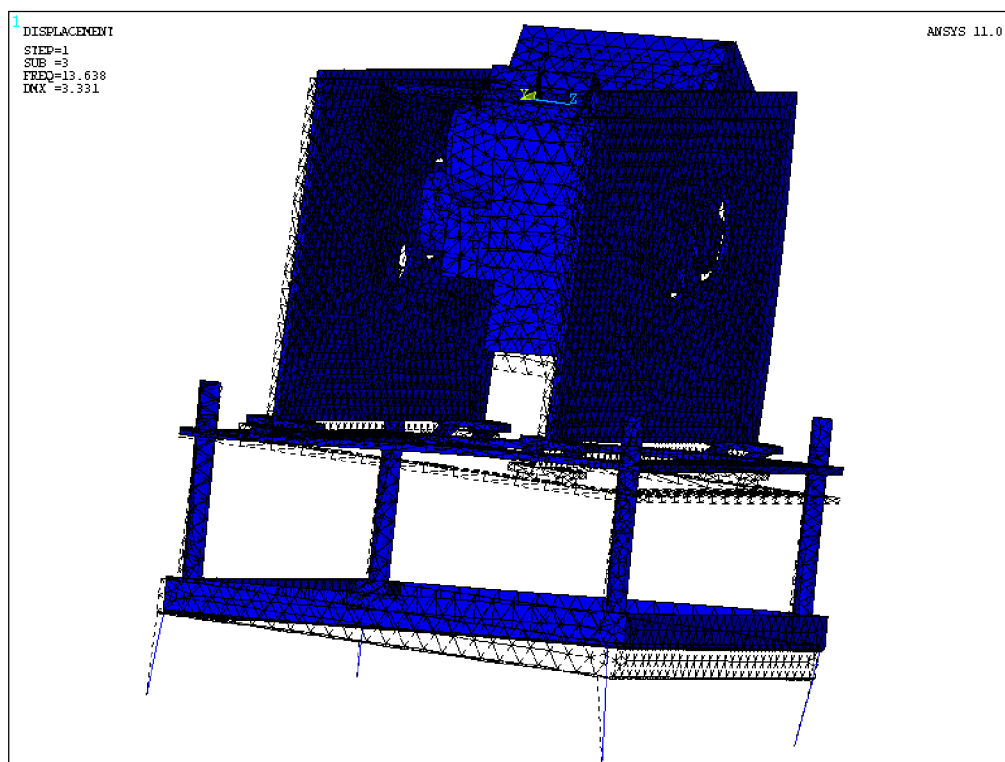
Obr. 33: Tvar kmitů mód 1

Set 2 –  $F_v = 11,156$  Hz



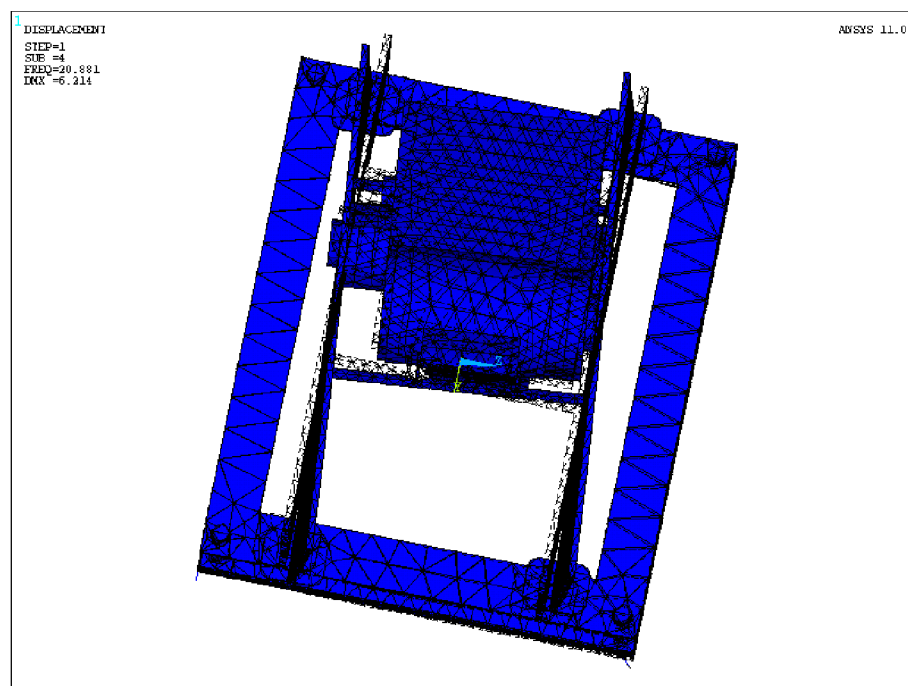
Obr. 34: Tvar kmitů mód 2

Set 3 –  $F_v = 13,638$  Hz



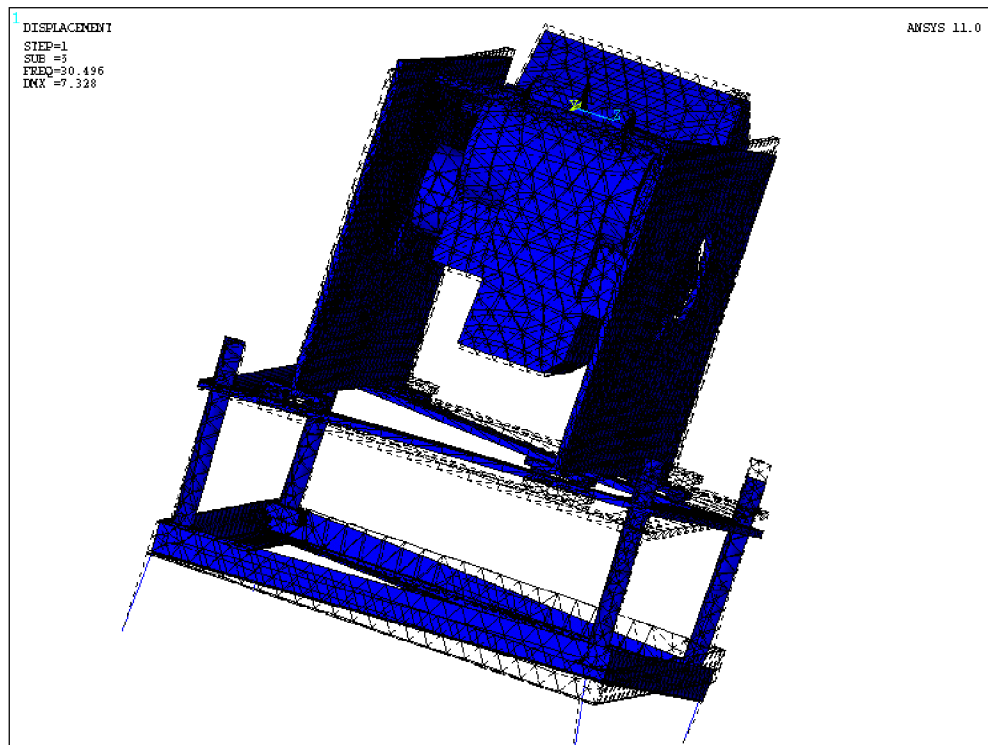
Obr. 35: Tvar kmitů mód 3

Set 4 –  $F_v = 20,881$  Hz



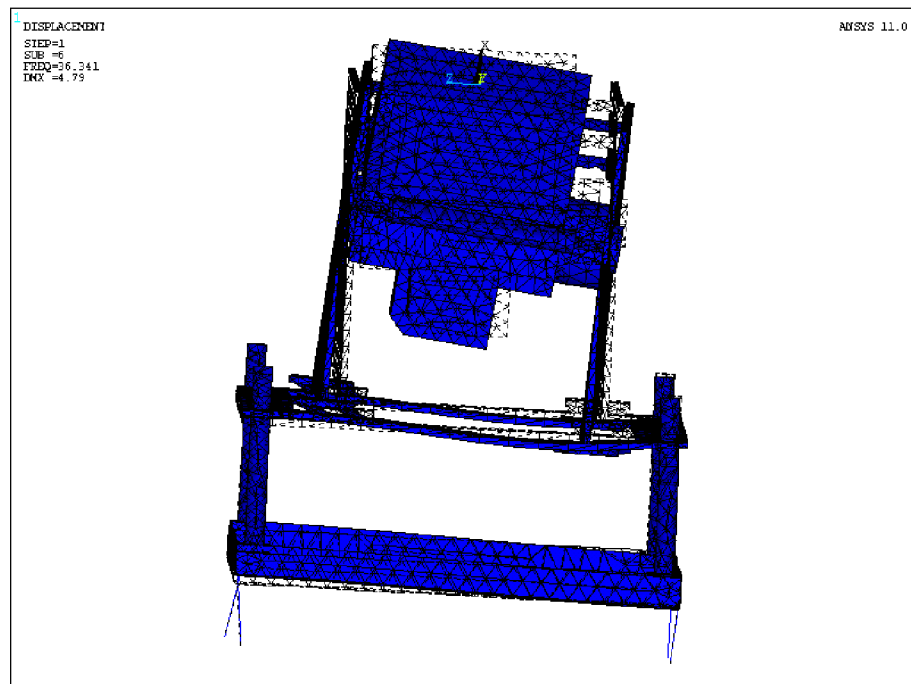
Obr. 36: Tvar kmitů mód 4

Set 5 –  $F_v = 30,496$  Hz



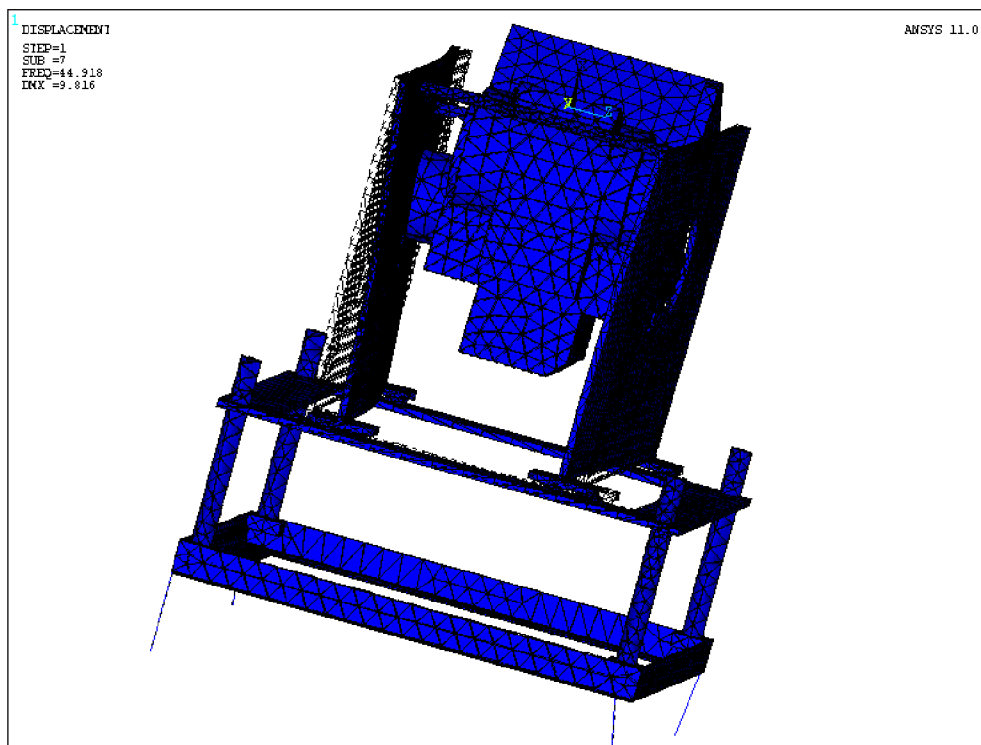
Obr. 37: Tvar kmitů mód 5

Set 6 –  $F_v = 36,341$  Hz



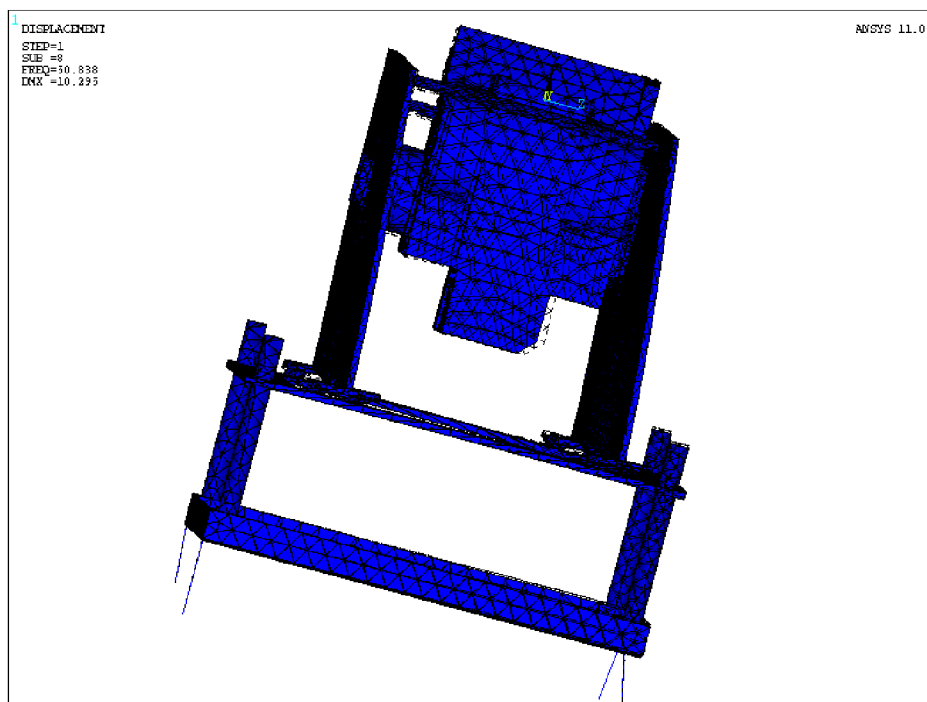
