



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh modulárního stojanu pro zkoušky
motorů na brzdovém stanovišti

Design of the modular stand for engine test
cell

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2020

Jan Kříž

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Vojtěch Klír Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	Kříž	Jméno: Jan	Osobní číslo: 408919
Fakulta/ústav:	Fakulta strojní		
Zadávací katedra/ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel		
Studijní program:	Strojní inženýrství		
Studijní obor:	Dopravní, letadlová a transportní technika		

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh modulárního stojanu pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti

Název diplomové práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Vytvořte konstrukční návrh modulárního stojanu pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti. Proveďte rešerši a ideové návrhy možných řešení. Uvažujte velikost motorů do cca 200 kW. Zhodnoťte silové namáhání stojanu pro vybrané zátěžné stavy. Zpracujte výkresovou dokumentaci v rozsahu potřebném pro výrobu stojanu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Vojtěch Klír, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **28.04.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce:

 Ing. Vojtěch Klír, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	 doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	 prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)
---	--	---

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora: Jan Kříž
Název DP: Návrh modulárního stojanu pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti
Anglický název: Design of a modular stand for testing engines at the brake station

Rozsah práce: počet stran 63
počet obrázků 44
počet tabulek 8
počet příloh 7

Akademický rok: 2019/2020
Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program: (N2301) Strojní inženýrství
Vedoucí DP: Ing. Vojtěch Klír Ph.D.

Klíčová slova: Stojan, modulární, zkušebna, optimalizace, návrh
Keywords: Engine stand, modular, engine test cell, optimisation, design, stress calculations

Abstrakt: *Tato práce obsahuje koncepční návrhy pro modulární stojany na brzdové stanoviště. Kontrolní výpočty a optimalizaci vůči stávajícímu stojanu. Práce obsahuje kompletní výkresovou dokumentaci. 3D modely v Solid Edge a simulace provedené v software Ansys.*

Abstract: *The design of modular stand for engine test cell is introduced. Stress calculation and material analysis were performed while experiences from existing stand were taken in to the account. The thesis contains complete drawing documentation. 3D models were created in the Solid Edge SW and simulations were performed using the Ansys software.*

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh modulárního stojanu pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Vojtěcha Klíra Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v příslušném seznamu.

V Praze 12.7.2020

.....

Jan Kříž

Poděkování

Za cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce, bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Vojtěchu Klírovi Ph.D. Chtěl bych poděkovat společnosti LINET spol. s.r.o., která mi vycházela vstříc při studiu a poskytla spoustu zkušeností z praxe. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za jejich podporu při studiu.

OBSAH

Obsah

1	Zkušebna motorů, typy stojanů a konstrukční možnosti stojanů.....	8
1.1	Zkušebna motorů.....	8
1.2	Stojan pro motor	10
2	Koncepční řešení.....	13
2.1	Požadavky na konstrukci	13
2.2	Aktuální stojan	13
2.3	Koncept 1 – dva stojany vepředu a dva vzadu.....	14
2.4	Koncept 2 – Paletový systém.....	16
2.5	Koncept 3 – dva přední stojany a jeden zadní	17
2.6	Výběr koncepčního návrhu pro detailní zpracování.....	18
3	Popis navrženého stojanu.....	20
3.1	Varianta bez vodorovné regulace	20
3.2	Varianta s vodorovnou regulací	21
4	Předpokládaný zátěžný stav pro stojan.....	22
4.1	Parametry testovaného motoru.....	22
4.2	Reakce způsobené točivým momentem a hmotností motoru	23
4.3	Zatížení pro přední část stojanu.....	32
4.4	Zatížení pro zadní část stojanu.....	35
5	Dimenzování stojanu	36
5.1	Upevnění stojanů.....	36
5.2	Závitová tyč (DIL-0010-01)	39
5.3	Držák na přední části stojanu.....	40
5.4	Přední stojan	42
5.5	Zadní stojan.....	44
6	Databáze k projektu modulární stojan.....	47
6.1	Náhled na databázi.....	47
6.2	3D modely a výkresová dokumentace	48
6.3	Dodavatelé	51
6.4	Simulace.....	51
7	Výkresová dokumentace.....	52
7.1	Razítko	52
7.2	Kusovník.....	54
7.3	Svařence	54
7.4	Ostatní.....	54

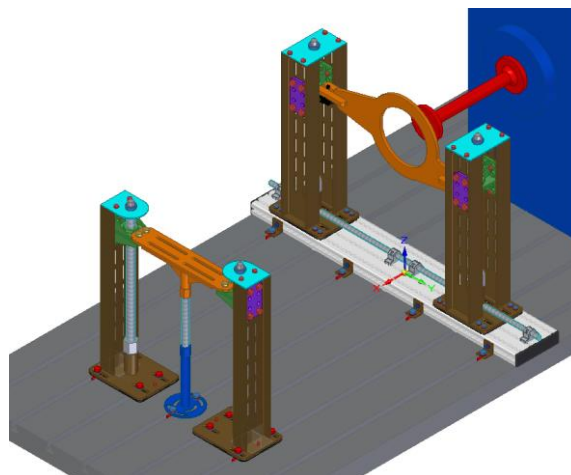


Úvod

Stojan pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti je nezbytným příslušenstvím, aby měření mohlo být uskutečněno. Motory měříme z důvodu získání informací o jejich relevantních, z různých důvodů sledovaných, parametrech. Tato činnost je běžnou součástí výzkumných a vývojových aktivit a výsledky jsou důležitým vstupem pro určení dalšího rozvoje nebo homologaci.

Pro měření a zkoušení motorů se využívají specializovaná pracoviště tzv. motorové zkušebny. Pořizovací cena takové zkušebny je vysoká, proto je snaha, aby taková zkušebna měla 100% časové využití. Tato okolnost se promítá i do konstrukce stojanu. Obsahem této práce je navrhnout modulární stojan tak, aby vyhovoval požadavkům brzdového stanoviště laboratoří Centra vozidel udržitelné mobility (CVUM) ve VTP Roztoky. Modulární z důvodu možného využití pro atypické automobilové motory. Cílem je optimalizovat aktuální stojan a to tak, aby se zvýšila tuhost a zmenšila hmotnost stojanu.

V první kapitole DP je popsána funkce motorové zkušebny, její vybavení a druhy zařízení. Uvedeny jsou zároveň běžně používané typy stojanů včetně jejich výhod a nevýhod. Tato teoretická část byla vstupem pro vypracování koncepčních návrhů. V druhé až páté kapitole jsou popsána koncepční řešení pro modulární stojan. Řešení zátěžného stavu pro tento stojan a dimenzování vybraného koncepčního návrhu. V šesté kapitole je zmíněna databáze k projektu, která pomáhá v orientaci při tvorbě výkresové dokumentace stojanu a přibližného cenového výhledu pro konstrukci. Pár poznámek k výkresové dokumentaci je zmíněno v poslední kapitole číslo sedm. V závěru práce je uvedena kompletní výkresová dokumentace modulárního stojanu a provedeno zhodnocení optimalizované konstrukce proti stávající.



Obr. 1 - 3D model modulárního stojanu pro VTP Roztoky



1 Zkušebna motorů, typy stojanů a konstrukční možnosti stojanů

V této kapitole vysvětlím, proč vlastně potřebujeme zkušebnu motorů. Čím je zkušebna motorů vybavená a popis zkoušek. V druhé části se více zaměřím na stojan pro motor, který je hlavním tématem této diplomové práce.

1.1 Zkušebna motorů

1.1.1 Účel motorové zkušebny

Stejně tak jako je tomu u jiných strojních součástí, tak i u motorů je měření a testování jejich parametrů důležitým prvkem při posuzování konstrukčního stavu motoru a to ať při vývoji nového motoru, tak optimalizaci stávající verze.

Hlavním účelem je předepsaným způsobem zatěžovat motor a simulovat různé reálné jízdní stavy (např.: akcelerace, decelerace, jízda mimo obec, jízda ve městě, start studeného motoru a další). Pomocí naměřených parametrů lze vyhodnotit vhodnost použité konstrukce motoru. Tyto údaje pomohou vývojovým konstruktérům navrhnout spolehlivý motor. Protože je získání těchto naměřených parametrů časově a finančně náročné, tak se paralelně provádí simulace v CAE softwarech. Výstupy ze simulací zajistí výběr vhodných variant pro reálné testování na motorové zkušebně. Na motorové zkušebně dojde k validaci nasimulovaných parametrů. Tyto CAE simulace ulehčí časovým kapacitám zkušeben a vývojový konstruktér má možnost dojít k optimálnějšímu návrhu motoru.

1.1.2 Popis zkoušek motorů v motorových zkušebnách

Podstatou měření je připojení výstupní hřídele motoru k dynamometru, který umožňuje nastavit různé zátěžné stavy a definovat tak různé režimy běhu zkoušeného motoru.

Ke zkoušce je potřeba měřený motor bez konstrukce vozidla. Motor je upevněn na stojan, kterým je vybavena daná zkušebna. Dále je k motoru připojeno další příslušenství nezbytně nutné k provozu. Například startér, chladič, řídicí jednotka, palivová nádrž atd.



Měření parametrů motorů a průběh zkoušek na zkušební stanovišti je popsán normami. Například normou ČSN 30 2008 „Motory automobilové. Zkoušky na brzdovém stanovišti.“ A jiné. Tyto normy udávají, přesný způsob, podmínky a přesnost měření. [18]

1.1.3 Typy používaných dynamometrů

Dynamometr se dělí na aktivní a pasivní. Dynamometr je připojen k výstupní hřídeli motoru a měří jeho výkonové parametry.

Pasivní dynamometr – Umožňují pouze absorbovat energii vyvíjenou motorem.

Aktivní dynamometr – Dokáže motor i pohánět. Z toho vyplývá, že můžeme měřit např. mechanické ztráty motoru.

Typy nejčastěji používaných dynamometrů jsou:

- Hydrodynamický dynamometr
- Elektrický dynamometr
- Elektrický vířivý dynamometr
- Tandemový dynamometr

Principem dynamometru je brzdit nebo pohánět měřenou jednotku. Motor je hřídelí připojen na rotor dynamometru, který je dle typu dynamometru bržděný a to mechanicky, elektromagneticky nebo hydraulicky. Zmařená energie se dle typu dynamometru mění na tepelnou, elektrickou nebo kinetickou energii.

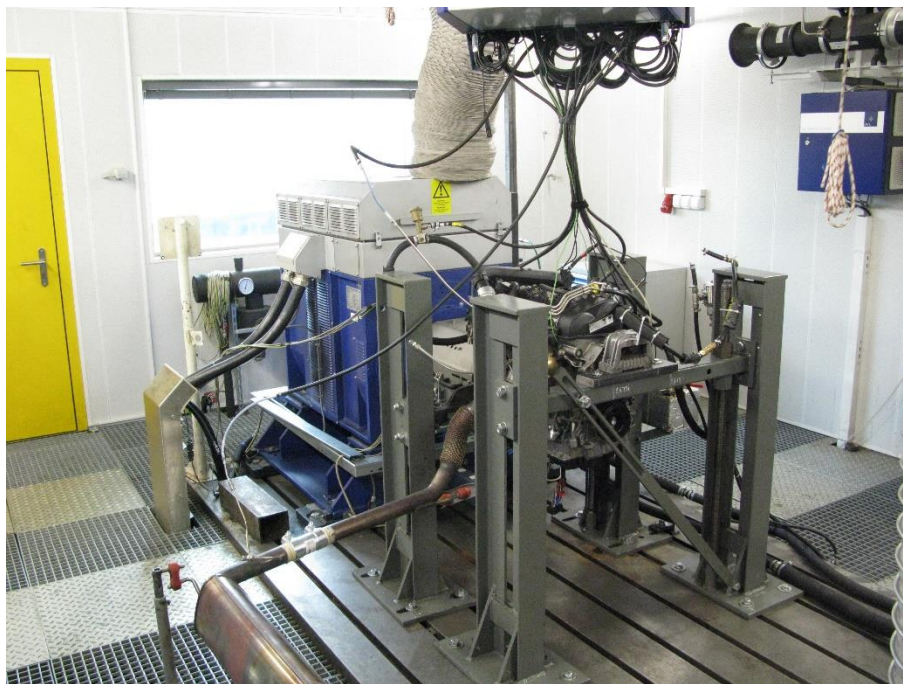
1.1.4 Popis zkušebny motorů a jejího základního vybavení

Vysoká pořizovací cena motorové zkušebny znamená omezený počet zkušeben motorů a z důvodu dlouhotrvajících zkoušek motorů jsou tyto motorové zkušebny časově vytížené a počet iterací při vývoji motoru je tedy omezený. Proto je potřeba, aby i vybavení motorové zkušebny bylo přizpůsobeno rychlejší přípravě měřeného motoru. Cílem je, aby drahé měřicí stroje dlouho nestály, ale stále pracovaly (měřily). Základním vybavením motorové zkušebny je:

- Základová deska se systémem pro uchycení dalšího vybavení (dynamometr, stojan aj.)



- Dynamometr pro měření výkonových parametrů motoru
- Stojany pro uchycení motoru a příslušenství
- Analyzátoři výfukových plynů
- Vzduchotechnika k odvodu spalin a přívodu vzduchu
- Měřicí zařízení pro stanovení spotřeby paliva
- Stanoviště operátora s ovládacími prvky
- Zásobníky a okruhy pro kapaliny (palivo, chladicí kapalina, olej)
- Snímače, převodníky a zesilovače pro měření parametrů motoru



Obr. 2 - Motorová zkušebna VTP Rostoky s aktuálním stojanem

1.2 Stojan pro motor

1.2.1 Popis funkce stojanu pro motor

Stojan motoru nahrazuje konstrukci karoserie auta. Slouží k správnému uložení motoru a souosému propojení výchozí hřídele motoru s hřídelí dynamometru. Při montáži motoru je nutné, aby seřízení bylo přesné. Při nepřesném uložení může dojít k poškození zkoušeného motoru a dynamometru.

1.2.2 Typy stojanů pro motor

Konstrukce stojanů jsou různé. Záleží na četnosti využití zkušebny a typu zkoušených motorů. Typy stojanů jsou i různých velikostí. Podle toho pro jak velké motory jsou



použity. Nejmenší stojany budou pro testování motorů pro motocykly. Ty robustnější stojany budou například pro motory nákladních vozidel.

Cílem je návrh modulárního stojanu pro motory do 200 kW, což odpovídá automobilovým motorům. Proto si blíže popíšeme konstrukce pro tento typ motorů.

1.2.2.1 Jednoúčelový stojan

Konstrukčně nejjednodušší stojan. Využití pro motorové zkušebny, které očekávají dlouhodobé testování jednoho typu motoru, pro nepřiliš kapacitně zatíženou zkušebnu.

Konstrukce: Povětšinou stojany vymezující výšku pro uložení motoru. Nepřiliš velká možnost variability ve všech směrech.

Výhody: Levné, jednoduché použití

Nevýhody: Nelze použít pro více druhů motorů

1.2.2.2 Modulární stojan

Vychází z předchozího typu stojanu. Tento stojan je konstrukčně složitější, protože umožňuje větší variabilitu ve všech směrech. Využití pro motorové zkušebny, které testují více typů motorů rozdílných rozměrů, pro nepřiliš kapacitně vytíženou zkušebnu.

Konstrukce: Povětšinou stojany, které umožňují výškovou variabilitu celého stojanu. Vytvořené drážky v použité konstrukci pro možnost pohybu ve všech směrech. Konstrukce by měla být lehká a tuhá. Lehká z důvodu snazšího využití modularity stojanu. Tuhá, aby po usazení plné hmotnosti motoru nedošlo k deformaci rámu a vyosení hřidelů dynamometru a motoru. Viz obr. 1.

Výhody: Variabilita použití

Nevýhody: Složitější konstrukce, vyšší pořizovací cena.

1.2.2.3 Paletový systém

Paletový systém je určený pro zkušebny s vysokou vytížeností. Principem paletového systému je, že motor bude nastrojený mimo motorovou zkušebnu. Což značně zkrátí čas přípravy motoru k měření na stanovišti a umožní větší časové využití měřících strojů.

Konstrukce: Skládá se ze základního rámu, který má vespod kolečka nebo jiný systém umožňující přepravu nastrojeného motoru. Na rámu jsou umístěny dva příčníky s drážkou pro výškově stavitelné nohy. Rám je vybavený vanou pro případný únik



kapalin. Taková konstrukce umožňuje pohyb ve všech třech osách. Konstrukce je vybavena madlem pro manipulaci s celou konstrukcí. Na základové desce v motorové zkušebně je instalován systém pro vedení a uložení již nastrojené palety. S paletou se většinou najíždí ve směru osy hřídele dynamometru viz obr. 3.

