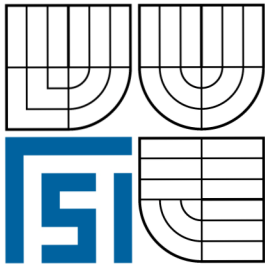


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODERNIZACE BRZDOVÉHO STANOVISTĚ PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

MODERNIZING OF DYNAMOMETER FOR PASSENGER VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN MEDUNA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. MARTIN MEDUNA

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

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

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

Modernizace brzdového stanoviště pro osobní automobily

v anglickém jazyce:

Modernizing of Dynamometer for Passenger Vehicle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh modernizace stávajícího stanoviště pro osobní automobily.

Cíle diplomové práce:

- 1) Proveďte rešerši o konstrukci současných zkušeben pro osobní automobily.
- 2) Navrhněte konstrukční úpravu současného brzdového stanoviště
- 3) Proveďte dostupný výpočet navržených komponent

Seznam odborné literatury:

- [1] FEM/ ANSYS [online], 2008, poslední revise 20.11.2008. Dostupné z: <<http://www.andrew.cmu.edu/course/24-ansys/problems.htm>>
- [2] Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005.
- [3] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů I – základy konstruování spoje. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1984.
- [4] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů II – hřídele, tribologie a ložiska. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1987.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 20.10.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout optimalizaci dané válcové zkušebny. Aby bylo možné provést optimalizaci stávající zkušebny, je nutné zjistit, jaké nedostatky válcová zkušebna má. Po zjištění nedostatků je třeba provést návrhy úprav válcové zkušebny. V práci je zjištěno, že válcová zkušebna nemá dostatečný brzdový výkon. Na základě tohoto zjištění jsou vybrány dvě varianty úprav. První je výměna dynamometru a druhá je vložení převodovky do válcové zkušebny. Na převodové skříni je provedena pevnostní analýza.

Klíčová slova: válcová zkušebna, dynamometr, převodovka

ABSTRACT

The basic aim of this thesis is to design optimisation of the brake bench in question. For this kind of optimisation, it was necessary to ascertain which failings the current brake bench exhibited. After ascertaining such failings, design of modification to this brake bench must be performed. In terms of this thesis, it was ascertained that the brake bench has insufficient brake power. Based on this finding, two alternatives for modifications have been selected. The first is replacement of the dynamometer and the second is insertion of a gear box into the brake bench. Rigidity analysis was performed on the gear casing.

Key words: brake bench, dynamometer, gear box

Bibliografická citace:

MEDUNA, M. Modernizace brzdového stanoviště pro osobní automobily. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.

Prohlášení

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

V Brně dne: 29.5.2009

.....
Martin Meduna

Poděkování:

Na tomto místě bych rád poděkoval za cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce vedoucímu práce panu Ing. Davidu Svídovi.