Obr. 38: Tvar kmitů mód 6

Set 7 –  $F_v = 44,918$  Hz



Obr. 39: Tvar kmitů mód 7

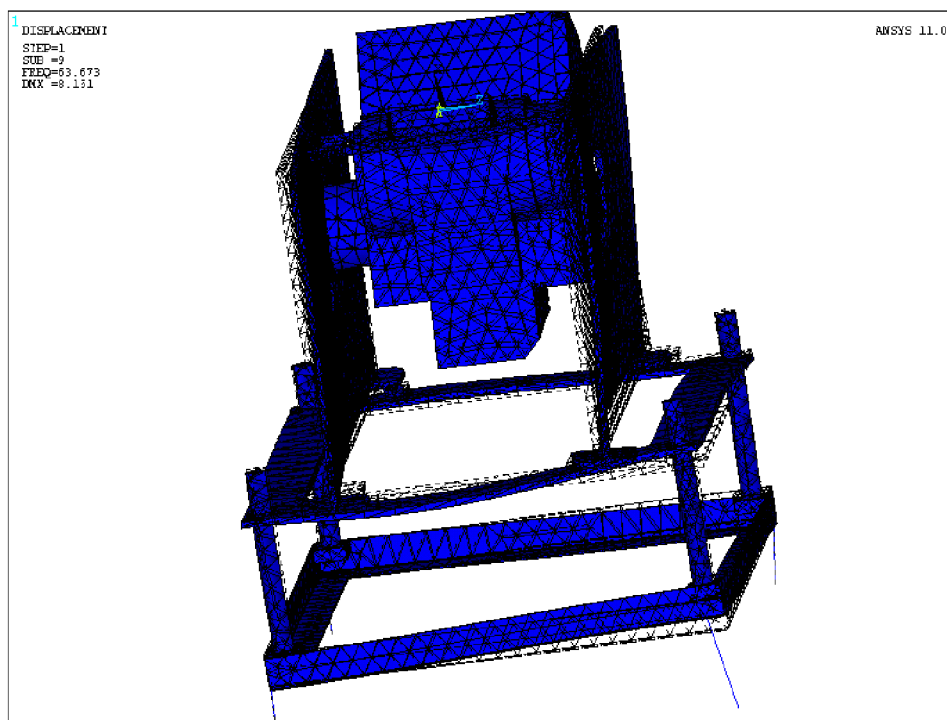
Set 8 –  $F_v = 50,838$  Hz



Obr. 40: Tvar kmitů mód 8

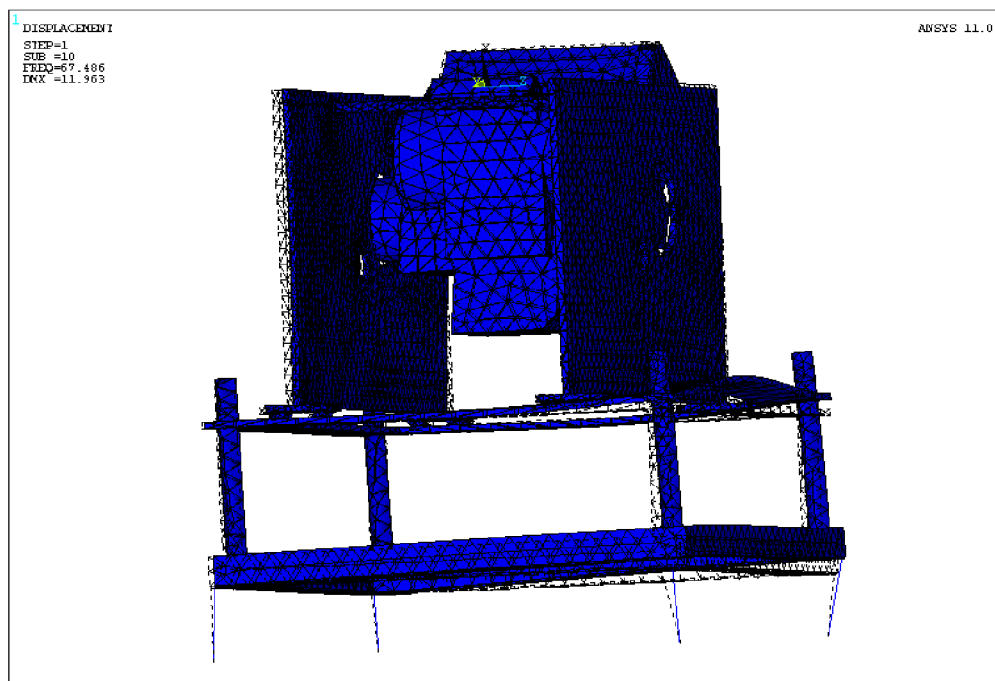


Set 9 –  $F_v = 63,673$  Hz



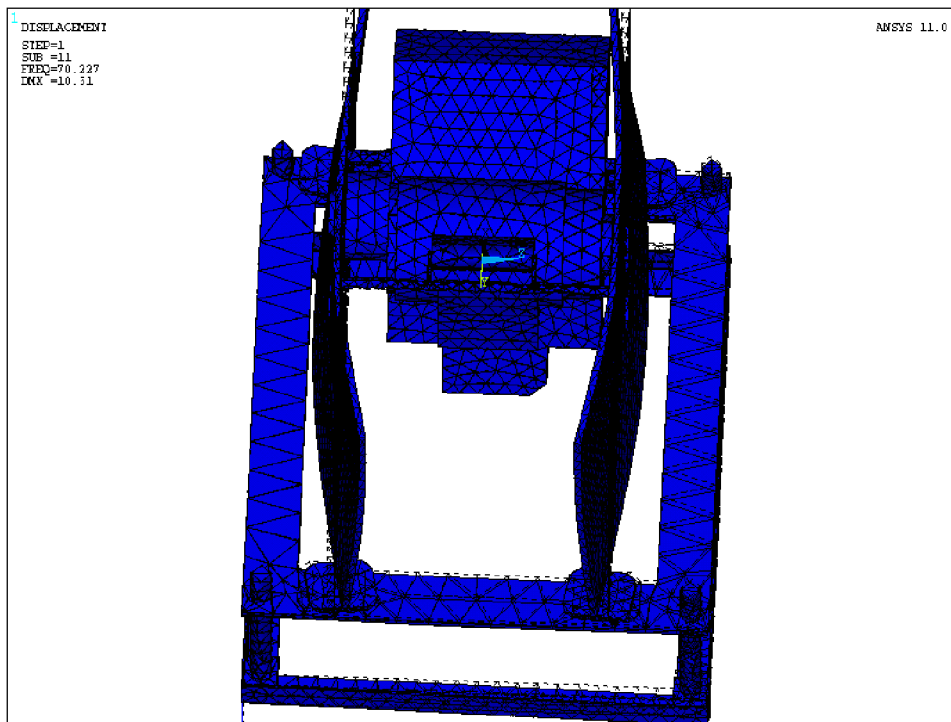
Obr. 41: Tvar kmitů mód 9

Set 10 –  $F_v = 67,486$  Hz



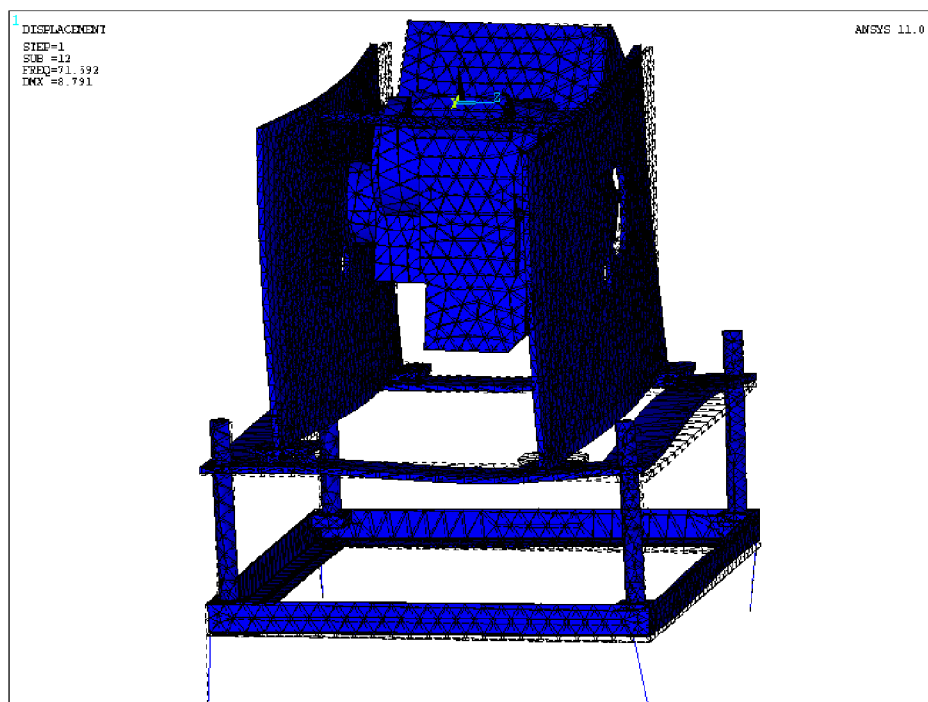
Obr. 42: Tvar kmitů mód 10

Set 11 –  $F_v = 70,227$  Hz



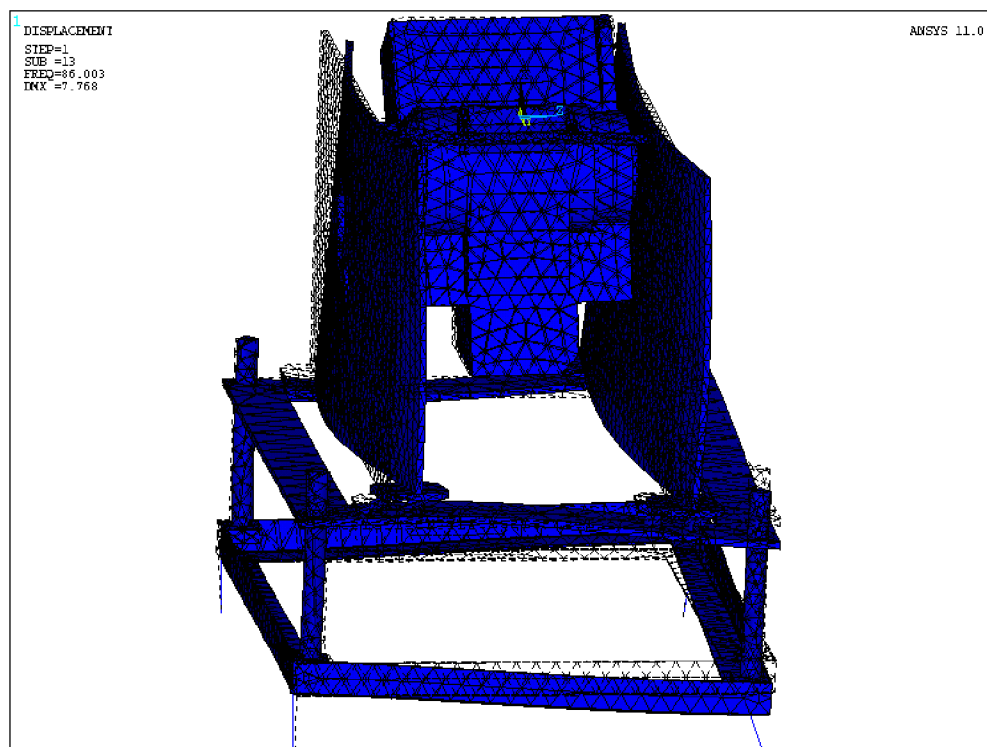
Obr. 43: Tvar kmitu mód 11