Výhody: Rychlost při výměně měřeného motoru

Nevýhody: Vysoká pořizovací cena, prostor pro manipulaci s paletou



Obr. 3 - Paletový systém [4]

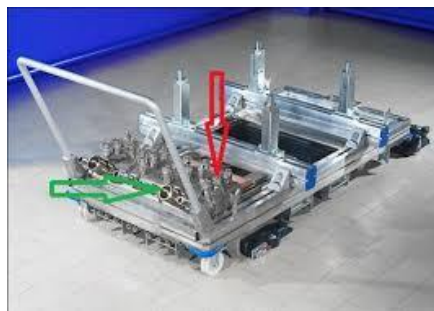
1.2.2.4 Paletový systém s rychlospojkami

Vylepšená konstrukce paletového systému, které umožní ještě rychlejší připojení motoru k dynamometru a dalším zařízením ve zkušebně.

Konstrukce: Stejná jako v předchozím případě. Navíc je modul s rychlospojkami umožňující efektivní připojení měřeného motoru k přístrojům na motorové zkušebně viz obr. 4.

Výhody: Snadná orientace při zapojování zařízení, rychlost výměny měřeného motoru

Nevýhody: Vysoká pořizovací cena, prostor pro manipulaci s paletou



Obr. 4 - Paletový systém s rychlospojkami [5]



2 Konceptční řešení

2.1 Požadavky na konstrukci

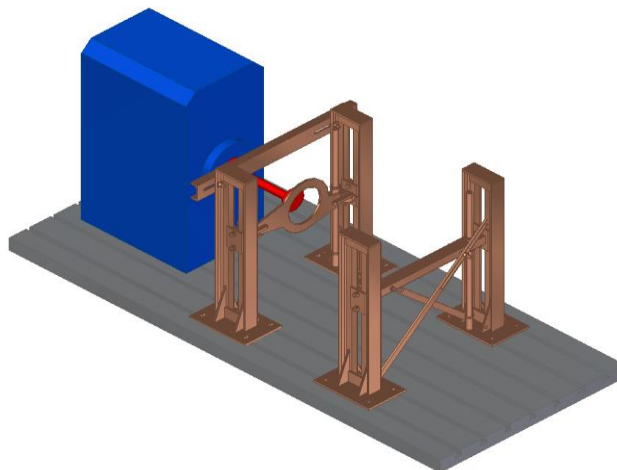
Vytvoření konstrukce modulárního stojanu pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti.

- Uvažovat velikost motorů do cca 200 kW
- Optimalizace stávající konstrukce, lehčí a tužší konstrukce.
- Možnost použití již vyrobených brýlí
- Modularita ve všech třech osách

2.2 Aktuální stojan

Na brzdovém stanovišti je již několik let používán stojan pro zkoušky motorů. Tento stojan má robustní konstrukci, je pevnostně předimenzován, a to se odráží na jeho hmotnosti. Stojan je těžký a zkušební technik musí vynaložit více úsilí při jeho manipulaci. Stojan je modulární v ose kolmé na základovou desku. Možnosti manipulace ve zbylých osách jsou omezené.

K tomu, aby nová konstrukce byla tužší a lehčí jsem dostal 3D model aktuálního stojanu viz obr. 5 pro možnost porovnávání s novou konstrukcí a sledování optimalizovaných parametrů, kterými jsou hmotnost a tuhost konstrukce.



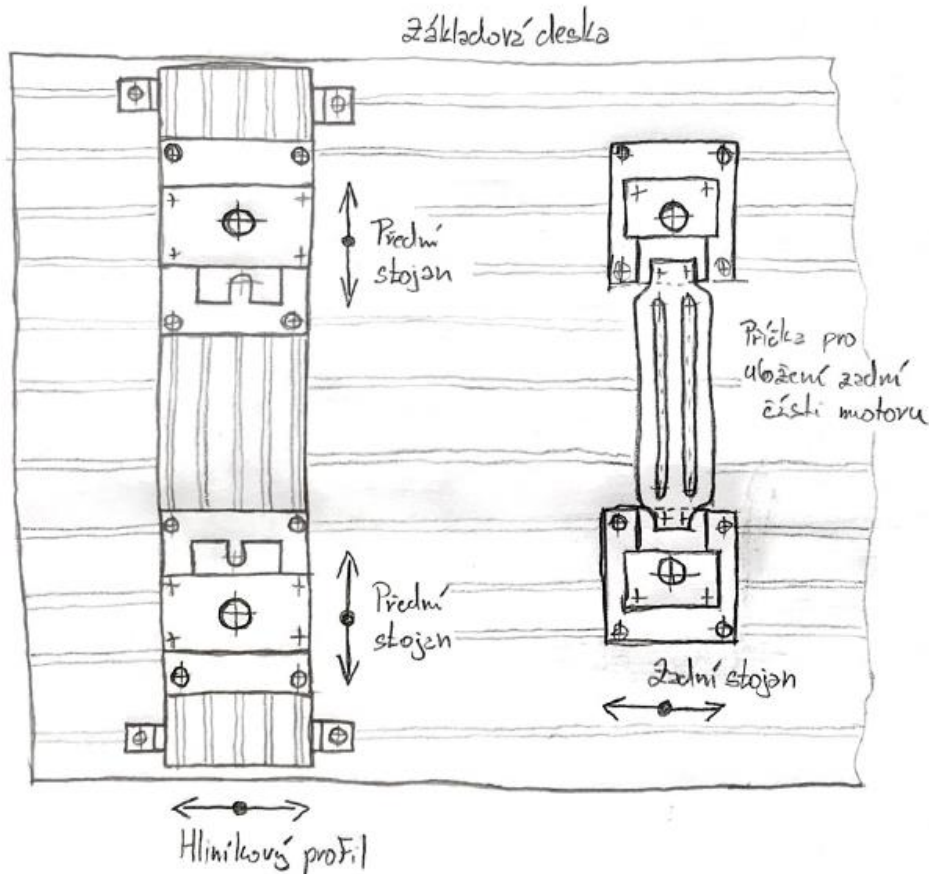
*Obr. 5 - 3D model aktuální konstrukce stojanu v VTP Roztoky
 (Modře dynamometr, šedivě základová deska, bronzově stojan)*

Konstrukce stojanu je vytvořena z plechů o silné tloušťce, kterou bych chtěl redukovat a pevnost stojanu dohnat vhodně umístěnými žebry na konstrukci, který podpoří i tuhost stojanu.



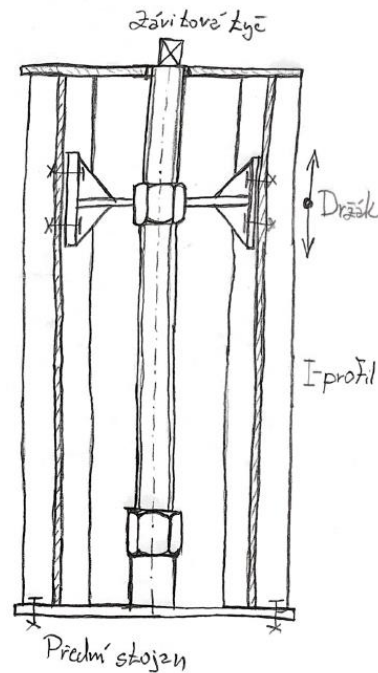
2.3 Koncept 1 – dva stojany vpředu a dva vzadu

Konstrukci stojanu rozdělím na dvě části, a to přední a zadní stojan. Konstrukce stojanu viz obr. 6.



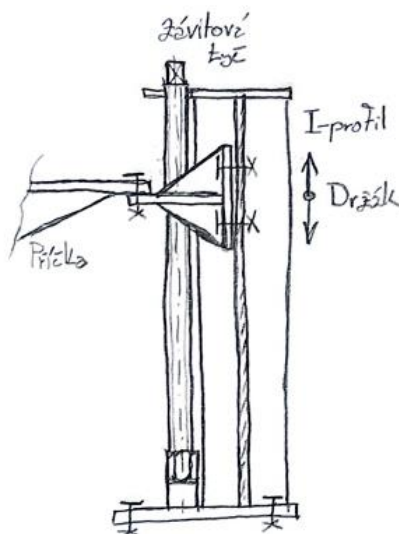
Obr. 6 - Skica konceptu 1, pohled shora

Přední stojan viz obr. 7. Skládá se z I-profilů přivařených na základní desku, která má připravené otvory pro upevnění do základové desky na zkušebně. Má připraveny otvory pro hliníkový profil s jinou roztečí a velikostí. Tento hliníkový profil umožňuje manipulaci kolmo na osu klikového hřídele a vodorovnou se zemí a celý hliníkový profil je možné polohovat ve směru osy klikového hřídele motoru. Hliníkový profil tedy nemusí být použit pro správné plnění funkce stojanu. Držáky předních stojanů se pohybují mezi I-profilů přivařenými k základně. Pohyb držáku v ose kolmé na základovou desku umožňuje závitová tyč. Mezi plochami, které se při manipulaci o sebe třou je plastová deska z materiálu POM. Tento materiál s nízkým součinitelem tření nám pomůže s manipulací stojanu.



Obr. 7 - Skica konceptu 1, pohled zepředu (I-profil y zobrazeny v řezu)

Zadní stojan viz obr. 8. je ze dvou stojanů, které tvoří I-profil přivařen k základně. V základně jsou otvory pro ukotvení stojanu k základové desce. K základně je přivařena vodící trubka s maticí pro závitovou tyč umožňující manipulaci v ose kolmé na základovou desku. Držák se pohybuje po této ose po závitové tyči a možností přišroubování k I-profilu. Mezi těmito zadními stojany je uložena příčka. Na příčce se umístí zadní část motoru. Mezi plochami, které se při manipulaci o sebe třou je plastová deska z materiálu POM.



Obr. 8 - Skica konceptu 1, zadní stojan (polovina stojanu)



2.4 Koncept 2 – Paletový systém

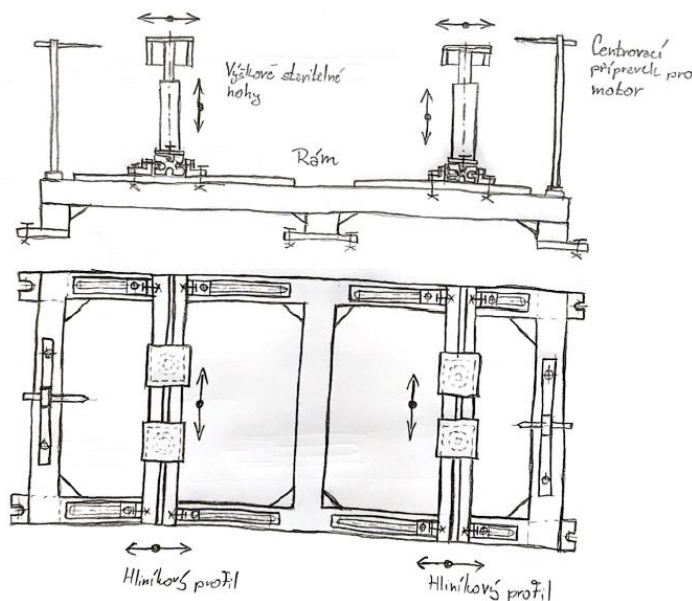
Tento koncept umožní nastavení motoru provést mimo měřící stanoviště. Aby se motory mohly střídat (jeden měřený na zkušebně a druhý se připravoval k měření), tak potřebujeme stojany dva. Základem mobilní palety pro motor je rám, který bude převážen z místa nastavení motoru do měřící místnosti s dynamometrem.

Skica konceptu 2 viz obr. 9. Rám je svařen z obdélníkových profilů tzv. jekly. Příčný profil je umístěn ve středu rámu, kde vyztuží konstrukci. Další vyztužení rámu je uskutečněno trojúhelníkovými výpalky, které jsou přivařeny do rohů rámu. K rámu přivařím nohy, které vyzdvihnou rám do vzduchu a umožní pod rám zajet s paletovým vozíkem. Na rám jsou přivařeny plechové drážky, které umožní pohyb v ose klikového hřídele motoru. Jekly rámu mají pod těmito drážkami také vypálenou drážku stejných rozměrů. Drážky slouží k upevnění držáku po nastavení vhodné pozice v této ose.

Příčky ukotvené v drážkách rámu jsou z hliníkového profilu. Tyto hliníkové profily jsou ukotveny drážky pomocí šroubových spojů. Drážky v hliníkovém profilu umožňují pohyb v ose kolmé na klikovou hřídel a vodorovné s plochou základové desky.

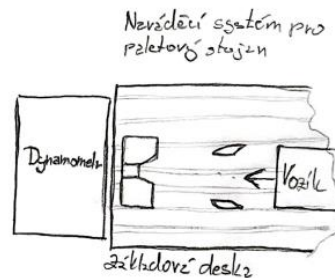
V drážkách hliníkového profilu jsou připevněny výškově stavitelné nohy. Nohy umožňují pohyb v ose kolmé na základovou desku.

Centrovací přípravek pro motor slouží k nastavení správné pozice motoru mimo místnost dynamometru. Centrovací přípravek je umístěn na čele rámu.



Obr. 9 - Skica konceptu 2, paletový systém (pohled shora a z boku)

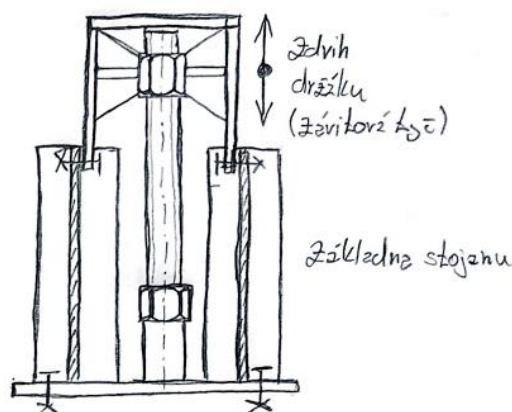
Pro správně fungující paletový systém je potřeba naváděcího systému viz obr. 10. Systém je připevněn k základové desce a není potřeba ho po každém měření měnit, je přizpůsoben pro vytvořené palety a na základové desce je stále. Naváděcí systém zajistí správnou polohu a ukotvení paletového vozíku k základové desce.



Obr. 10 - Skica konceptu 2, naváděcí systém, pohled shora

2.5 Koncept 3 – dva přední stojany a jeden zadní

Podobné řešení jako koncept 1. Liší se pouze konstrukcí zadního stojanu viz obr. 11. Kde místo dvou stojanů je pouze jeden. Stojan se skládá z I-profilů, které jsou přivařeny na základnu z vypáleného plechu. Na základnu je přivařena trubka, na které je přivařena matice se závitem. Závíťová tyč v této matici zvedá držák. Tím manipulují se stojanem v ose kolmé na základovou desku. Držák je svařen z plechů a matice pro vedení závíťové tyče. Pro zajištění manipulace v dostatečném rozpětí v ose kolmé na základovou desku je zapotřebí více konstrukcí spodní části stojanu. To je základna + I-profily a závíťové tyče.



Obr. 11 - Skica konceptu 3, zadní stojan, pohled zepředu (I-profily v řezu)



2.6 Výběr koncepčního návrhu pro detailní zpracování

Při zohlednění kladů a záporů jednotlivých konstrukcí, které jsou rozepsány v následujících podkapitolách. Jsem se rozhodl zvolit koncept číslo 1.

2.6.1 Koncept 1 – dva stojany vepředu a dva vzadu

Výhody

- Jedna konstrukce
- Lehká manipulace se stojanem (POM desky)
- Velká variabilita pro zástavbu motoru

Nevýhody

- Zadní stojan se jeví jako málo tuhý

Závěr: Pro rozpracování volím tento koncept. Cílem bude vyztužit zadní stojan tak, aby byl tužší než aktuální stojan.

2.6.2 Koncept 2 - Paletový systém

Výhody

- Konstrukce vhodná pro velké objemy testovaných motorů
- Rychlost při výměně motoru na zkušebně
- Manipulace s motorem
- Modulární ve všech třech osách

Nevýhody

- Pro plné využití potenciálu paletového systému nutné dvě konstrukce
- Konstrukčně složitější řešení
- Nutné místo pro manipulaci s paletovým vozíkem na zkušebně
- Pořizovací cena

Závěr: S ohledem na běžný provoz zkušebny CVUM a s tím související četností výměny motorů na brzdových stanovištích se nevyplatí investovat do dvou palet. Ani



prostory a rozvržení prostor zkušebny nejsou přívětivé pro manipulaci s nastrojenou paletou.

2.6.3 Koncept 3

Výhody

- Předpoklad tužší konstrukce zadního stojanu.

Nevýhody

- Více dílů konstrukce. Každá pro nějaké výškové rozpětí.
- Menší plocha na zadním stojanu pro upevnění silentbloku

Závěr: Z důvodu univerzálnějšího použití a jedné konstrukce se přikláním k variantě 1.