Set 12 –  $F_v = 71,592$  Hz



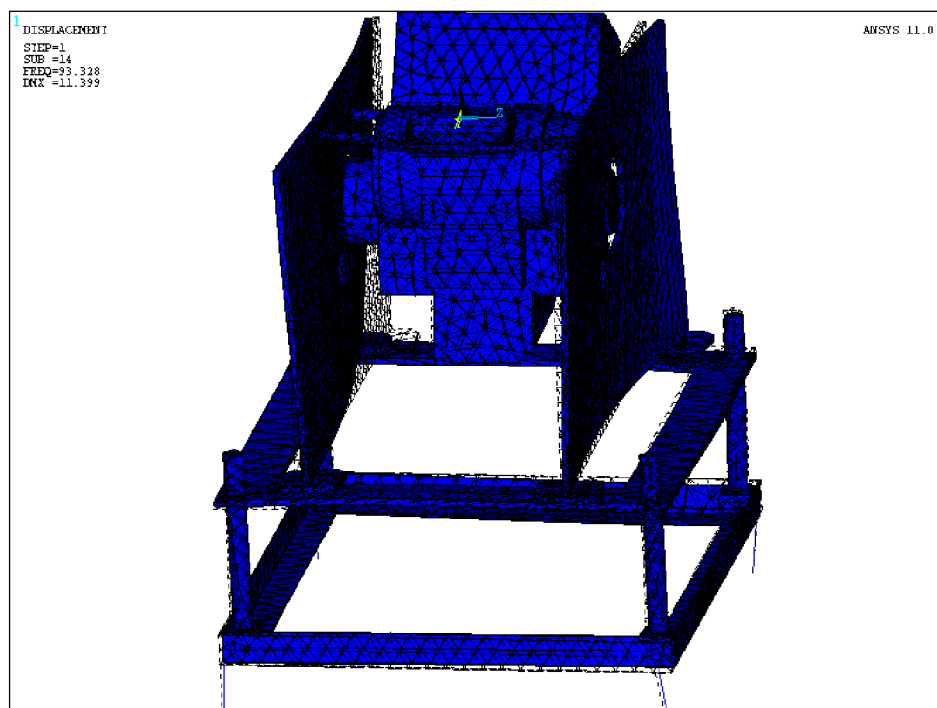
Obr. 44: Tvar kmitu mód 12

Set 13 –  $F_v = 86,003$  Hz

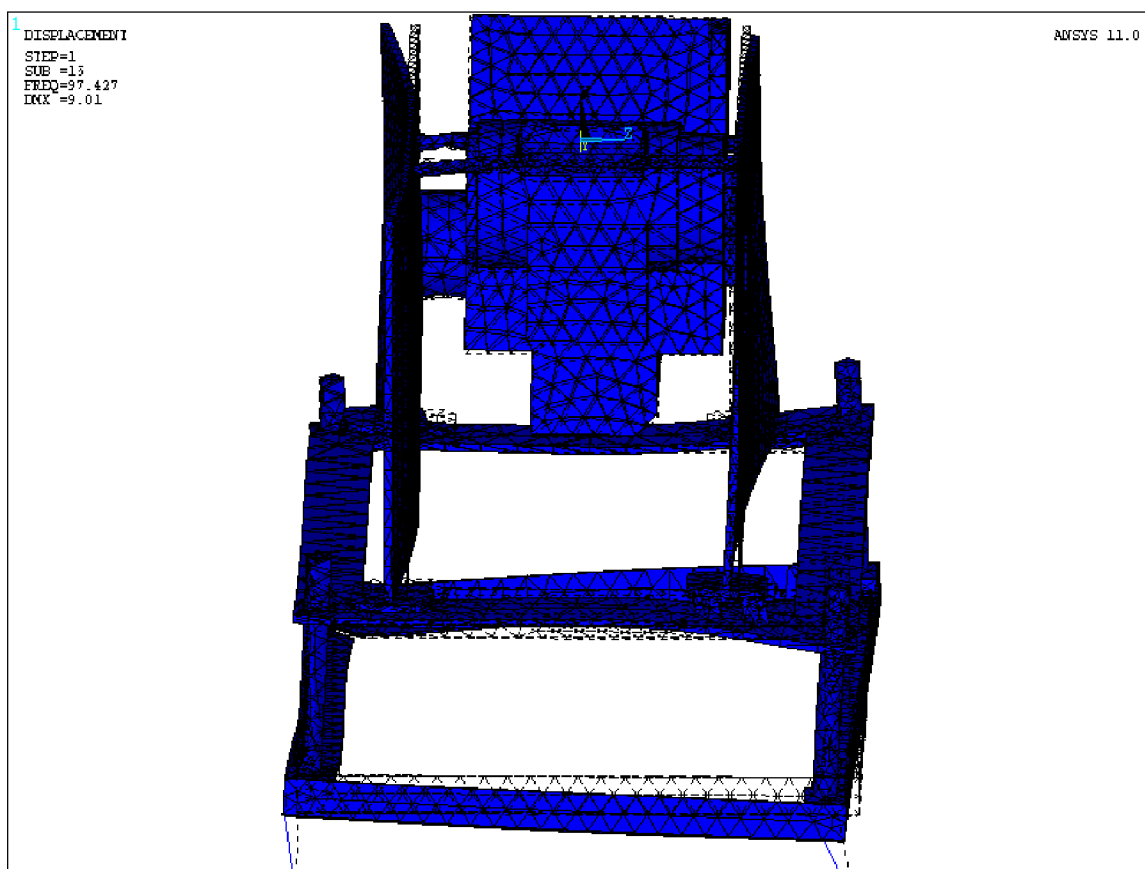


Obr. 45: Tvar kmitání mód 13

Set 14 –  $F_v = 93,328$  Hz



Obr. 46: Tvar kmitů mód 14

Set 15 –  $F_v = 97,427$  Hz

Obr. 47: Tvar kmitů mód 15

Na obrázcích můžeme vidět 15 módů kmitání zkoumané soustavy. Stojan je natočen z různých pohledů tak, aby byly deformace způsobené kmitáním vidět co nejlépe. Černě jsou na obrázcích původní nedeformované