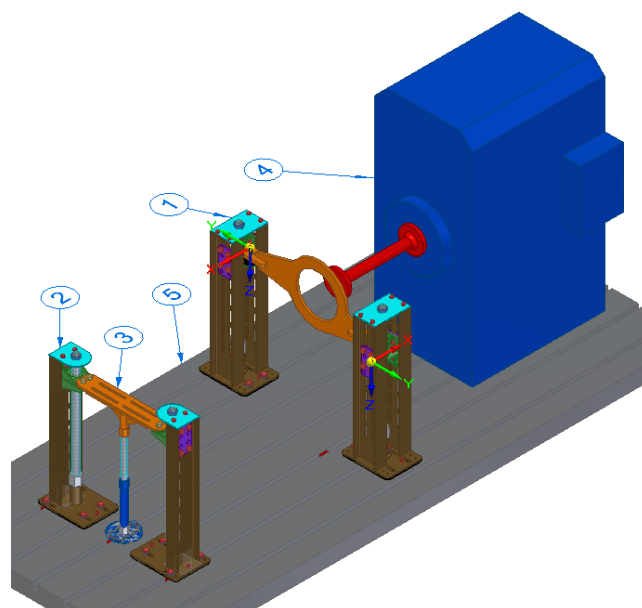


3 Popis navrženého stojanu

Pojmenování a seznámení s konstrukcí stojanu, kterou budu následně pevnostně dimenzovat. Konstrukční návrh stojanu má dvě možné varianty. S vodorovnou regulací a bez. Kde varianta s vodorovnou regulací je dražší, ale komfortnější variantou pro obsluhu. Konstrukce stojanu je připravena tak, že vodorovné regulace může a nemusí být využito. Na výkresu MON-0001-01, který je vrcholovým výkresem, tak jsou obě varianty zaznamenány.

3.1 Varianta bez vodorovné regulace

Na obrázku, viz obr. 12, je 3D model modulárního stojanu. Přední stojan označený číslem jedna, je tvořený svařencem s dvěma I-profilů, mezi kterými vodí závitová tyč držák a umožňuje nastavení výšky v ose kolmé na základní desku. Posun je také umožněn po ploše základní desky, a to pomocí drážek v základně stojanu. U těchto ploch, které po sobě konají pohyb je umístěna deska z POM materiálu, která snižuje součinitel tření a polohování stojanu do správné pozice je pak snadnější. Zadní stojan označený číslem dvě je spojen podélníkem, který je označen číslem 3. Podélník je vyztužen vzpěrou, aby nedocházelo k velkému průhybu velkou hmotností motoru. Motor umístěný na stojanu je připojen k dynamometru označeným číslem 4. A vše je přimontované k základové desce, která má číslo 5.

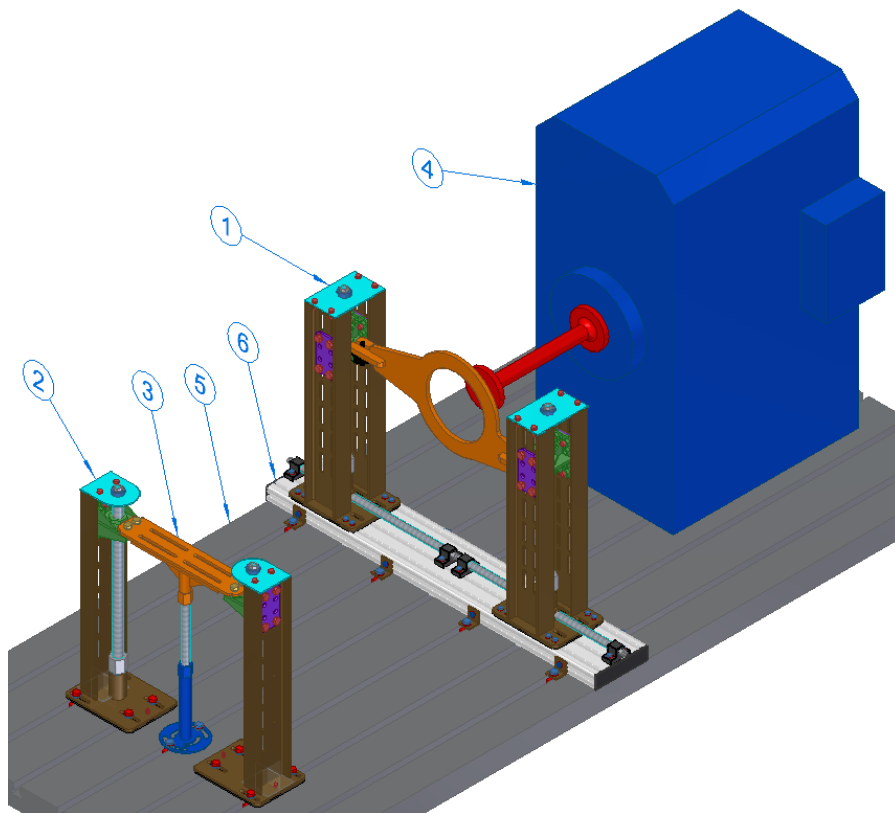


Obr. 12 - 3D model modulárního stojanu bez vodorovné regulace. 1 - přední stojan; 2 - zadní stojan; 3 - podélník a vzpěra; 4 - dynamometr; 5 - základová deska



3.2 Varianta s vodorovnou regulací

Na obrázku, viz obr. 13, je 3D model modulárního stojanu s vodorovnou regulací. Tato varianta má jediný rozdíl, a to v přidání mechanismu pro polohování předního stojanu ve vodorovné ose. Konstrukce se skládá z Al profilu a závitových tyčí. Al-profil má v sobě drážky, které vedou konstrukci předního stojanu. Tento mechanismus k plnění funkce stojanu nemusí být použit. Když ho nepoužiji, tak mám předchozí variantu. Mechanismus navýší značně cenu stojanu, ale přinese komfort zkušebnímu technikovi při přípravě pro měření motoru.



Obr. 13 - 3D model modulárního stojanu s vodorovnou regulací. 1 - přední stojan; 2 - zadní stojan; 3 - podélník a vzpěra; 4 - dynamometr; 5 - základová deska; 6 - Sestava s Al profilem umožňující pohyb ve vodorovné ose



4 Předpokládaný zátěžný stav pro stojan

Navrhovaný modulární stojan budu dimenzovat ze dvou úhlů pohledu. Prvním pohledem je předpokládaný zátěžný stav pro modulární stojan a druhým pohledem je aktuální konstrukce. Navrhnout tak, aby pevnost odpovídala aktuálnímu stojanu, který má ověřenou konstrukci už tisíci provozních hodin.

4.1 Parametry testovaného motoru

Dle zadání má modulární stojan zvládnout testovat motory do 200 kW. Po průzkumu používaných spalovacích motorů pro osobní automobily na trhu mi pomohly stránky mladoboleslavské automobilky ŠKODA auto [9]. Na jejich internetové stránce jsem udělal průzkum nabízených motorů a sledoval největší možný točivý moment.

Maximální točivý moment jsem našel u motoru 2,0 Bi-TDI 176 kW a to 500 Nm.

Pro možnost testování motorů s ještě větším točivým momentem jsem navýšil tento parametr pro dimenzování stojanu na 700 Nm. Spolu s maximální hmotností pro motor odhadnutý na 400 kg. Tato hmotnost je daleko vyšší než u standardních motorů.

Motor s 400 kg a 700 Nm je vstupem pro pevnostní výpočty. Tyto parametry budou uvedené i na výkresové dokumentaci stojanu.

Protože není určený přesný typ zkoušeného motoru. A motory zkoušené na tomto stanovišti budou různé, tak nemám možnost zjistit hmotnosti a parametry těchto motorů pro přesné spočítání sil vznikající případnou nevyvážeností mechanismu. Tento děj nemohu zanedbat, tak uvažuji sílu $\pm 6\ 000\ \text{N}$, která má střídavou orientaci a způsobuje vibrace motoru.

Prováděné výpočty jsou statické a nezahrnují dynamické namáhání. Například rozběhové momenty a silové špičky jsou zpravidla několikanásobně vyšší než obvyklé hodnoty. Proto vstupy pro statické výpočty takto navyšuji.



4.2 Reakce způsobené točivým momentem a hmotností motoru

Vypsané parametry z předchozí kapitoly, potřebné pro vypočítání reakcí.

$M_z = 700 \text{ Nm}$... Maximální točivý moment

$m_z = 400 \text{ kg}$... Maximální hmotnost motoru

$F_z = \pm 6\,000 \text{ N}$... Maximální síly vzniklé nevyvážením motoru

Uvažuji rovnoměrné rozložení zatížení pro zadní část stojanu a přední část stojanu.

Proto:

$$M = \frac{M_z}{2} = \frac{700}{2} = 350 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$G = g \frac{m_z}{2} = 10 \frac{400}{2} = 2\,000 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_{nev} = \frac{F_z}{2} = \frac{\pm 7\,000}{2} = \pm 3\,500 \text{ N} \quad (3)$$

Kde:

M ... Točivý moment uvažovaný pro část stojanu [Nm]

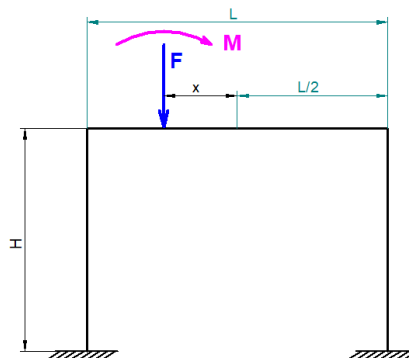
G ... Tíhové zatížení od hmotnosti motoru uvažované pro část stojanu [N]

F_{nev} ... Zatížení od nevyvážení motoru [N]

g ... Gravitační zrychlení (zaokrouhлено na $10 \text{ m}^* \text{ s}^{-2}$) [$\text{m}^* \text{ s}^{-2}$]

4.2.1 Odvození pro výpočet vnitřních účinků stojanu

Stojan je tvořen dvěma sloupy, které jsou spojené podélníkem (brýlemi). Schéma stojanu pro výpočet vnitřních účinků viz obr. 14.

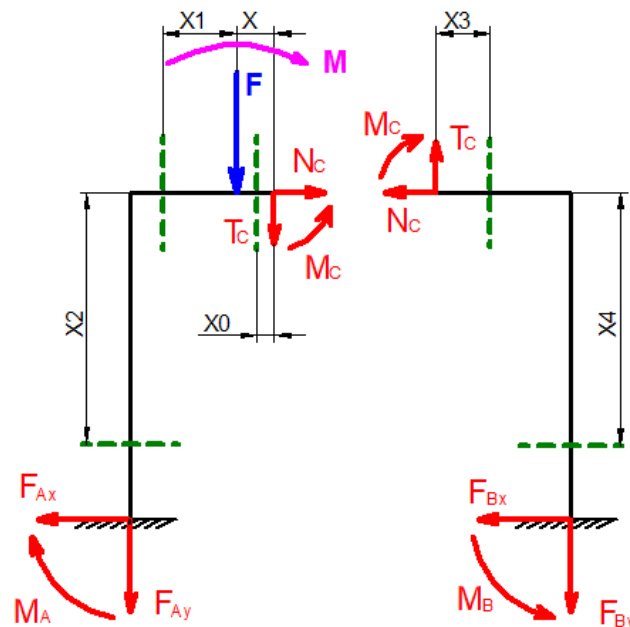


Obr. 14 - Schéma stojanu pro odvození vnitřních účinků

Rozměry jsou zakótovány obecnou souřadnicí z důvodů možného polohování stojanu. Stejně tak zatížení nemusí být vždy umístěno na středu, proto je zakótováno souřadnicí x . Při změně polohy zatížení dojdeme k odlišným výsledkům v napjatosti a deformaci stojanu.

4.2.2 Uvolnění stojanu a jeho statická určitost

Stojan je po geometrické stránce symetrický, ale zatížení na něm se mění. To z toho dělá nesymetrickou úlohu, kterou budu řešit na dvě části, které vhodnými řezy rozdělím a určím vnitřní účinky v těchto řezech. Na obr. 15 jde vidět působíště zatížení, označeny a zakótovány místa řezů (X_0 až X_4). Dále je na obrázku uvolnění stojanu.



Obr. 15 - Schéma uvolnění stojanu, rozdělení na levou a pravou stranu

Levá strana stojanu má 6 neznámých parametrů a to:

F_{Ax} , F_{Ay} , M_A , N_c , T_c , M_c

Počet použitelných podmínek statické rovnováhy se rovná 3

⇒ Levá strana je tedy 3x staticky neurčitá

Pravá strana stojanu má také 6 neznámých parametrů a to:

F_{Bx} , F_{By} , M_B , N_c , T_c , M_c

Počet použitelných podmínek statické rovnováhy se rovná 3

⇒ Levá strana je tedy 3x staticky neurčitá



Rovnice statické rovnováhy:

Levá část:

$$\sum F_x: -F_{Ax} + N_C = 0 \quad (4)$$

$$\sum F_y: -F_{Ay} - T_C = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_{RA}: -M_A + M_C - T_C \cdot \left(\frac{L}{2} + x\right) - N_C \cdot H - F \frac{L}{2} - M = 0 \quad (6)$$

Pravá část:

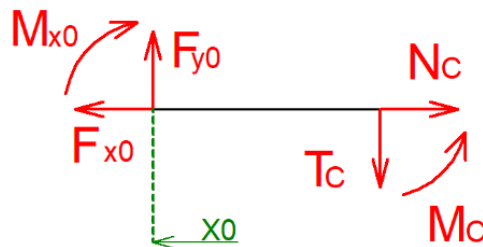
$$\sum F_x: -F_{Bx} - N_B = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y: F_{By} - T_B = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_{RB}: M_B - M_C + N_C \cdot H - T_C \left(\frac{L}{2} - x\right) = 0 \quad (9)$$

4.2.3 Výpočet vnitřních účinků v řezech levé strany

4.2.3.1 Řez x_0



Obr. 16 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_0

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x: -F_{x0} + N_C = 0 \quad (10)$$

$$\sum F_y: F_{y0} - T_C = 0 \quad (11)$$

$$\sum M_R: M_C - M_{x0} - T_C \cdot x_0 = 0 \quad (12)$$

Vyjádření reakcí řezu x_0 :

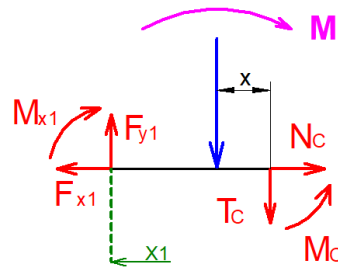
$$F_{x0} = N_C \quad (13)$$

$$F_{y0} = T_C \quad (14)$$

$$M_{x0} = M_C - T_C \cdot x_0 \quad (15)$$



4.2.3.2 Řez x_1



Obr. 17 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_1

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x: -F_{x1} + N_C = 0 \quad (16)$$

$$\sum F_y: F_{y1} - F - T_C = 0 \quad (17)$$

$$\sum M_R: +M_C - M_{x1} - F \cdot x_1 - T_C(x_1 + x) - M = 0 \quad (18)$$

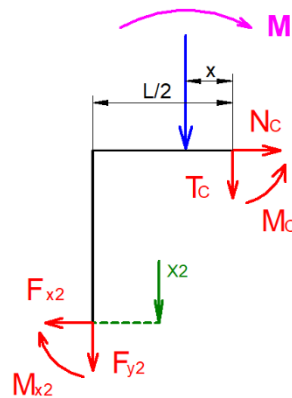
Vyjádření reakcí řezu x_1 :

$$F_{x1} = N_C \quad (19)$$

$$F_{y1} = T_C + F \quad (20)$$

$$M_{x1} = M_C - F \cdot x_1 - T_C(x_1 + x) - M \quad (21)$$

4.2.3.3 Řez x_2



Obr. 18 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_2

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x: -F_{x2} + N_C = 0 \quad (22)$$

$$\sum F_y: -F_{y2} - F - T_C = 0 \quad (23)$$

$$\sum M_R: M_C - M_{x2} - F \cdot \left(\frac{L}{2} - x\right) - T_C \frac{L}{2} - N_C \cdot x_2 - M = 0 \quad (24)$$

Vyjádření reakcí řezu x_2 :

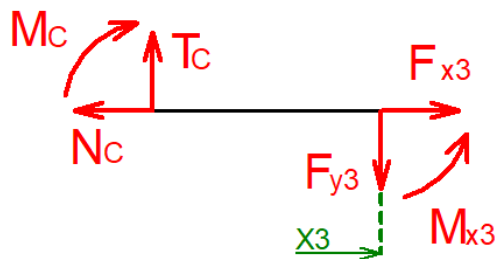
$$F_{x2} = N_C \quad (25)$$

$$F_{y2} = -T_C - F \quad (26)$$

$$M_{x2} = M_C - F \cdot \left(\frac{L}{2} - x\right) - T_C \frac{L}{2} - N_C \cdot x_2 - M \quad (27)$$