tvary a modře jsou znázorněny deformace. Přestože obrázek není tolik názorný jako animace, kterou program ANSYS umí, je dobře vidět tvar kmitů v jednotlivých módech. Můžeme tak dobře vidět v jakých frekvencích a jaké kmitání je nebezpečné a hrozí rezonance. Jak tyto výsledky použít si ukážeme v další kapitole.

## 5 Rozbor vyváženosti motoru

Pro použití výsledků z předchozí kapitoly je třeba také analyzovat budič kmitů. V našem případě tímto budičem je řadový čtyřválcový motor Yamaha. U takového motoru umíme určit jeho nevyváženost. Pomocí rozboru motoru zjistíme tvar kmitání, kterým bude soustava buzena. Po porovnání s výsledky modální analýzy, tak je možné určit nebezpečné frekvence a hledat opatření.

### 5.1 Rozbor čtyřválcového řadového motoru

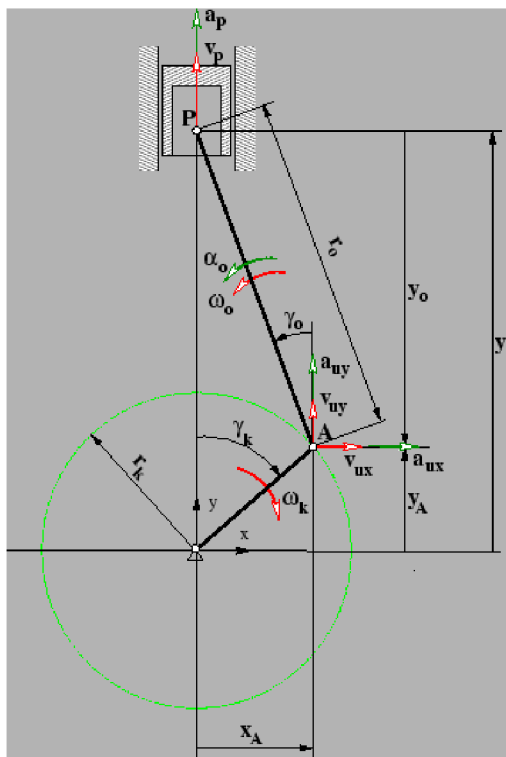
Uvnitř každého soudobého rotačního spalovacího motoru, s výjimkou motoru Wankelova, najdeme klikovou hřídel s pístovým mechanismem. Klikový hřídel převádí posuvný pohyb

pístu na vlastní pohyb rotační. Tento převod ale není dokonalý. Nerovnoměrnost pohybu pístu způsobuje vznik vibrací.