4.2.4 Výpočet vnitřních účinků v řezech pravé strany

4.2.4.1 Řez x_3



Obr. 19 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_3

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x: -N_C + F_{x3} = 0 \quad (28)$$

$$\sum F_y: T_C - F_{y3} = 0 \quad (29)$$

$$\sum M_R: -M_C + M_{x3} - T_C \cdot x_3 = 0 \quad (30)$$

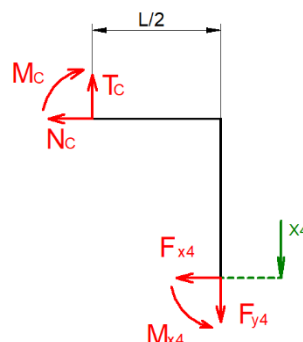
Vyjádření reakcí řezu x_3 :

$$F_{x3} = N_C \quad (31)$$

$$F_{y3} = T_C \quad (32)$$

$$M_{x3} = M_C + T_C \cdot x_3 \quad (33)$$

4.2.4.2 Řez x_4



Obr. 20 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_4



Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x: -N_C + F_{x4} = 0 \quad (34)$$

$$\sum F_y: T_C - F_{y4} = 0 \quad (35)$$

$$\sum M_R: -M_C + M_{x4} - N_C \cdot x_4 - T_C \frac{L}{2} = 0 \quad (36)$$

Vyjádření reakcí řezu x_4 :

$$F_{x4} = -N_C \quad (37)$$

$$F_{y4} = T_C \quad (38)$$

$$M_{x4} = M_C - N_C \cdot x_4 + T_C \frac{L}{2} \quad (39)$$

4.2.5 Deformační podmínky pro výpočtový model stojanu

Deformační podmínky definují spojitost deformace. Na levé části je ohybová energie napjatosti W_1 a pravá strana má ohybovou energii napjatosti W_2 . Posuvy a natočení budou mít stejnou hodnotu, ale opačnou orientaci (znaménko).

$$\frac{\partial W_{1,2}}{\partial N_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial N_C} dx \quad (40)$$

$$\frac{\partial W_{1,2}}{\partial T_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial T_C} dx \quad (41)$$

$$\frac{\partial W_{1,2}}{\partial M_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_C} dx \quad (42)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial N_C} = -\frac{\partial W_2}{\partial N_C} \quad (43)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial T_C} = -\frac{\partial W_2}{\partial T_C} \quad (44)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial M_C} = -\frac{\partial W_2}{\partial M_C} \quad (45)$$

4.2.6 Výpočet s uvažováním ohybové energie napjatosti

4.2.6.1 Vodorovné posunutí v místě působení síly N_C

$$\frac{\partial W_1}{\partial N_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial N_C} dx \quad (46)$$



$$\frac{\partial W_1}{\partial N_C} = \frac{1}{EJ} \left\{ \int_0^x [(M_C - T_C \cdot x_0) \cdot 0] dx_0 + \int_0^{\frac{L}{2}-x} [(M_C - F \cdot x_1 - T_C(x_1 + x) - M) \cdot 0] dx_1 \right. \\ \left. + \int_0^H \left[\left(M_C - T_C \frac{L}{2} - N_C \cdot x_2 - F \left(\frac{L}{2} - x \right) - M \right) \cdot (-x_2) \right] dx_2 \right\} \quad (47)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial N_C} = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^H \left[-M_C \cdot x_2 + T_C \frac{L}{2} x_2 + N_C x_2^2 + F \cdot x_2 \left(\frac{L}{2} - x \right) + M x_2 \right] dx_2 \right] \quad (48)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial N_C} = \frac{1}{EJ} \left[-\frac{1}{2} M_C \cdot H^2 + \frac{1}{4} T_C \cdot L \cdot H^2 + \frac{1}{3} N_C \cdot H^3 + \frac{1}{2} F \cdot H^2 \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{2} M \cdot H^2 \right] \quad (49)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial N_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial N_C} dx \quad (50)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial N_C} = \frac{1}{EJ} \left\{ \int_0^{\frac{L}{2}} [(M_C + T_C \cdot x_3) \cdot 0] dx_3 + \int_0^H \left[\left(M_C + T_C \frac{L}{2} - N_C \cdot x_4 \right) \cdot (-x_4) \right] dx_4 \right\} \quad (51)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial N_C} = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^H \left(-M_C \cdot x_4 - \frac{1}{2} T_C \cdot L \cdot x_4 + N_C \cdot x_4^2 \right) dx_4 \right] \quad (52)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial N_C} = \frac{1}{EJ} \left(-\frac{1}{2} M_C \cdot H^2 - \frac{1}{4} T_C \cdot L \cdot H^2 + \frac{1}{3} N_C \cdot H^3 \right) \quad (53)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial N_C} = -\frac{\partial W_2}{\partial N_C} \quad (54)$$

$$-\frac{1}{2} M_C \cdot H^2 + \frac{1}{4} T_C \cdot L \cdot H^2 + \frac{1}{3} N_C \cdot H^3 + \frac{1}{2} F \cdot H^2 \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{2} M \cdot H^2 \\ = \frac{1}{2} M_C \cdot H^2 + \frac{1}{4} T_C \cdot L \cdot H^2 - \frac{1}{3} N_C \cdot H^3 \quad (55)$$

$$-M_C \cdot H^2 + N_C \frac{2}{3} \cdot H^3 = -F \frac{1}{2} \cdot H^2 \left(\frac{L}{2} - x \right) - \frac{1}{2} M \cdot H^2 \quad (56)$$

4.2.6.2 Svislé posunutí v místě působení síly T_C

$$\frac{\partial W_1}{\partial T_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial T_C} dx \quad (57)$$



$$\begin{aligned} \frac{\partial W_1}{\partial T_C} &= \frac{1}{EJ} \left\{ \int_0^x [(M_C - T_C \cdot x_0) \cdot (-x_0)] dx_0 \right. \\ &+ \int_0^{\frac{L}{2}-x} [(M_C - F \cdot x_1 - T_C(x_1 + x) - M) \cdot (-x_1 - x)] dx_1 \\ &\left. + \int_0^H \left[\left(M_C - T_C \frac{L}{2} - N_C \cdot x_2 - F \left(\frac{L}{2} - x \right) - M \right) \cdot \left(-\frac{L}{2} \right) \right] dx_2 \right\} \end{aligned} \quad (58)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial W_1}{\partial T_C} &= \frac{1}{EJ} \left[-\frac{1}{2} M_C \cdot x^2 + \frac{1}{3} T_C x^3 - \frac{1}{2} M_C \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - M_C \cdot x \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{3} F \left(\frac{L}{2} - x \right)^3 \right. \\ &+ \frac{1}{2} F \cdot x \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + \frac{1}{3} T_C \left(\frac{L}{2} - x \right)^3 + T_C \cdot x \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + T_C \cdot x^2 \left(\frac{L}{2} - x \right) \\ &+ M \cdot x \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{2} M \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - \frac{1}{2} M_C \cdot L \cdot H + \frac{1}{4} T_C \cdot L^2 \cdot H + \frac{1}{4} N_C \cdot L \cdot H^2 \\ &\left. + \frac{1}{4} F \cdot L \cdot H^2 - \frac{1}{2} F \cdot L \cdot x \cdot H + \frac{1}{2} M \cdot L \cdot H \right] \end{aligned} \quad (59)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial T_C} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial T_C} dx \quad (60)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial T_C} = \frac{1}{EJ} \left\{ \int_0^{\frac{L}{2}} [(M_C + T_C \cdot x_3) \cdot x_3] dx_3 + \int_0^H \left[\left(M_C + T_C \frac{L}{2} - N_C \cdot x_4 \right) \cdot \left(\frac{L}{2} \right) \right] dx_4 \right\} \quad (61)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial T_C} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{8} M_C \cdot L^2 + \frac{1}{24} T_C \cdot L^3 + \frac{1}{2} M_C \cdot L \cdot H + \frac{1}{4} T_C \cdot L^2 \cdot H - \frac{1}{4} N_C \cdot L \cdot H^2 \right) \quad (62)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial T_C} = -\frac{\partial W_2}{\partial T_C} \quad (63)$$

$$\begin{aligned} &N_C \left[\frac{1}{4} N_C \cdot L \cdot H^2 - \frac{1}{4} N_C \cdot L \cdot H^2 \right] \\ &+ T_C \left[\frac{1}{3} x^3 + \frac{1}{3} \left(\frac{L}{2} - x \right)^3 + x \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + x^2 \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{2} H \cdot L^2 + \frac{1}{24} L^3 \right] \\ &+ M_C \left[-\frac{1}{2} x^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - x \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{8} L^2 \right] \\ &= F \left[-\frac{1}{3} \left(\frac{L}{2} - x \right)^3 - \frac{1}{2} x \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - \frac{1}{4} H \cdot L^2 + \frac{1}{2} L \cdot H \cdot x \right] \\ &+ M \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - x \left(\frac{L}{2} - x \right) - \frac{1}{2} L \cdot H \right] \end{aligned} \quad (64)$$



4.2.6.3 Úhel natočení v místě působení momentu M_c

$$\frac{\partial W_1}{\partial M_c} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_c} dx \quad (65)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial M_c} = \frac{1}{EJ} \left\{ \int_0^x [(M_c - T_c \cdot x_0) \cdot 1] dx_0 + \int_0^{\frac{L}{2}-x} [(M_c - F \cdot x_1 - T_c(x_1 + x) - M) \cdot 1] dx_1 \right. \\ \left. + \int_0^H \left[\left(M_c - T_c \frac{L}{2} - N_c \cdot x_2 - F \left(\frac{L}{2} - x \right) - M \right) \cdot 1 \right] dx_2 \right\} \quad (66)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial M_c} = \frac{1}{EJ} \left[M_c \cdot x - \frac{1}{2} T_c \cdot x^2 + M_c \left(\frac{L}{2} - x \right) - \frac{1}{2} F \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - T_c \cdot x \left(\frac{L}{2} - x \right) \right. \\ \left. - \frac{1}{2} T_c \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - M \left(\frac{1}{2} - x \right) + M_c \cdot H - T_c \frac{L}{2} H - \frac{1}{2} N_c \cdot H^2 - \frac{1}{2} F \cdot H \cdot L \right. \\ \left. + F \cdot H \cdot x - M \cdot H \right] \quad (67)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial M_c} = \sum \int \frac{M(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_c} dx \quad (68)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial M_c} = \frac{1}{EJ} \left\{ \int_0^{\frac{L}{2}} [(M_c + T_c \cdot x_3) \cdot 1] dx_3 + \int_0^H \left[\left(M_c + T_c \frac{L}{2} - N_c \cdot x_4 \right) \cdot 1 \right] dx_4 \right\} \quad (69)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial M_c} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} M_c \cdot L + \frac{1}{8} T_c \cdot L^2 + M_c \cdot H + \frac{1}{2} T_c \cdot L \cdot H - \frac{1}{2} N_c \cdot H^2 \right) \quad (70)$$

$$\frac{\partial W_1}{\partial M_c} = - \frac{\partial W_2}{\partial M_c} \quad (71)$$

$$N_c [-H^2] + T_c \left[-\frac{1}{2} x^2 - x \left(\frac{L}{2} - x \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + \frac{1}{8} L^2 \right] + M_c \left[x + \left(\frac{L}{2} - x \right) + 2H + \frac{1}{2} L \right] \\ = F \left[\frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + \frac{1}{2} H \cdot L + H \cdot x \right] + M \left[\frac{L}{2} - x + H \right] \quad (72)$$

4.2.7 Sestavení matic pro získání neznámých parametrů N_c , T_c , M_c

$$A \quad (73)$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{2}{3} H^3 & 0 & -H^2 \\ 0 & \frac{1}{3} x^3 + \frac{1}{3} \left(\frac{L}{2} - x \right)^3 + x \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + x^2 \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{2} L^2 \cdot H + \frac{1}{24} L^3 & -\frac{1}{2} x^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 - x \left(\frac{L}{2} - x \right) + \frac{1}{8} L^2 \\ -H^2 & -\frac{1}{2} x^2 - x \left(\frac{L}{2} - x \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 + \frac{1}{8} L^2 & x + \left(\frac{L}{2} - x \right) + 2H + \frac{1}{2} L \end{bmatrix}$$



$$x = \begin{bmatrix} N_C \\ T_C \\ M_C \end{bmatrix} \quad (74)$$

$$b = \begin{bmatrix} -\frac{1}{2}F \cdot H^2 \left(\frac{L}{2} - x\right) - \frac{1}{2}M \cdot H^2 \\ F \left[-\frac{1}{3} \left(\frac{L}{2} - x\right)^3 - \frac{1}{2}x \left(\frac{L}{2} - x\right)^2 - \frac{1}{4}L^2 \cdot H + \frac{1}{2}L \cdot H \cdot x \right] + M \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x\right)^2 - x \left(\frac{L}{2} - x\right) - \frac{1}{2}L \cdot H \right] \\ F \left[\frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - x\right)^2 + \frac{1}{2}H \cdot L + H \cdot x \right] + M \left[\frac{L}{2} - x + H \right] \end{bmatrix} \quad (75)$$

$$A \cdot x = b \quad (76)$$

Pomocí skriptu v MATLABU (výpočetní SW) jsem vypočítal neznámé parametry z těchto matic. Skript pro MATLAB je přiložen v příloze. Změnami vstupních parametrů volím zátěžný stav pro dimenzování stojanu.

4.3 Zatížení pro přední část stojanu

4.3.1 Zatížení pouze vlastní tíhou motoru

V MATLABU jako vstupní parametry nastavím pouze tíhu motoru m a točivý moment s nevyvážeností motoru se rovná 0. Zjištěný ohybový moment bude použitý pro dimenzování závitových tyčí. Zatížení simuluje montáž motoru na stojan. Na Obr. 21 můžeme sledovat průběh ohybového momentu na stojanu.

Proměnné pro MATLAB:

$$m = 200 \text{ kg}$$

$$M = 0 \text{ Nm}$$

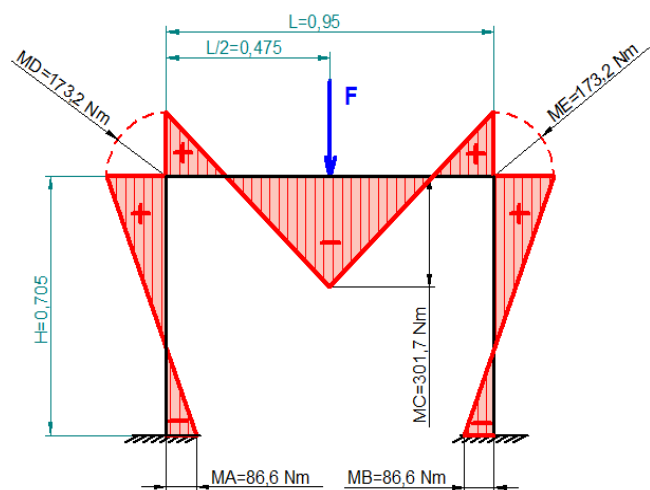
$$F_{nev} = 0 \text{ N}$$

$$F = m \cdot g + F_{nev} = 2\,000 \text{ N}$$

$$L = 0,95 \text{ m}$$

$$H = 0,705 \text{ m}$$

$$x = 0 \text{ m}$$



Obr. 21 - Průběh ohybového momentu na stojanu při zatížení pouze vlastní tíhou motoru

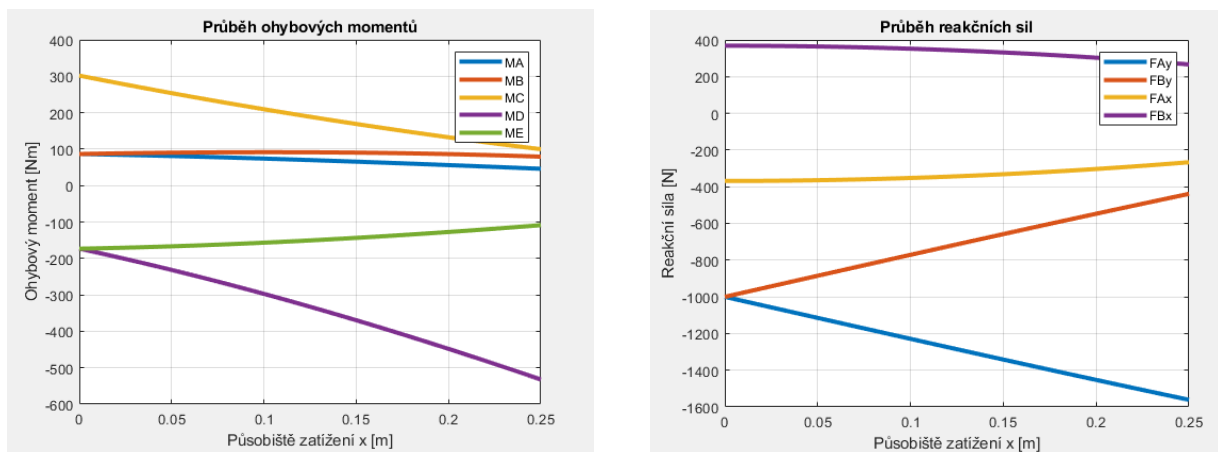
Kde:

m ... hmotnost motoru, kterou nese přední stojan [kg]



- M... točivý moment motoru [Nm]
- F_{nev} ... nevyvážené síly motoru [N]
- L... vzdálenost mezi stojany [m]
- H... výška stojanu [m]
- x... vzdálenost působíště od středu stojanu [m]

Pokud měním místo působení parametrem x, pak sleduji rozsah 0 až $((L/2)-0,225)$. Tento rozsah určuje možnost uložení silentbloku. Sleduji průběhy jen na polovině stojanu, protože druhá polovina by se chovala symetricky. Pro dimenzování vybírám z největší možné hodnoty. Viz obr. 22, tab. 1 a 2



Obr. 22 - Průběh ohybových momentů (vlevo) a reakčních sil (vpravo) s měnícím se působíštěm zatížení (souř. x)

Tabulka 1 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty reakčních sil ve vetknutí (zatížení pouze tíhou motoru)

	F_{Ax} [N]	F_{Ay} [N]	F_{Bx} [N]	F_{By} [N]
max	-266,5	-1 000,0	368,6	-438,8
min	-368,6	-1 561,0	266,5	-1 000,0

Tabulka 2 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty ohybových momentů (zatížení pouze tíhou motoru)

	M_A [Nm]	M_B [Nm]	M_C [Nm]	M_D [Nm]	M_E [Nm]
max	86,6	91,5	301,8	-173,2	-108,7
min	46,0	79,2	99,8	-532,1	-173,2

4.3.2 Zatížení s tíhou motoru, točivým momentem a nevyvážeností

V MATLABU jako vstupní parametry volím tíhu motoru m, točivý moment motoru M a nevyváženost F, kterou jednou uvažuji kladně a podruhé záporně. Význam

proměnných viz 4.3.1. Takto stanovené parametry simulují motor za chodu, který je upnutý na stojan. Na Obr. 23 a 24 můžeme sledovat průběhy ohybového momentu na stojanu.

Proměnné pro výpočet:

$$m = 200 \text{ kg}$$

$$M = 350 \text{ Nm}$$

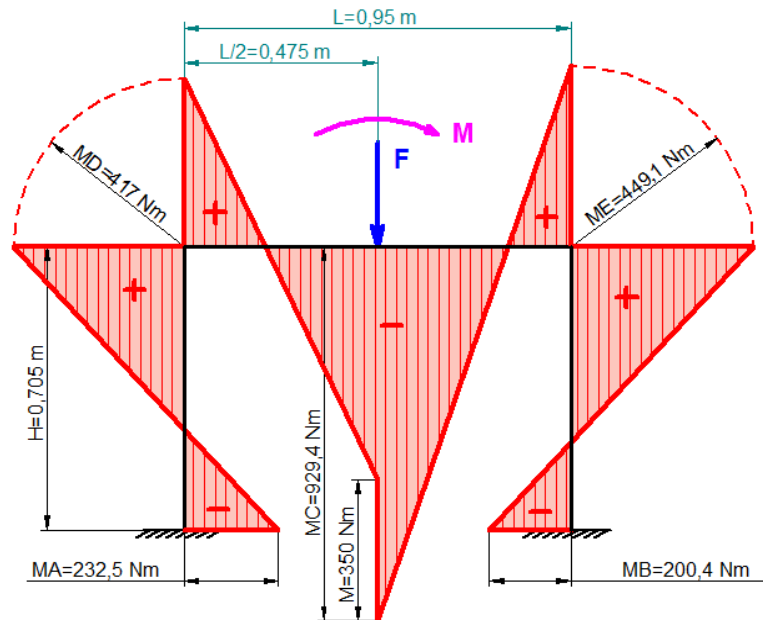
$$F_{nev} = 3\,000 \text{ N}$$

$$F = m \cdot g + F_{nev} = 5\,000 \text{ N}$$

$$L = 0,95 \text{ m}$$

$$H = 0,705 \text{ m}$$

$$x = 0 \text{ m}$$



Obr. 23 - Průběh ohybového momentu s uvažováním kladné síly od nevyvážení

$$m = 200 \text{ kg}$$

$$M = 350 \text{ Nm}$$

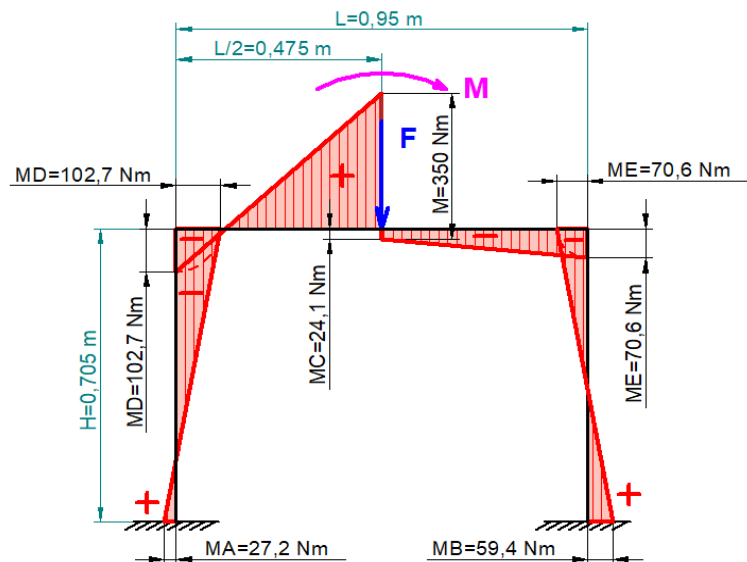
$$F_{nev} = -3\,000 \text{ N}$$

$$F = m \cdot g + F_{nev} = -1\,000 \text{ N}$$

$$L = 0,95 \text{ m}$$

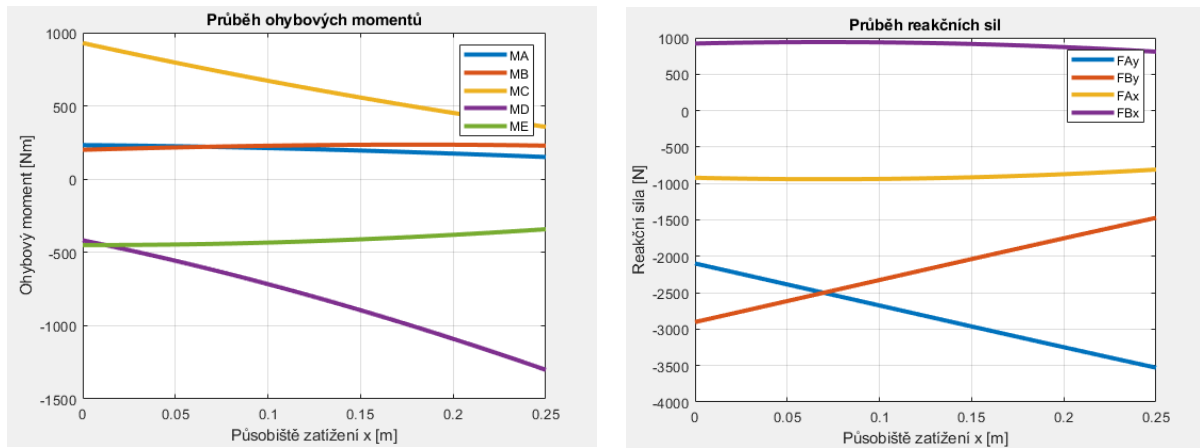
$$H = 0,705 \text{ m}$$

$$x = 0 \text{ m}$$



Obr. 24 - Průběh ohybového momentu s uvažováním záporné síly od nevyvážení

Pokud měním místo působení parametrem x , pak sleduji rozsah 0 až $((L/2)-0,225)$. Tento rozsah určuje možnost uložení silentbloku. Pro dimenzování vybírám z největší možné hodnoty. Zobrazuji pouze pro případ, kdy F_{nev} je kladná viz obr. 25, tab. 3 a 4



Obr. 25 - Průběh ohybových momentů (vlevo) a reakčních sil (vpravo) s měnícím se působišťem zatížení (souř. x)

Tabulka 3 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty reakčních sil ve vetknutí (zatížení včetně nevyváženosti motoru)

	F_{Ax} [N]	F_{Ay} [N]	F_{Bx} [N]	F_{By} [N]
max	-809,1	-2 097,8	941,4	-1 471,1
min	-941,4	-3 528,9	809,1	-2 902,2

Tabulka 4 – Nejvyšší a nejnižší hodnoty ohybových momentů (zatížení včetně nevyváženosti motoru)

	M_A [Nm]	M_B [Nm]	M_C [Nm]	M_D [Nm]	M_E [Nm]
max	232,6	235,8	929,4	-417,0	-341,6
min	151,4	200,5	357,2	-1301,2	-449,3

4.4 Zatížení pro zadní část stojanu

Protože přední část stojanu může dosahovat větších rozsahů, tak bude vycházet s většími výslednými silami. Proto nebudu zobrazovat průběhy pro zadní část, ale k dimenzování použiji hodnoty z předního stojanu.

V důsledku stojan bude stejně předimenzovaný a tyto síly nejsou nebezpečné pro provoz. Důležitějším kritériem pro konstrukci stojanu bude pak porovnání s aktuálním stojanem. Vůči kterému musí být nová konstrukce lehčí a tužší.



5 Dimenzování stojanu

Vybrané konstrukční uzly, které je třeba správně navrhnout vůči předpokládanému zatížení. Předpokládané zatížení stojanu jsem řešil v kapitole 4.

5.1 Upevnění stojanů

Pro počítání, jestli navržené šrouby udrží stojan v základové desce je potřeba upravit zatížení. Reakce jsem spočítal s maximální hmotností motoru. Tato hmotnost pomáhá držet stojany u země. Potřebuji zjistit nejhorší možné řešení. Uvažuji hmotnost motoru 0 kg. Po dosazení do skriptu vytvořeném v MATLABU mi vyjde, že motor v jistou chvíli nadzvedá stojan. To se děje ve větší míře, když zatížení F působí od země (od základové desky). Takto uvažované zatížení pro ukotvení stojanu představuje nejhorší stav, co může nastat.

Výsledky maximálních a minimálních reakčních sil ze skriptu výpočtu:

Tabulka 5 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty reakčních sil ve vetknutí (bez uvažování tíhy motoru)

	F_{Ax} [N]	F_{Ay} [N]	F_{Bx} [N]	F_{By} [N]
max	552,8	2 715,9	-256,8	1 097,8
min	256,8	1 902,2	-552,8	284,1

Síla způsobující nadzvedání stojanu od země, má kladnou hodnotu a působí v ose y . Maximální síla pro nadzvedání stojanu F_s je tedy:

$$F_s = F_{Ay} = 2\,715,9\text{ N}$$

5.1.1 Upevnění stojanu k základové desce

Použitý šroubový spoj se skládá z (viz výkres MON-0001-01):

4x ŠROUB M16x50 DIN931-8.8 POZINKOVANÝ; (NAKUP-0010)

4x PODLOŽKA PRUŽNÁ 16,2 DIN 127B; (NAKUP-0009)

4x PODLOŽKA 17 DIN125A ZB; (NAKUP-0016)

4x T-MATICE M16x28 DIN508-10; (NAKUP-0015)

Doporučený utahovací moment pro šroub M16 s pevností 8.8 je podle tabulek 209 Nm. Tento utahovací moment odpovídá osově síle v šroubu $F_o=66\,955\text{ N}$. [8]



Protože $F_o > F_s$ a to několikanásobně, tak navržený šroubový spoj vyhovuje.

Závěr:

Nutné připomenout, že uvažované reakce pro šrouby jsou s nulovou hmotností motoru, což nemůže nastat, proto ve většině případů bude silová výslednice stále stojan tlačít k zemi, proto hlavní funkcí šroubových spojů je zajištění stálé polohy stojanu před dynamometrem - stojan by se mohl dát do pohybu působením dynamických sil.

Pro připojení postačí dva tyto šroubové spoje.

5.1.2 Upevnění stojanů k hliníkovému profilu

Hliníkový profil nemá tak velké drážky pro použití šroubového spoje M16. Proto použitý šroubový spoj je:

4x M10x35 DIN933-10.9 POZINKOVANÝ; (NAKUP-0020)

4x PODLOŽKA PRUŽNÁ 10,2 DIN 127B; (NAKUP-0012)

4x T MATICE 12, M10, POZINKOVANÝ; (NAKUP-0018)

Utahovací moment dle technického listu matice M10 je 65 Nm a osová síla je $\max F_o = 10\,000\text{ N}$ [11]

Maximální reakce nadzvedávající stojan vyšla $F_s = 2\,715,9\text{ N}$.

$F_s < F_o \Rightarrow$ Šroubový spoj vyhovuje.

Závěr:

Reakce nadzvedávající stojan téměř nemůže nastat, protože jsme uvažovali s 0 kg hmotností motoru. Hlavní funkcí šroubových spojů je zajištění stálé polohy před dynamometrem. Navržené šroubové spojení vyhovuje.

5.1.3 Hliníkový profil 12, 240x60 (NAKUP-0021)

Z předchozích výpočtů šroubových spojů pro ukotvení k základové desce a větší hmotnosti vzrostlé hmotností použitého hliníkového profilu soudím, že šroubové spoje není nutné počítat. Stejně jako u stojanů šroubový spoj slouží spíše k zajištění správné polohy.

Pro upevnění použiji šroubový spoj M16 pro využití nakoupených T-matic a do Al-profilu šroubový spoj M10. Utahovací moment volím stejný jako v kapitole 5.1.1 a 5.1.2. Pro spojení je použitý plech ohnutý do tvaru L (DIL-0035-01). Grafické znázornění spojení viz výkres MON-0006-01.

Deformace použitým šroubovým spojem nehrozí z důvodu použití šroubového spoje, který je doporučený výrobcem. Po pevnostní stránce je třeba kontrola profilu, jestli vydrží tlak, který vytvoří reakční síla od stojanu.

Maximální reakční síla $F_p = F_{Ay} = -3\,528,9\text{ N}$ (viz kapitola 4.3.2). Záporná hodnota značí působení síly směrem k zemi.

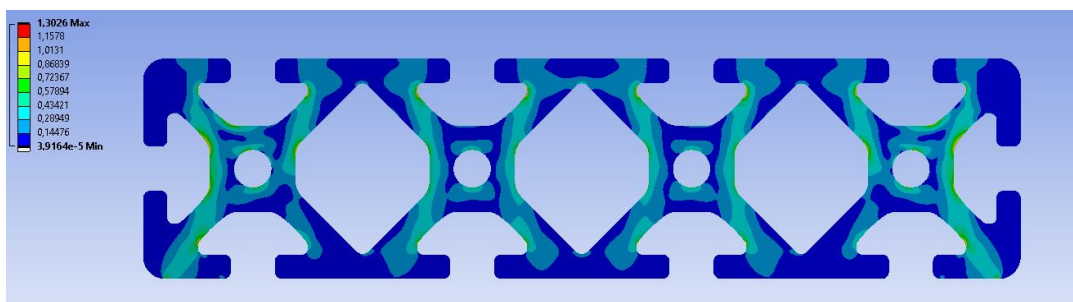
$$p_{Al} = \frac{|F_p|}{S_{Al}} = \frac{3\,528,9}{(300 * 230) - (3 * 300 * 20)} = 0,07\text{ MPa} \quad (77)$$

Kde:

p_{Al} ... tlak na hliníkový profil [MPa]

S_{Al} ... plocha hliníkového profilu, dotýkající se základny stojanu [mm²]

V softwaru pro pevnostní výpočty jsem simuloval tento profil, který jsem zatížil tlakem $p_{Al} = 0,07\text{ MPa}$. Protože je profil extrudovaný mohu zatížit jen část profilu. Pro zjednodušení uvažuji délku profilu 1 mm. Ze strany zatížení je na plochy aplikovaný spočítaný tlak a z druhé strany fixní vazba.



Obr. 26 - Napěťová mapa hliníkového profilu zatíženého tlakem p_{Al}

Napěťová lokální maxima v profilu dosahují maximálně 1,3 MPa. Viz obr. 26.

Mez kluzu hliníkového profilu je kolem 120 MPa.

Závěr:

Protože je mez kluzu mnohem větší než vzniklé napětí od uvažovaného zatížení, tak použitý profil vyhovuje a může být použitý.



5.2 Závitová tyč (DIL-0010-01)

Použité závitové tyče nebudu porovnávat, protože jsem použil stejný typ a rozměr. Závitovou tyč pevnostně řeším separátně z důvodu, že může být zatížena hmotností motoru bez toho, aby držák byl ještě připojen ke stojanu a pevnostně pomáhal závitové tyči. Proto tyč musí vyhovět zatížení od tíhy motoru. Závitová tyč je stejná pro přední i zadní část stojanu.

5.2.1 Kontrola otláčení závitu matice (NAKUP-0003)

Závitová tyč Tr36x6 DIN103-C15

Matice Tr36x6 DIN103-C15 L54

Ocel C15 má mez kluzu $\sigma_k = 350 \text{ MPa}$

Protože budu tyč svařovat nemohu použít pevnější třídu C45, která má svařitelnost obtížnou.