Obr. 48: Ukázka klikového mechanismu řadového čtyřválcového motoru

Vyjdeme z kinematiky klikového mechanismu, kterou vidíme na následujícím obrázku.



Obr. 49: Kinematika klikového mechanismu

Kinematiku klikového mechanismu definujeme pomocí definice rovnic pro dráhu, rychlost a zrychlení pístu. Ty mají tento tvar.

$$s = r [ ( 1 - \cos \alpha ) + \lambda/2 ( 1 - \cos 2\alpha ) ]$$

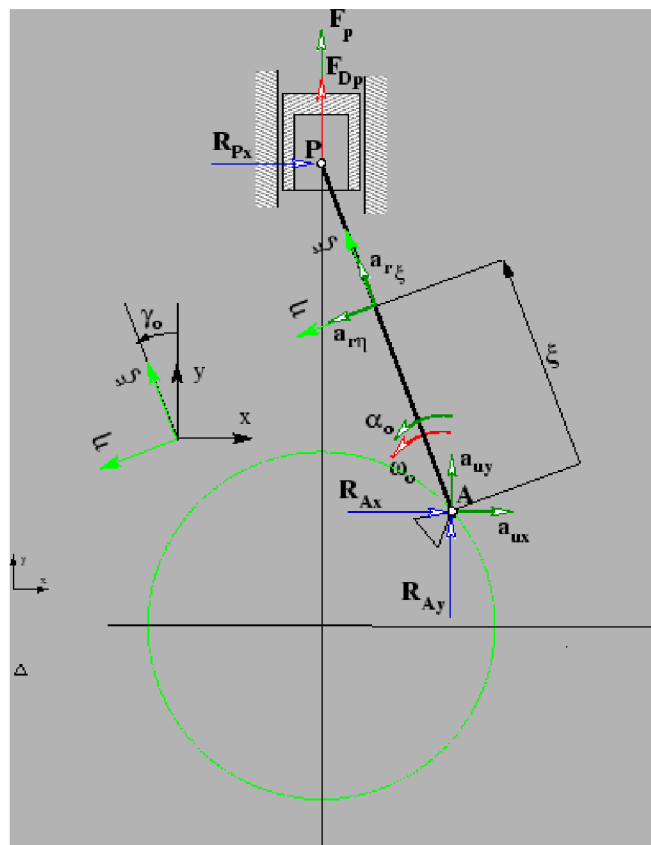
$$v = r \omega ( \sin \alpha + \lambda/2 \sin 2\alpha )$$