Dovolený tlak v závitech p_D viz tabulky [1] pevnostní třída 5D:

$$p_D = 70 \text{ MPa}$$

Počet závitů i :

$$i = \frac{L_m}{P} = \frac{54}{6} = 9 \text{ závitů} \quad (78)$$

Kde:

L_m ... délka matice [mm]

P ... rozteč závitů matice [mm]

Počet činných závitů uvažuji 5 => $i = 5$ závitů

Maximální reakční síla $F_{pz} = F_{Ay} = -3\,528,9 \text{ N}$ (viz kapitola 4.3.2). Záporná hodnota značí působení síly směrem k zemi.

Tlak v závitech p :

$$p_z = \frac{4 * |F_{pz}|}{i * \pi * (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 * 3\,528,9}{5 * \pi * (36^2 - 30^2)} = 2,3 \text{ MPa} \quad (79)$$

$$p_D > p_z \quad (80)$$



$$70 \text{ MPa} > 2,3 \text{ MPa} \quad (81)$$

Závěr:

Navržená závitová tyč s maticí vyhovuje na otláčení v závitech.

5.2.2 Kontrola závitové tyče na ohyb

Maximální ohybový moment pro zatížení závitové tyče pouze váhou motoru je z kapitoly 4.3.1 $M_{omax} = M_D = -175,9 \text{ Nm}$

Napětí vzniklé maximálním ohybovým momentem:

$$\sigma_o = \frac{|M_{omax}|}{W_o} = \frac{|M_{omax}|}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{32 \cdot 175 \cdot 900}{\pi \cdot 36^3} = 38,4 \text{ MPa} \quad (82)$$

Kde:

σ_o ... napětí v ohybu [MPa]

M_{omax} ... maximální ohybový moment pro závitovou tyč [Nmm]

W_o ... ohybový modul průřezu [mm^3]

d_3 ... malý průměr závitové tyče [mm]

Závěr:

Závitová tyč vyhovuje i z pohledu ohybového zatížení. Vzniklé napětí 38,4 MPa je menší než mez v kluzu 350 MPa.

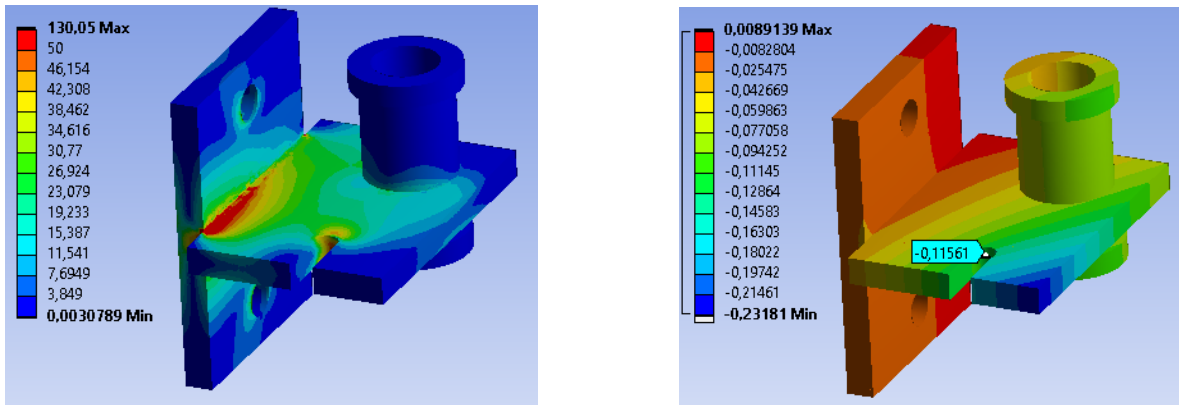
5.3 Držák na přední části stojanu

Pro porovnání hmotnosti konstrukcí uvažuji hustotu $\rho = 7 \ 850 \text{ kg/m}^3$. Zatížení držáku v místě uložení silentbloku a to maximální reakční silou $F_{drz} = F_{Ay} = -3 \ 528,9 \text{ N}$ (viz kapitola 4.3.2. Záporná hodnota značí působení síly směrem k zemi. Cílem je sledovat napětí v konstrukci a deformaci v ose kolmé k zemi. U použité oceli uvažuji mez kluzu 235 MPa

5.3.1 Aktuální stojan

Uložení držáku je simulováním dvou šroubových spojů v místě reálného šroubového spoje. Zatížení je aplikováno na kruhovou plochu $R = 20 \text{ mm}$, kolem vnitřního konce

drážky pro silentblok. Napěťová a deformační mapa viz Obr. 27. Deformační mapa zobrazuje deformaci v ose kolmé na zem.

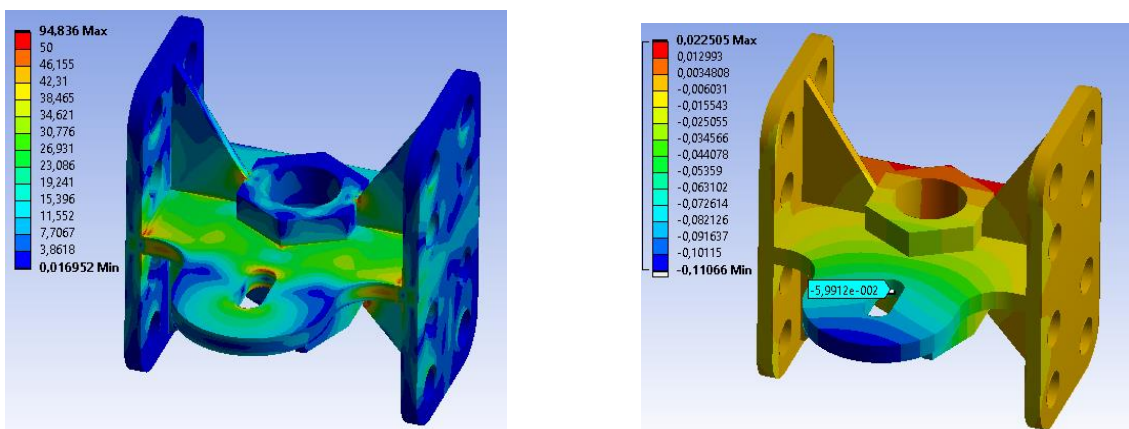


Obr. 27 - Aktuální konstrukce držáku a jeho napěťová mapa (nalevo) a deformační mapa (napravo) s vyznačeným místem odečtu hodnoty deformace

Po odstranění lokálních špiček je maximální vzniklé napětí kolem 65 MPa. Toto napětí je menší než je daná mez kluzu 235 MPa. Konstrukce vyhovuje uvažovanému zatížení. Deformace v místě uložení silentbloku je 0,116 mm. Hmotnost zjištěná pomocí 3D modelu v softwaru Solid Edge je 4,91 kg.

5.3.2 Nová konstrukce (Svar-0003)

Uložení držáku je simulováno osmi šroubovými spoji v místě reálných šroubových spojů, na okraji držáku. Zatížení je aplikováno na kruhovou plochu $R=20$ mm, kolem vnitřního konce drážky pro silentblok. Napěťová a deformační mapa viz Obr. 28. Deformační mapa zobrazuje deformaci v ose kolmé na zem.



Obr. 28 - Nová konstrukce držáku a jeho napěťová mapa (nalevo) a deformační mapa (napravo) s vyznačeným místem odečtu hodnoty deformace

Po odstranění lokálních špiček je maximální vzniklé napětí kolem 45 MPa. Toto napětí je menší než je daná mez kluzu 235 MPa. Konstrukce vyhovuje uvažovanému zatížení.



Deformace v místě uložení silentbloku je 0,059 mm.

Hmotnost zjištěná pomocí 3D modelu v software Solid Edge je 4,06 kg.

5.3.3 Porovnání a výsledky optimalizace vůči aktuálnímu stojanu

Cílem optimalizace je snížit hmotnost konstrukce a zároveň zvětšit její tuhost.

Tabulka 6 - Sledované parametry optimalizace pro držák stojanu

	Deformace v ose kolmé na zem [mm]	Hmotnost konstrukce [kg]
Aktuální konstrukce	0,116	4,91
Nová konstrukce	0,059	4,06

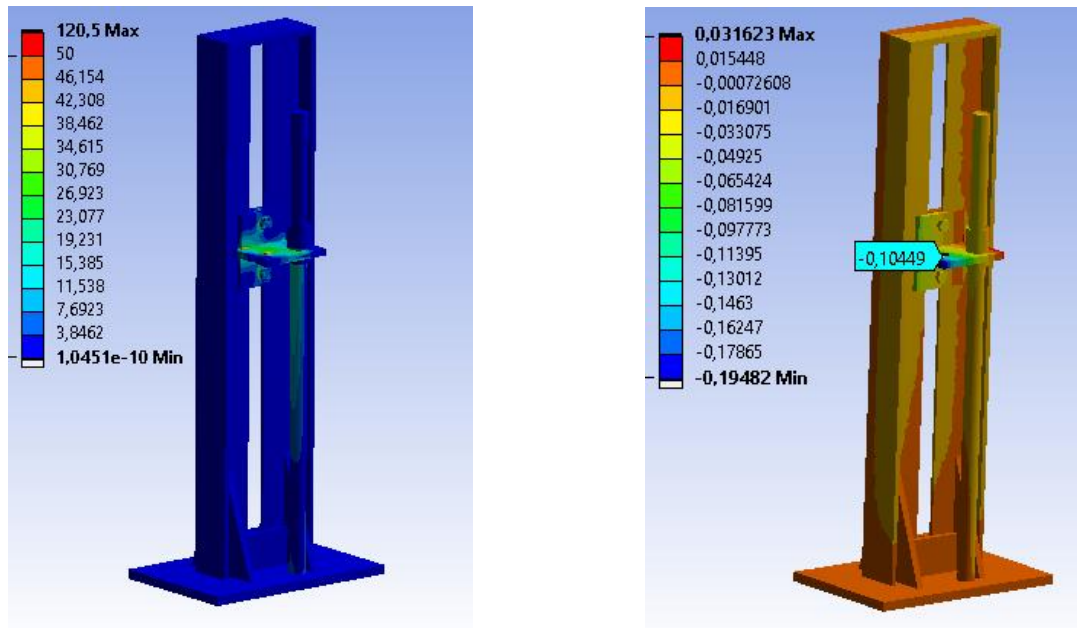
Nová konstrukce je o necelý jeden kilogram lehčí a deformace v ose kolmé na zem s uvažovaným stejným zatížením je o 0,057 mm menší. Nová konstrukce splňuje optimalizaci v obou parametrech. Pro lepší přiblížení nová konstrukce je o 51 % tužší, a o 17 % lehčí než aktuální konstrukce.

5.4 Přední stojan

Pro porovnání hmotnosti konstrukcí uvažuji hustotu $\rho=7\ 850\ \text{kg/m}^3$. Zatížení stojanů v místě uložení silentbloku a to maximální reakční silou $F_{\text{drz}} = F_{\text{Ay}} = -3\ 528,9\ \text{N}$ (viz kapitola 4.3.2. Záporná hodnota značí působení síly směrem k zemi. Cílem je sledovat napětí v konstrukci a deformaci v ose kolmé k zemi. U použité oceli uvažuji mez kluzu 235 MPa.

5.4.1 Aktuální stojan

Uložení stojanu je simulováno fixní vazbou na základně stojanu. Zatížení stejné jako v kapitole 5.3.1. Držák je připevněn ke stojanu šroubovým spojem. Napěťová a deformační mapa viz Obr. 29. Deformační mapa zobrazuje deformaci v ose kolmé na zem.



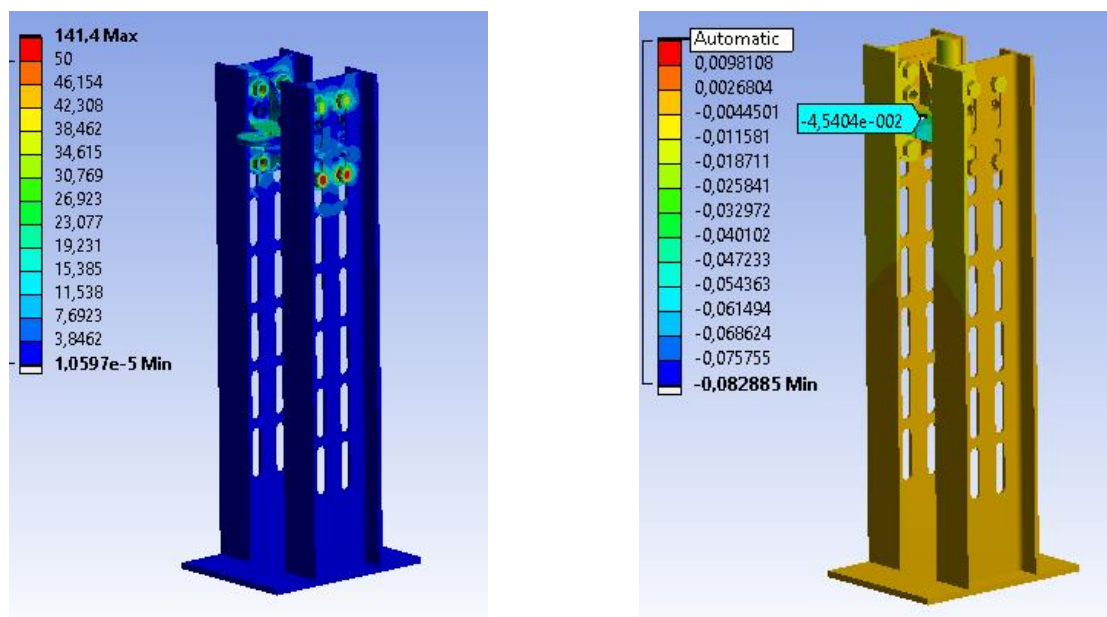
Obr. 29 - Aktuální konstrukce předního stojanu a jeho napěťová mapa (nalevo) a deformační mapa (napravo) s vyznačeným místem odečtu hodnoty deformace

Deformace v místě uložení silentbloku je 0,104 mm.

Hmotnost zjištěná pomocí 3D modelu v software Solid Edge je 89,7 kg.

5.4.2 Nová konstrukce (MON-0002-01)

Uložení stojanu je simulováno fixní vazbou na základně stojanu. Zatížení stejné jako v kapitole 5.3.2. Držák je připevněn ke stojanu šroubovým spojem. Napěťová a deformační mapa viz Obr. 30. Deformační mapa zobrazuje deformaci v ose kolmé na zem.



Obr. 30 - Nová konstrukce předního stojanu a jeho napěťová mapa (nalevo) a deformační mapa (napravo) s vyznačeným místem odečtu hodnoty deformace



Deformace v místě uložení silentbloku je 0,045 mm.

Hmotnost zjištěná pomocí 3D modelu v software Solid Edge je 40,6 kg.

5.4.3 Porovnání a výsledky optimalizace vůči aktuálnímu stojanu

Cílem optimalizace je snížit hmotnost konstrukce a zároveň zvětšit její tuhost.

Tabulka 7 - Sledované parametry optimalizace pro přední stojan

	Deformace v ose kolmé na zem [mm]	Hmotnost konstrukce [kg]
Aktuální konstrukce	0,104	89,7
Nová konstrukce	0,045	40,6

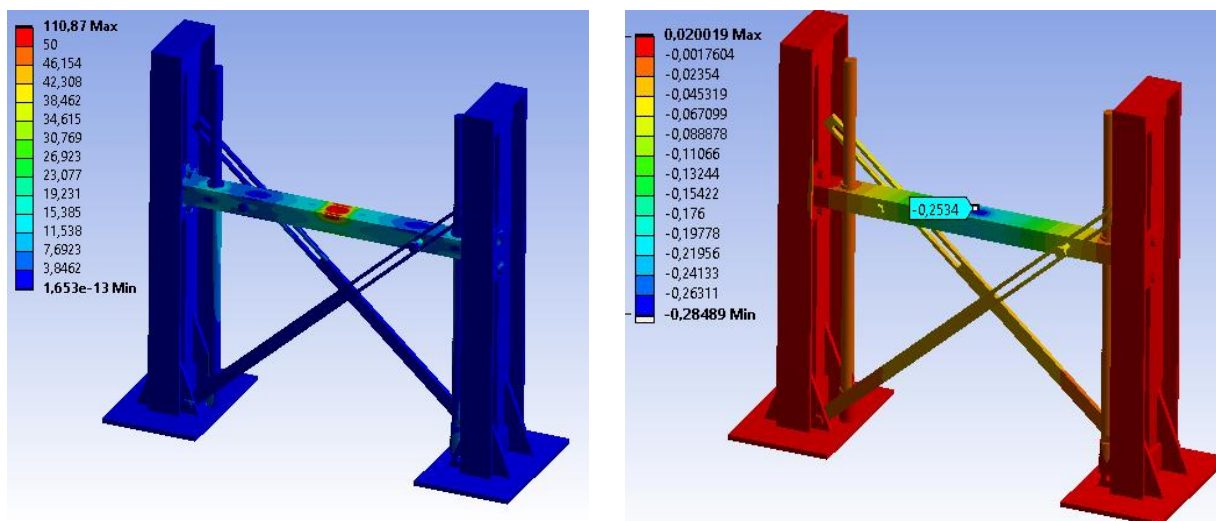
Nová konstrukce je o 49,1 kg lehčí a deformace v ose kolmé na zem s uvažovaným stejným zatížením je o 0,059 mm menší. Nová konstrukce splňuje optimalizaci v obou parametrech. Pro lepší přiblížení nová konstrukce je o 56 % tužší, a o 55 % lehčí než aktuální konstrukce. Velký rozdíl v hmotnosti je způsoben kratším stojanem ve směru osy kolmé k zemi.