$$a = r \omega^2 ( \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha )$$

, kde  $s$ .....dráha pístu  
 $r$ .....poloměr klikové hřídele  
 $\alpha$ .....úhel natočení kliky  
 $l$ .....délka ojnice  
 $\lambda$ .....poměr  $r/l$   
 $\omega$ .....úhlová rychlost klikové hřídele

V klikovém mechanismu působí dva druhy sil.

1. PRIMÁRNÍ – síly od tlaku plynů ( určujeme je z indikátorového diagramu)
2. SEKUNDÁRNÍ – síly setrvačné, vznikají od pohybujících se hmot ( určujeme je pomocí kinematiky)



Obr. 50: Schéma všech sil působících v motoru

Pokud si představíme nejjednodušší konstrukci motoru, to znamená jednoválec, tak na něm je potřeba vyvažovat následující síly:

1. setrvačné síly rotačních částí
  - tyto síly jsou vyvolány prostou rotací klikové hřídele a můžeme je úplně vyvážit vývažkem na protilehlém rameni kliky
2. setrvačné síly posuvných částí prvního řádu
  - vznikají z posuvného pohybu pístu ve válci a v případě použití vývažku na klíce o hmotnosti poloviny vznikající síly je možné je vyvážit rotujícím závažím o téže hmotnosti, které se bude otáčet stejnými otáčkami v opačném směru.
3. setrvačné síly posuvných částí druhého řádu
  - vznikají nerovnoměrností chodu pístu a mají dvojnásobnou frekvenci oproti silám prvního řádu. Dají se odstranit pouze posuvnými hmotami v opačném směru působení. V praxi se toto řeší dvěma vyvažovacími hřídeli, které se otáčejí vůči sobě v protifázi (v obráceném směru) dvojnásobnými otáčkami, než má motor.

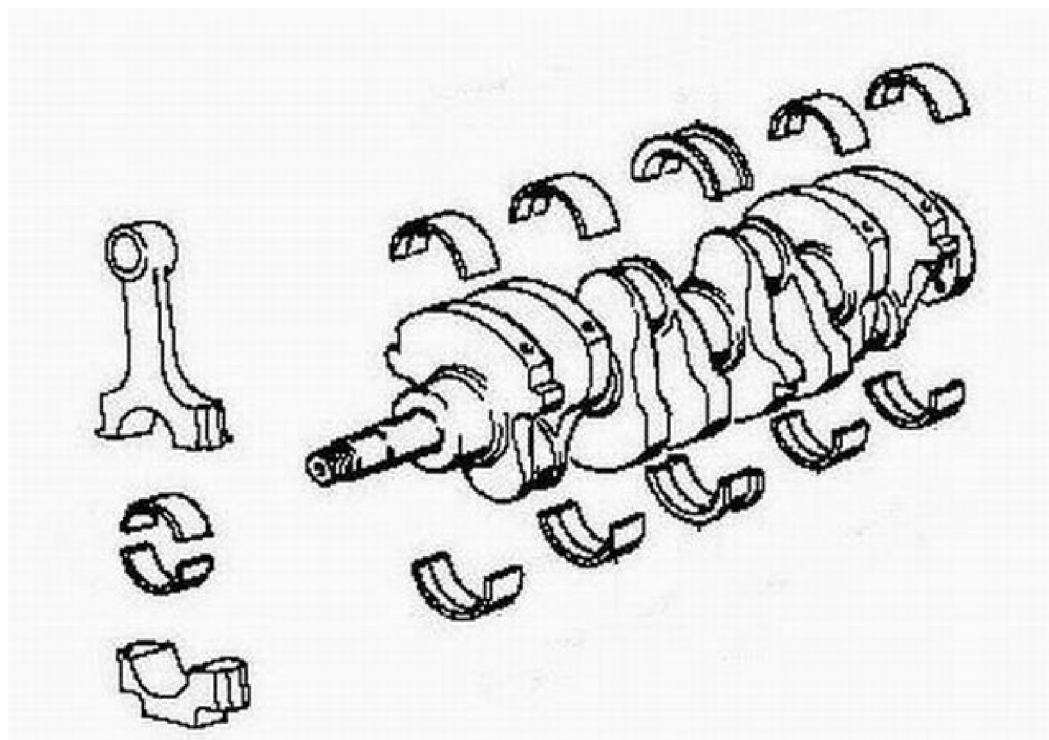
Toto jsou tedy síly vznikající u jednoválcového motoru. U motoru víceválcového k nim přistupují ještě momenty od setrvačných sil rotačních a posuvných částí, jež jsou kolmé na osu otáčení. Vznikají vzájemným působením ojníc na ramena kliky.

Máme tedy 6 sledovaných veličin.

1. setrvačná síla rotačních hmotností
2. setrvačné síly prvního řádu posuvných hmotností
3. setrvačné síly druhého řádu posuvných hmotností
4. moment setrvačných sil rotačních a posuvných částí
5. moment setrvačných sil prvního řádu
6. moment setrvačných sil druhého řádu

Momenty mají u víceválcových motorů tu vlastnost, že je možné je navzájem vyrušit, pokud je uspořádání klikového hřídele symetrické k těžištní rovině a jsou-li síly u všech ústrojí stejné. Pokud se toho nedosáhne přímo, dají se momenty většinou vyvážit vývažky na hřídeli.

U řadového čtyřválcového motoru se běžně používá toto uspořádání klikové hřídele (platí také pro námi použitý motor Yamaha R6).