5.5 Zadní stojan

Pro porovnání hmotnosti konstrukcí uvažuji hustotu $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$. Zatížení ve středu nosníku mezi stojany. Maximální zatížení je 5 000 N. Cílem je sledovat napětí v konstrukci a deformaci v ose kolmé k zemi. U použité oceli uvažuji mez kluzu 235 MPa.

5.5.1 Aktuální zadní stojan

Uložení stojanu fixní vazbou v základně stojanu. Držáky s nosníkem a výztuhy jsou připevněny šroubovými spoji. Napěťová a deformační mapa viz Obr. 31. Deformační mapa zobrazuje deformaci v ose kolmé na zem.



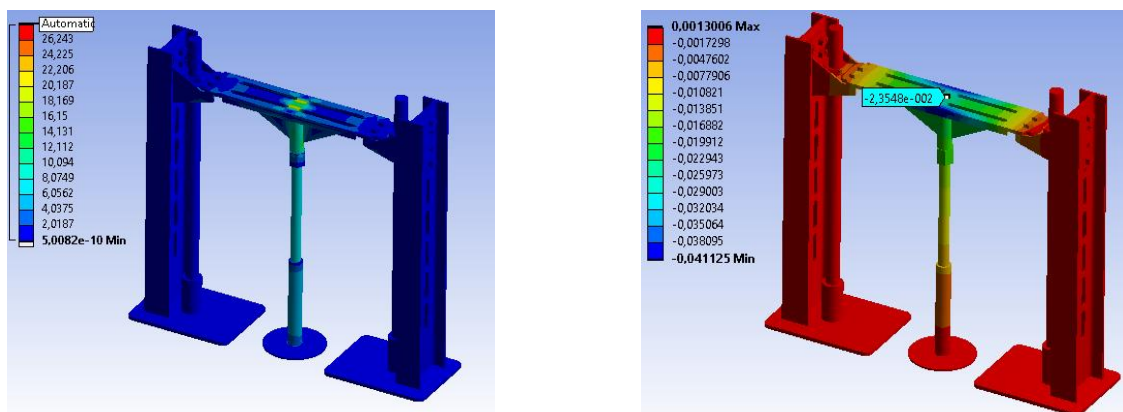
Obr. 31 - Aktuální konstrukce zadního stojanu a jeho napěťová mapa (nalevo) a deformační mapa (napravo) s vyznačeným místem odečtu hodnoty deformace

Deformace v místě uložení silentbloku (v simulaci v místě uvažování síly) je 0,253 mm.

Hmotnost zjištěná pomocí 3D modelu v software Solid Edge je 185 kg.

5.5.2 Nová konstrukce (MON-0005-01)

Uložení stojanu fixní vazbou v základně stojanu. Držáky s nosníkem a výztuhy jsou připevněny šroubovými spoji. Při vyšším zatížení stojanu je navržena podpěra pro zvýšení tuhosti zadní části stojanu. Napěťová a deformační mapa viz Obr. 32. Deformační mapa zobrazuje deformaci v ose kolmé na zem.



Obr. 32 - Nová konstrukce zadního stojanu a jeho napěťová mapa (nalevo) a deformační mapa (napravo) s vyznačeným místem odečtu hodnoty deformace

Deformace v místě uložení silentbloku je 0,024 mm.

Hmotnost zjištěná pomocí 3D modelu v software Solid Edge je 68 kg.



5.5.3 Porovnání a výsledky optimalizace vůči aktuálnímu stojanu

Cílem optimalizace je snížit hmotnost konstrukce a zároveň zvětšit její tuhost.

Tabulka 8 - Sledované parametry optimalizace pro zadní stojan

	Deformace v ose kolmé na zem [mm]	Hmotnost konstrukce [kg]
Aktuální konstrukce	0,253	185
Nová konstrukce	0,024	68

Nová konstrukce je o 117 kg lehčí a deformace v ose kolmé na zem s uvažovaným stejným zatížením je o 0,229 mm menší. Nová konstrukce splňuje optimalizaci v obou parametrech. Pro lepší přiblížení nová konstrukce je o 90 % tužší, a o 64 % lehčí než aktuální konstrukce. Velký rozdíl v hmotnosti je způsoben kratším stojanem.

Nový stojan byl zatížen i bez podpěry ve středu konstrukce. V takovém případě je tuhost horší o cca 10 %.

Další případ zatížení nového stojanu je v polovině nosníku mezi podpěrou a stojanem (1/4 nosníku). V takovém případě je tuhost konstrukce o cca 50% lepší než u aktuální konstrukce.



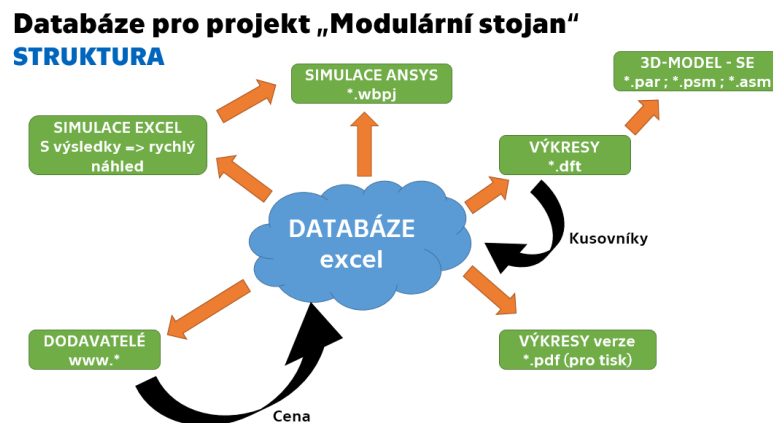
6 Databáze k projektu modulární stojan

Většina firem má sofistikovanější databázi pro výrobu svých výrobků sloužící k optimalizaci a kontrole vytvořených dat. Databáze slouží i k efektivnější práci s vytvořenými daty. Za touto databází se schovává robustní workflow řídicí různé činnosti, které pomáhají ke zdárnému ukončení projektu.

Při jakémkoliv vývoji se sledují mechanické vlastnosti, pevnost a životnost součástí. Řekněme funkční parametry konstrukce. Tyto funkční parametry by chtěl konstruktér navrhnout co nejlépe. Proti funkčním parametrům jdou finanční a někdy i marketingové požadavky. Po finanční stránce je konstruktér omezený na určité výrobce nabízející určitý sortiment. Použití vhodného polotovaru pro výrobu ušetří peníze. Marketing chce svým výrobkem zaujmout zákazníka, kterého víc zaujme design než technické parametry konstrukce. Tyto tři pohledy se navzájem ovlivňují a často jdou proti sobě. Například designový prvek na konstrukci může znamenat zdražení výrobku, ale i změnu tvaru konstrukce, což může mít vliv na pevnost.

6.1 Náhled na databázi

Struktura databáze pro rychlé pracování s daty viz Obr. 33. Vše je souhrnně zaznamenáno v EXCELU (tabulkový editor) na jednom listě viz Obr. 34. Takto jsou všechny informace na jednom místě a efektivněji se edituje a tvoří konstrukce. Z toho důvodu je na tomto listě vymezen prostor s poznámkami pro konzultace a úkoly co je třeba udělat. Jednotlivé části excelovské databáze jsou rozepsány v dalších kapitolách.



Obr. 33 - Diagram struktury databáze, propojení dat



Excel spreadsheet showing a detailed list of parts and materials categorized into 'Díl - vyráběný', 'Díl-nakupovaný', 'Svařenec', and 'SIMULACE'. Each row includes columns for number, name, version, material, and price. The spreadsheet also includes sections for 'Montážní sestava' and 'Optimalizace ceny'.

Obr. 34 - Náhled do databáze vytvořené v excelu

6.2 3D modely a výkresová dokumentace

Největší část databáze tvoří 3D modely stojanu a výkresová dokumentace. Pro přehlednost mezi desítkami souborů, jsem rozdělil tyto soubory na 4 kategorie. Podle nezákladnějšího rozdělení na sestavu (dále na svařenec a montážní sestavu) a díl (vyráběný a nakupovaný). Každá skupina má svojí vlastní syntaxi pro tvoření názvu. Dle tohoto názvu je pojmenován 3D model i výkres.

6.2.1 Díl vyráběný

Vstupem je polotovary, v našem případě nejčastěji plech. Dále profilové polotovary.

Table titled 'Díl - vyráběný' showing columns: Číslo, Název, Verze, Materiál, Polotovary, and Cena bez dph. It lists specific parts like 'I-profil s drážkami, přední', 'Základna, přední stojan', and 'Trubka pro závitovou tyč, přední'.

Obr. 35 - část seznamu vyráběných dílů a sledované parametry

Číslo – Originální značení vzniká dle vzoru „Díl-XXXX“, kde XXXX je pořadové číslo při zakládání nového dílu. V excelu je tento seznam čísel hlídáný funkcí zobrazení duplicit, aby se zabránilo duplicitnímu názvu.



Přes hypertextový odkaz se mohu prokliknout na výkresový soubor Dil-XXXX.dft a mohu editovat výkres. Přes tento výkres se jednoduše prokliknu v prostředí Solid Edge na 3D model Dil_XXXX.par nebo Dil_XXXX.psm (plech).

Název – Slovní název dílu popisující jeho tvar nebo funkčnost v konstrukci.

Verze – Verzí sleduji změnu konstrukce.

Materiál – Materiál polotovaru.

Polotovar – Název a rozměry použitého polotovaru. Přes hypertextový odkaz umístěný na názvu dílu se prokliknu na webovou stránku firmy, nabízející daný polotovar. Tímto sleduji dostupnost a cenu použitého polotovaru pro navrhovanou konstrukci.

Cena – Opsána z webové stránky. Tato cena se v čase může měnit s aktuální cenou na webu. Nejsou nijak propojené a cena v databázi se neaktualizuje, ale slouží k orientaci. Jedná se o cenu pouze za materiál a není zohledněna cena za práci a použitou technologii obrábění. Skutečná cena bude vyšší.

6.2.2 Díl nakupovaný

Do této kategorie patří strojní části, které jsou normalizované a dají se zakoupit za nižší cenu než, když bychom je vyráběli. Jedná se hlavně o spojovací materiál (šrouby, matice a podložky). U těchto dílů nevzniká výkresová dokumentace, protože tvar a rozměry jsou dány normou nebo technickým dokumentem dodavatele.

Díl-nakupovaný				
Číslo	Název	Obchodní označení	Materiál	Cena bez dph [Kč/ks]
Nakup-0001	Matice M10 DIN929 bez povrch úpravy	5487	OCEL	1,12
Nakup-0002	Matice TR22x5 L33, DIN103, Bez povrch úpravy	13999	OCEL C15 (Re350MPa)	86,85
Nakup-0003	Matice TR36x6 L54, DIN103, Bez povrch úpravy	10127	OCEL C15 (Re350MPa)	201,5

Obr. 36 - část seznamu nakupovaných dílů a sledované parametry

Číslo – Originální značení vzniká dle vzoru „Nakup-XXXX“, kde XXXX je pořadové číslo při zakládání nového dílu. V excelu je tento seznam čísel hlídán funkcí zobrazení duplicit, aby se zabránilo duplicitnímu názvu.

Název – Jméno součásti s parametry a normou, na kterou se odkazuje.

Obchodní označení – Obsahuje hypertextový odkaz, který nás odkáže na vybranou stránku dodavatele pro daný díl. Obchodní název dílu je uveden právě v tomto sloupci.

Materiál a cena – Stejně jako v kapitole 6.2.1



6.2.3 Svařenec

Třetí kategorií jsou svařence. Svařenec je druh sestavy se specifickou technologií výroby. Na výkresu svařence jsou kusovníky dílů, které dostane svařeč spolu s tímto výkresem popisující, jak vyrobit svařenec. Po svaření dílů se svařence a díly co nepotřebovali projít svařováním povrchově upraví (lakování, jiné povrchové úpravy)

Svařenec			
Číslo	Název	Verze	Cena bez dph [Kč/ks]
Svar-0001	Přední stojan	01	909,78
Svar-0002	Zadní stojan	01	441,54
Svar-0003	Držák přední stojan	01	392,78

Obr. 37 - část seznamu svařenců a sledované parametry

Číslo – Originální značení vzniká dle vzoru „Svar-XXXX“, kde XXXX je pořadové číslo při zakládání nového svařence. V excelu je tento seznam čísel hlídán funkcí zobrazení duplicit, aby se zabránilo duplicitnímu názvu.

Název a verze – Stejně jako v kapitole 6.2.1

Cena – Je cenou jednoho svařence bez práce a materiálu pro svařování. Vypočítaná je pomocí kusovníku na výkresu a vstupem jsou ceny dílů a jejich počet v svařenci.

6.2.4 Montážní sestava

Poslední kategorií jsou montážní sestavy. Podle těchto výkresů dojde k montáži konstrukčních celků. Do této kategorie spadá i finální výkres zobrazující celý stojan.

Montážní sestava			
Číslo	Název	Verze	Cena bez dph [Kč/ks]
Mon-0001	Finální sestava	01	11660,3
Mon-0002	Sestava předního stojanu	01	2973,22
Mon-0003	Sestava zadního stojanu	01	2379,06

Obr. 38 - část seznamu montážních sestav a sledované parametry

Číslo – Originální značení vzniká dle vzoru „Mon-XXXX“, kde XXXX je pořadové číslo při zakládání nové sestavy. V excelu je tento seznam čísel hlídán funkcí zobrazení duplicit, aby se zabránilo duplicitnímu názvu.

Název, verze a cena – Stejně jako v kapitole 6.2.3. U finální sestavy je konečná cena za materiál potřebný pro výrobu modulárního stojanu.



6.3 Dodavatelé

Sledování dodavatelů a jejich obchodních cen za polotovary má dopad na výslednou cenu konstrukce. Kvůli nedostupnosti nějakých polotovarů nebo cenově nevýhodnému použití jsme omezeni ve volné konstrukční činnosti.

Proto při vývoji modulárního stojanu jsem vstupní materiál pro výrobu ověřoval u obchodníků na webových stránkách. Odkazy na tyto obchodníky jsou přidány do databáze skrz hypertextové odkazy, jak bylo popsáno v kapitole 6.2.1 a 6.2.2.

6.4 Simulace

Vývoj nových výrobků doprovází spousta pevnostních výpočtů. Tyto výpočty se v dnešní době často provádějí v CAE softwarech. V tomto projektu jsem pro simulování pevnosti využil software Ansys. Protože se jedná o další soubory spojené s vývojem, tak jsem i tyto soubory zahrnul do databáze. Aby šlo snadno dohledat co bylo simulováno.

SIMULACE			
Číslo	Název	Verze	Poznámka + odkaz na excel s výsledky
SIMUL-001	Aktuální stojan (Stojan+ držák)	01	Vstup pro porovnání
SIMUL-002	Koncept 1, Přední stojan a držák	01	Newhovuje málo tuhá konstrukce
SIMUL-003	Koncept 2, Přední stojan a držák	01	Vyhovuje

Obr. 39 - část seznamu simulací a sledované parametry

Číslo – Originální označení vzniká dle vzoru „SIMUL-XXX“, kde XXX je pořadové číslo při zakládání nové simulace. V excelu je tento seznam čísel hlídán funkcí zobrazení duplicit, aby se zabránilo duplicitnímu názvu.

Název – Pro orientaci, k čemu se daná simulace vztahuje.

Verze – Kontroluje kolik konstrukčních řešení bylo simulováno pro daný konstrukční uzal. Verze nemusí souhlasit s verzemi na výkresu. Z toho důvodu, že ne pro každou simulovanou verzi vznikla výrobní dokumentace.

Poznámka – Rychlý závěr simulace. Odkaz na výsledný excel simulace, který obsahuje i okrajové podmínky pro simulační model.

7 Výkresová dokumentace

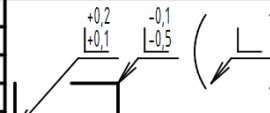

Kapitola popisující použité prvky ve výkresové dokumentaci.

7.1 Razítko

Použité razítko pro výkresovou dokumentaci je stažená šablona razítka ČVUT. Razítko se dělí na razítko pro díly (vyráběné) a sestavy (Svařence a montážní sestavy). V podkapitole popsán obsah razítka.

7.1.1 Razítko díl

Razítko pro díl je robustnější než pro sestavy. Obsahuje více údajů pro vyplnění. Razítko viz Obr. 40.