Obr. 51: Typické uspořádání klikového mechanismu

U tohoto klasického uspořádání platí, že

$$\sum P_I = 0$$

$$\sum M_r = 0$$

$$\sum P_{II} \neq 0$$

, kde  $P_I$  .... setrvačné síly prvního řádu  
 $P_{II}$  ... setrvačné síly druhého řádu  
 $M_r$  ... momenty

Z výše popsaného vyplývá, že řadový čtyřválcový motor má nevyvážené setrvačné síly druhého řádu. Vše ostatní je vyvážené. Tyto síly působí ve směru os válců motoru. V praxi je možné je vyvážit buď způsobem popsaným výše, to je dvěma vyvažovacími hřídeli, které se otáčejí vůči sobě v protifázi dvojnásobnými otáčkami, než má motor. Nejčastěji se ale vzhledem k velikosti zanedbávají. Popsané řešení se využívá pouze u vozů vyšších tříd. Pohon vyvažovacích hřídelů bývá řešen pomocí ozubeného řemenu. V současné době je tendence spíše vyrábět pro vozy vyšších tříd motory víceválcové. Dá se ale předpokládat, že v důsledku ekologických trendů dojde v budoucnu i u těchto vozů ke zmenšování motorů.



## 5.2 Porovnání s výsledky modální analýzy

Z výše popsaného rozboru je zřejmé, že jediné nevyvážené síly motoru Yamaha R6 jsou, vzhledem k absenci vyvažovacích hřídelů, setrvačné síly druhého řádu. Vzhledem ke tvaru tohoto kmitání můžeme konstatovat, že nejvýznamnější složkou nevyváženosti z pohledu modelu vytvořeného v ANSYSU je složka ve směru osy x, primitivně řečeno je to kmitání mající tendenci rozskákat motor nahoru a dolů. Tomuto zatížení nejlépe z módů spočítaných při modální analýze odpovídá hned mód číslo 1. Ten má vlastní frekvenci  $F_v = 6,4629$  Hz. Protože setrvačné síly druhého řádu mají dvojnásobnou frekvenci, tak rezonanční frekvence bude  $F_R = 2 \times F_v = 12,9258$  Hz. To po převedení na otáčky motoru znamená 776 ot./min. Jednoduše řečeno v otáčkách  $776 \text{ min}^{-1}$  dochází k rezonanci mezi vlastní frekvencí rámu ve tvaru naznačeném ve výpočtu v prvním kroku. Vzhledem k nízkým otáčkám nám však tato rezonance nevadí, protože otáčky, ve kterých k ní dochází, jsou pod úrovní otáček volnoběhu. Při měření motoru tedy rezonance nehrozí, protože se pohybujeme v jiném pásmu otáček.

## 6 Závěr

Ve své práci jsem se zabýval konstrukcí přípojného rámu pro připojení motocyklového spalovacího zážehového motoru k vířivé motorové brzdě. Nestandardním prvkem byl především požadavek na mobilitu celého zařízení a přestavitelnost i na jiný typ motoru. Konstrukce pro tyto účely jsou většinou vyráběny pevné a pro jeden konkrétní motor.

Požadavek mobility byl vyřešen pojezdovým vozíkem, ke kterému se teprve připojí konstrukce držící motor. Vozík se pohybuje po kolečkách průměru 100 mm, odpovídající podmínkám, které v dílně jsou a umožňující případně přejetí drobných nerovností. Svislé vzpěry vozíku jsou vyrobeny ze závitových tyčí. Toto řešení je zvoleno právě s ohledem na určitou univerzálnost. Umožňuje nastavit výšku horní plochy vozíku a připojit tak případně i jiný držák s jiným motorem. Nastavení výšky probíhá pomocí dvou matek svírající vrchní desku v každém rohu vozíku. Druhotným efektem celého řešení je zmenšení počtu zvláště vyráběných dílů a zvýšení počtu dílů standardních. Celý vozík je připevněn k motorové brzdě aretační deskou vymezující rovnoběžnost vozíku s rovinou kolmou na osu motorové brzdy.

K tomuto vozíku jsou připevněny držáky motoru přes silentbloky. Držáky sestávají ze dvou ocelových desek, mezi kterými je motor připevněn. Silentbloky jsou voleny, aby se omezil přenos vibrací z motoru do vozíku. Tyto úchytné desky jsou vyráběny zvláště pro každý motor, který chceme měřit. Výhodou je, že samotná deska je poměrně jednoduchým výrobkem a snadno vyrobitelným výrobkem.

Konstrukce byla také přezkoušena také metodou modální analýzy, abychom zkontrolovali náchylnost k rezonancím s budícími frekvencemi vyvozovanými motorem. Test proběhl pro 15 módů a při srovnání výsledků analýzy s budícími frekvencemi motoru bylo zjištěno, že konstrukce by neměla být náchylná na rezonanci s motorem. Alespoň tedy v pásmu otáček, které nás zajímá a ve kterém budeme měřit.

Vozík by se měl skutečně vyrobit a sloužit k vyladění motoru pro projekt studentské formule. Plánovaným druhým motorem je motor motocyklu Honda CBR 600F. Celá snaha o mobilitu byla vedena právě snahou o možnost relativně rychle vyměnit motory mezi sebou a porovnávat výsledky řešení. Tento přístup umožňuje zefektivnit celé měření a zkvalitnit tak výstupy z něj.

## Seznam literatury

- [1] Svoboda, P. - Brandejs, J. - Prokeš, F. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. ISBN 80-7204-465-6, Akademické nakladatelství CERM, Brno 2006
  
- [2] Piešťanský, M. Zástavba čtyřválcového řadového zážehového motoru na dynamometrickém zkušebním stanovišti. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
  
- [3] Novák, J. Dynamometr na vířivé proudy a jeho regulace. Elektro 06/2002. ISSN 1210-0889, FCC Public s. r. o., Praha 2002
  
- [4] Pro/ENGINEER Resource Center, Dostupné z:  
<[http://www.ptc.com/community/resource\\_center/proengineer](http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer)>
  
- [5] Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., 2005

## **Seznam příloh**

3-D modely díly a sestavy v Pro/E	cd-rom
výsledky modální analýzy v programu ANSYS	cd-rom
výrobní výkresy	