MATERIÁL: S235JR		POLOTOVAR: IPE 140 - 900 mm				INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
TOLEROVÁNÍ DLE ISO 8015		PŘESNOST ISO 2768 - m		VŠEOB. TOL. ISO 8062 -					
	Autor	Datum		Podpis	Datum	HMOTNOST	9,610 kg	MĚŘÍTKO	1:5 (1:2)
NAVRHL	Jan Kříž	17.11.2019	PŘEZK.			SESTAVA		PROMÍTÁNÍ:	⊘ (ISO E)
KRESLIL	Jan Kříž	18.11.2019	SCHVÁLIL			KUSOVNIK		TYP:	
 ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ			NÁZEV I-PROFIL S DRÁŽKAMI, PŘEDNÍ		ČÍSLO VÝKRESU DIL-0001-01		LIST: 1 / 1		

Obr. 40 - razítko vyráběných dílů

Název – Název narýsovaného dílu

Číslo výkresu – Originální značení pro každý díl. Generování čísla viz kapitola 6.2.1

Měřítko – Udává, v jakém poměru vůči realitě je díl narýsovaný.

Promítání – ISO E

Materiál – Z jakého materiálu je díl vyroben

Polotovar – Z jakého polotovaru je díl vyroben

Hmotnost – Hmotnost vyrobeného dílu v kg


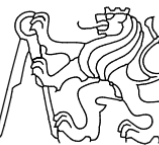
Přesnost – přesnost dle normy ISO2768

Kreslil a navrhl – Jméno a příjmení autora (Jan Kříž) + datum



7.1.2 Razítko sestava

Razítko sestavy je menší, protože další informace můžeme nalézt v kusovníku, který je umístěný na výkresu každé sestavy. Razítko viz Obr. 41.

	Autor	Datum		Podpis	Datum	HMOTNOST 40.499 kg	MĚŘÍTKO
NAVRHL	Jan Kříž	17.11.2019	PŘEZK.			SESTAVA	1:5
KRESLIL	Jan Kříž	18.11.2019	SCHVALIL			KUSOVNÍK	PROMÍTÁNÍ:  (ISO E)
 ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE		FAKULTA STROJNÍ		NÁZEV SESTAVA, PŘEDNÍ STOJAN		TYP:	
				ČÍSLO VÝKRESU MON-0002-01			
LIST: 1/2							

Obr. 41 - razítko pro sestavy

Název – Název narýsovaného sestavy

Číslo výkresu – Originální označení pro každou sestavu. Generování čísla viz oddíl 6.2.3 a 6.2.4

Měřítko – udává, v jakém poměru vůči realitě je díl narýsovaný.

Promítání – ISO E

Hmotnost – Celková hmotnost sestavy v kg

Kreslil a navrhl – Jméno a příjmení autora (Jan Kříž) + datum

7.1.3 Poznámky nad razítkem

Doplňující informace pro výrobu narýsovaného dílu nebo sestavy.

Technologie obrábění – doporučená technologie obrábění pro díly

Ostré hrany odjehleny – úprava dílu po vypálení, zbavení se ostrých hran, které mohou být nepříznivé pro nanášenou povrchovou vrstvu a nebezpečné pro obsluhu stroje.

Neokótované díly dány 3D rozměrem – 3D model odpovídá výkresu a u sestav a složitých dílů jsou kótovány pro přehlednost pouze hlavní rozměry a rozměry nutné k výrobě.

Práškově barveno 90±40µm, RALXXXX – Technologie barvení a označení odstínu barvy dílu, svařence.

Práškově barveno 90±40µm, závity zakryty, RALXXXX – Technologie a odstín barvení se zakrytím závitů pro jejich správnou funkci.

Svařeno MAG 135 EN ISO 4063, Značení svarů dle ČSN EN ISO 2553A, Přesnost dle EN-ISO 13920-AAF, EN5817C – Technologie svařování, norma k značení svarů a přesnosti pro svařování.

Směr svařování a postup svařování – Určuje, jak postupovat při svařování.



7.2 Kusovník

Kusovník je součástí každé montážní sestavy a svařence. Je to soupiska dílů a sestav. Určuje, v jakém množství vstupují do dané sestavy. Šablona pro kusovník je jednotná pro všechny sestavy (svařence i montážní). Viz Obr. 42. Kusovník se vyplňuje automaticky na základě vyplněných atributů u 3D modelu.

POZ	ČÍSLO	NÁZEV	MATERIÁL	HMOTNOST	KS
1	SVAR-0001-01	SVAŘENEC, PŘEDNÍ STOJAN	S235JR, S355J2H	24.804 kg	1
2	MON-0007-01	DRŽÁK PRO PŘEDNÍ STOJAN S POM	S235JR	4.140 kg	1
3	SVAR-0005-01	SVAŘENEC, ZÁVITOVÁ TYČ S MATICÍ	OCEL	6.879 kg	1

Obr. 42 – kusovník pro sestavy

POZ – Sloupec pro pozici. Udává, jaké číslo odkazuje, na jakou součást ve výkresovém pohledu.

ČÍSLO – Jaké má součást na dané pozici číslo. Číslo se generuje pro každou součást jedinečně viz kapitola 6.2 a její podkapitoly

NÁZEV – Text popisující narýsovaný díl nebo sestavu.

MATERIÁL – Materiál daného dílu nebo sestavy.

HMOTNOST – Hmotnost daného dílu nebo sestavy.

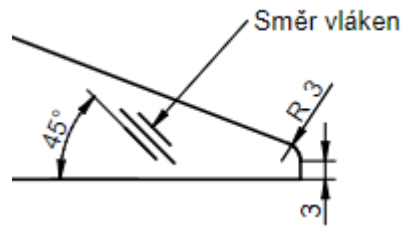
KS – Určuje kolik kusů dílů nebo sestav vstupuje do sestavy.

7.3 Svařence

Pro svařence je specifické, že mají graficky znázorněnou polohu svarů na svařenci. U některých svařenců je i uveden postup svařování. Tento postup by měl redukovat deformace vzniklé tepelně ovlivněnými oblastmi a následného pnutí v svařenci. Značení je provedeno oranžovou čerchovanou čarou.

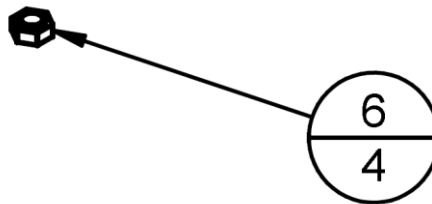
7.4 Ostatní

Směr vláken na výkresu dílu pro ohyb nebo určený k svařování. Orientace určená z důvodu pevnosti dílu. Pokud bude ohyb dílu vodorovný s vlákny, tak dojde k porušení dříve a za menšího zatížení, než když tyto vlákna budou kolmá na ohyb. U svařování je stejný princip. Pokud svar a tepelně ovlivněná oblast je vodorovná s vlákny součásti, pak dojde k poruše při menším zatížení součásti. Označení směru vláken viz Obr. 43.



Obr. 43 - směr vláken na plechovém dílu

Značení pozice dílu na výkresu sestavy je pomocí kruhu, který je podélně rozpůlený. V horní polovině je číslo pozice a v dolní polovině číslo určující množství kusů v sestavě. Viz Obr. 44.



Obr. 44 - Značení pozice



Závěr

Zadáním diplomové práce bylo zkonstruovat modulární stojan pro zkoušky motorů na brzdovém stanovišti. Pro motory do cca 200 kW. Cílem bylo snížit hmotnost a zvýšit tuhost stojanu oproti aktuální konstrukci. Nejprve jsem vytvořil koncepční návrhy stojanů, z kterých jsem vybral jednu konstrukci, kterou jsem dále dimenzoval tak, aby se dosáhlo požadovaných parametrů. Tyto parametry s novou konstrukcí stojanu byly splněny. Stojan je lehčí a tužší. Tuhost stojanu jsem porovnával v softwaru Ansys. Z takto vzniklého 3D modelu stojanu jsem vytvořil výkresovou dokumentaci s ohledem na vyrobiteľnosť. 3D model a výkresová dokumentace byly vytvořeny v softwaru Solid Edge.



Seznam použité literatury

- [1] J.Řasa; J. Švercl. Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi. Scientia, spol. s.r.o. pedagogické nakladatelství, Praha 2004
- [2] J.Řasa; J. Švercl. Strojnické tabulky 2 pro školu a praxi. Scientia, spol. s.r.o. pedagogické nakladatelství, Praha 2004
- [3] J. Švercl. Technické kreslení a deskriptivní geometrie pro školu a praxi. Scientia, spol. s.r.o. pedagogické nakladatelství, Praha 2003
- [4] <https://www.avl.com/-/pallet-systems>
- [5] Vetter J.: AVL Instrumentation & Test Systems Prezentace Product information, 2004
- [6] Jan a Jiřka Řezníčkovy. Pružnost a pevnost v technické praxi. České vysoké učení technické v Praze, Nakladatelství ČVUT, 2006
- [7] Jiří Michalec a kolektiv. Pružnost a pevnost II. Nakladatelství ČVUT, 2001
- [8] <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [9] <https://www.skoda-auto.cz/modely/octavia/octavia/octavia-motory>
- [10] <https://www.mathworks.com/help/matlab/>
- [11] <https://www.haberkorn.cz/>
- [12] <https://ansyshelp.ansys.com>
- [13] <https://www.thesteel.com>
- [14] <https://www.briol.cz>
- [15] <https://www.kondor.cz>
- [16] <http://eshop.plastpartner.cz>
- [17] <https://www.rapera-pertinax.cz>
- [18] ČSN 30 2008 (302008) Motory automobilové. Zkoušky na brzdovém stanovišti. 1980



Seznam použitých zkratk a symbolů

M_z	[Nm]	Maximální točivý moment pro stojan
m_z	[Kg]	Maximální hmotnost motoru pro stojan
F_z	[N]	Maximální síla vzniklá nevyvážením motoru
M	[Nm]	Točivý moment uvažovaný pro část stojanu
G	[N]	Tíhové zatížení od hmotnosti motoru pro část stojanu
F_{nev}	[N]	Zatížení od nevyvážení motoru pro část stojanu
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
F	[N]	Silové zatížení části stojanu (součet tíhy a nevyváženosti motoru)
F_{Ax}	[N]	Reakce ve směru osy x v místě vetknutí A
F_{Ay}	[N]	Reakce ve směru osy y v místě vetknutí A
M_A	[Nm]	Ohybový moment v místě vetknutí A
F_{Bx}	[N]	Reakce ve směru osy x v místě vetknutí B
F_{By}	[N]	Reakce ve směru osy y v místě vetknutí B
M_B	[Nm]	Ohybový moment v místě vetknutí B
N_C	[N]	Normálové síla v místě řezu C
T_C	[N]	Posouvající síla v místě řezu C
M_C	[Nm]	Ohybový moment v místě řezu C
x	[m]	Souřadnice polohy zatěžujících sil
$x_{0...4}$	[m]	Souřadnice polohy řezu 0...4
$F_{x0...4}$	[N]	Reakce ve směru osy x v řezu 0...4
$F_{y0...4}$	[N]	Reakce ve směru osy y v řezu 0...4
$M_{x0...4}$	[Nm]	Ohybový moment v řezu 0...4
E	[MPa]	Modul pružnosti oceli
J	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
W_1	[J]	Energie napjatosti pro levou část rámu
W_2	[J]	Energie napjatosti pro pravou část rámu
L	[m]	Vzdálenost mezi stojany
H	[m]	Výška stojanu
M_D	[Nm]	Ohybový moment v horním rohu levé části stojanu
M_E	[Nm]	Ohybový moment v horním rohu pravé části stojanu
F_s	[N]	Maximální vzniklá reakce pro nadzvednutí stojanu
F_p	[N]	Maximální reakční síla směrem k zemi
S_{Al}	[mm ²]	Plocha základny stojanu
p_{Al}	[MPa]	Maximální tlak pro kontrolu otláčení hliníkového profilu
p_D	[MPa]	Dovolený tlak na otláčení závitů
σ_k	[MPa]	Mez kluzu závitové tyče matice



i	[-]	Počet závitů
L_m	[mm]	Délka matice
P	[mm]	Rozteč závitů matice
F_{pz}	[N]	Maximální reakční síla pro výpočet závitů na otláčení
p_z	[MPa]	Tlak v závitech
$M_{o\max}$	[Nm]	Maximální ohybový moment pro dimenzování závitové tyče
W_o	[mm ³]	Ohybový modul průřezu závitové tyče
d_3	[mm]	Malý průměr závitové tyče
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu pro závitovou tyč
F_{drz}	[N]	Maximální zatížení na držák stojanu
ρ	[kg/m ³]	Hustota oceli



Seznam obrázků

Obr. 1 - 3D model modulárního stojanu pro VTP Roztoky	7
Obr. 2 - Motorová zkušebna VTP Roztoky s aktuálním stojanem.....	10
Obr. 3 - Paletový systém [Zdroj AVL www]	12
Obr. 4 - Paletový systém s rychlospojky [bakalářka]	12
Obr. 5 - 3D model aktuální konstrukce stojanu v VTP Roztoky	13
Obr. 6 - Skica konceptu 1, pohled shora	14
Obr. 7 - Skica konceptu 1, pohled zepředu (I-profilu zobrazeny v řezu).....	15
Obr. 8 - Skica konceptu 1, zadní stojan (polovina stojanu).....	15
Obr. 9 - Skica konceptu 2, paletový systém (pohled shora a z boku)	16
Obr. 10 - Skica konceptu 2, naváděcí systém, pohled shora	17
Obr. 11 - Skica konceptu 3, zadní stojan, pohled zepředu (I-profilu v řezu).....	17
Obr. 12 - 3D model modulárního stojanu bez vodorovné regulace.....	20
Obr. 13 - 3D model modulárního stojanu s vodorovnou regulací.....	21
Obr. 14 - Schéma stojanu pro odvození vnitřních účinků	23
Obr. 15 - Schéma uvolnění stojanu, rozdělení na levou a pravou stranu.....	24
Obr. 16 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_0	25
Obr. 17 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_1	26
Obr. 18 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_2	26
Obr. 19 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_3	27
Obr. 20 - Schéma vnitřních účinků pro řez x_4	27
Obr. 21 - Průběh ohybového momentu na stojanu	32
Obr. 22 - Průběh ohybových momentů a reakčních sil s měnícím se působišťem zatížení... 33	33
Obr. 23 - Průběh ohybového momentu s uvažováním kladné síly od nevyvážení	34
Obr. 24 - Průběh ohybového momentu s uvažováním záporné síly od nevyvážení.....	34
Obr. 25 - Průběh ohybových momentů a reakčních sil s měnícím se působišťem zatížení... 35	35
Obr. 26 - Napěťová mapa hliníkového profilu zatíženého tlakem p_{AI}	38
Obr. 27 - Aktuální konstrukce držáku a jeho napěťová a deformační mapa	41
Obr. 28 - Nová konstrukce držáku a jeho napěťová a deformační mapa	41
Obr. 29 - Aktuální konstrukce předního stojanu a jeho napěťová a deformační mapa.....	43
Obr. 30 - Nová konstrukce předního stojanu a jeho napěťová a deformační mapa	43
Obr. 31 - Aktuální konstrukce zadního stojanu a jeho napěťová a deformační mapa	45
Obr. 32 - Nová konstrukce zadního stojanu a jeho napěťová a deformační mapa	45
Obr. 33 - Diagram struktury databáze, propojení dat.....	47
Obr. 34 - Náhled do databáze vytvořené v excelu.....	48
Obr. 35 - část seznamu vyráběných dílů a sledované parametry	48
Obr. 36 - část seznamu nakupovaných dílů a sledované parametry	49



Obr. 37 - část seznamu svařenců a sledované parametry.....	50
Obr. 38 - část seznamu montážních sestav a sledované parametry	50
Obr. 39 - část seznamu simulací a sledované parametry	51
Obr. 40 - razítko vyráběných dílů	52
Obr. 41 - razítko pro sestavy	53
Obr. 42 – kusovník pro sestavy	54
Obr. 43 - směr vláken na plechovém dílu.....	55
Obr. 44 - Značení pozice	55



Seznam tabulek

Tabulka 1 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty reak. sil ve vetknutí (zatížení pouze tíhou motoru).	33
Tabulka 2 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty ohyb. momentů (zatížení pouze tíhou motoru).....	33
Tabulka 3 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty reakčních sil ve vetknutí	35
Tabulka 4 – Nejvyšší a nejnižší hodnoty ohyb. momentů	35
Tabulka 5 - Nejvyšší a nejnižší hodnoty reak. ve vetknutí sil (bez uvažování tíhy motoru) ...	36
Tabulka 6 - Sledované parametry optimalizace pro držák stojanu.....	42
Tabulka 7 - Sledované parametry optimalizace pro přední stojan	44
Tabulka 8 - Sledované parametry optimalizace pro zadní stojan	46



Seznam příloh

- {1} Seznam výkresové dokumentace a samotná výkresová dokumentace
- {2} 3D model v originál datech pro Solid Edge a celá sestava ve formátu step
- {3} List nakupovaných položek
- {4} List nakupovaných polotovarů
- {5} Simulace v softwaru Ansys (Držák, přední stojan, zadní stojan; aktuální a nové konstrukce)
- {6} Skript pro vypočítání reakcí a ohybových momentů (Matlab)
- {7} Databáze excel