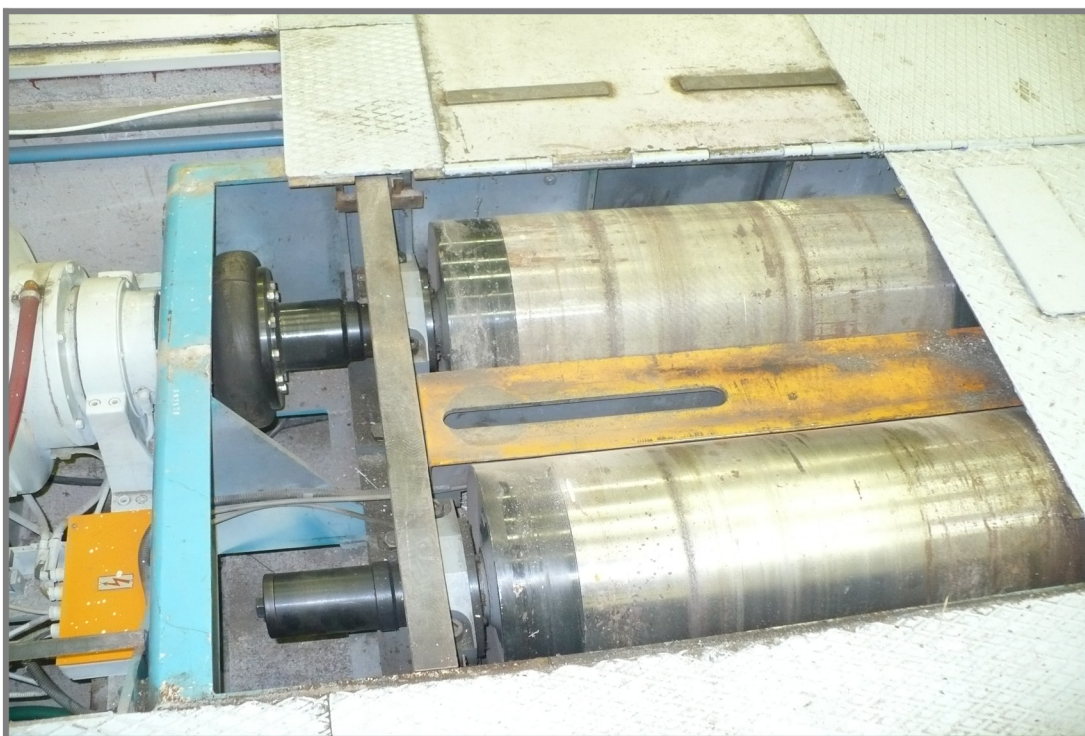
OBSAH

OBSAH	7
ÚVOD	9
1. KONSTRUKCE SOUČASNÝCH ZKUŠEBEN	10
1.1 Charakteristika současných válcových zkušeben	10
1.2 SuperFlow	10
1.2.1 AutoDyn 11	10
1.2.2 AutoDyn 30	11
1.2.3 AutoDyn 800 Series	13
1.3 AVL	14
1.4 Mustang	15
1.4.1 MD – 250	15
1.4.2 MD – 600	16
1.4.3 MD – 1750	17
2. SOUČASNÉ PROVEDENÍ VÁLCOVÉ ZKUŠEBNY	18
2.1 Konstrukční prvky válcové zkušebny	18
2.1.1 Válce	18
2.1.2 Meziválcová lišta	18
2.1.3 Spojka periflex	19
2.1.4 Vířivý dynamometr	19
2.2 Výkony vybraných automobilů	20
2.2.1 Vztah pro přepočtení otáček	20
2.2.2 Felicia	21
2.2.3 Fabia	21
2.2.4 Octavia	21
2.2.5 Octavia 2	21
2.2.6 Superb	22
2.2.7 Společná výkonová charakteristika motorů	22
2.2.8 Společná přepočtená výkonová charakteristika motorů	23
2.2.9 Společná přepočtená výkonová charakteristika motorů a dynamometru	23
3. KONSTRUKČNÍ ZMĚNY ZKUŠEBNY	25
3.1 Vířivý dynamometr V 250	25
3.2 Převodovka	26
3.2.1 Návrh převodového stupně	26
3.2.2 Výpočet rozměrů čelního ozubení s šikmými zuby	27
3.2.3 Návrh převodové skříně	32
4. PEVNOSTNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ	38
4.1 Nastavení parametrů	38
4.2 Způsoby řešení výpočtu	39
4.2.1 První způsob řešení výpočtu	39
4.2.2 Druhý způsob řešení výpočtu	40
4.2.3 Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu	42
4.3 Navržení optimalizované převodové skříně	43
4.4 Výpočet optimalizované převodové skříně	44
4.4.1 Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu	46

5. ZÁVĚR	47
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	49
7. SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	50
8. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	51

ÚVOD

Válcová zkušebna se nachází v dílnách Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Byla zde instalována v 80. letech. Jelikož vývoj automobilů jde stále dopředu, zvětšují se výkony automobilů, stala se tato válcová zkušebna nevyhovující pro zkoušení dnešních vozidel. Současná válcová zkušebna nemá potřebný brzdňý výkon. Úkolem této práce je navrhnout pro danou válcovou zkušebnu konstrukční návrhy, aby vyhovovala dnešním automobilům.



Obr.1 Současné provedení válcové zkušebny

Vývoj a výzkum spalovacích motorů si nelze představit bez měření a testování na motorových dynamometrech. Ovšem testování celého hnacího ústrojí vozidla, ověření zástavy motoru s příslušenstvím do vozidla a pověření komplexní elektronické regulace hnacího ústrojí je možné provádět až při jízdních zkouškách. Ty jsou ovšem finančně náročné a přinášejí mnoho problémů s mobilní technikou. Proto je snahou přenést co nejvíce jízdních zkoušek na testy na válcové zkušebny. Tuto možnost přinášejí válcové zkušebny nové generace.

1. KONSTRUKCE SOUČASNÝCH ZKUŠEBEN

1.1 Charakteristika současných válcových zkušeben

Válcové zkušebny jsou charakterizovány těmito znaky:

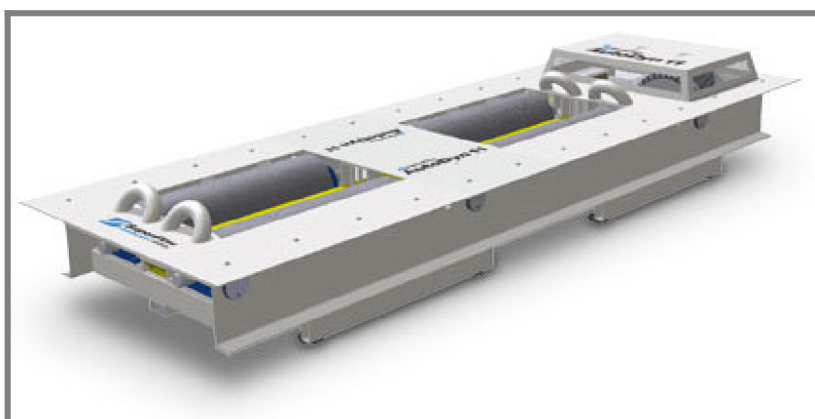
- **každému kolu vozidla odpovídá samostatný válec** - válce odpovídající jedné nápravě nejsou spojeny napevno. Je mezi nimi ovládaná spojka.
- **každému kolu vozidla odpovídá jeden dynamometrický pohon** - každému kolu odpovídá nezávislý dynamometr s digitálním řízením (otáček i momentu) PID regulací.
- **zkušebna zahrnuje skluzové rolny** - každé kolo je vybavené nezávislou rolnou měřící skutečné otáčky kola vozidla a takto vyhodnocovat skluz při brzdění a akceleraci.

1.2 SuperFlow

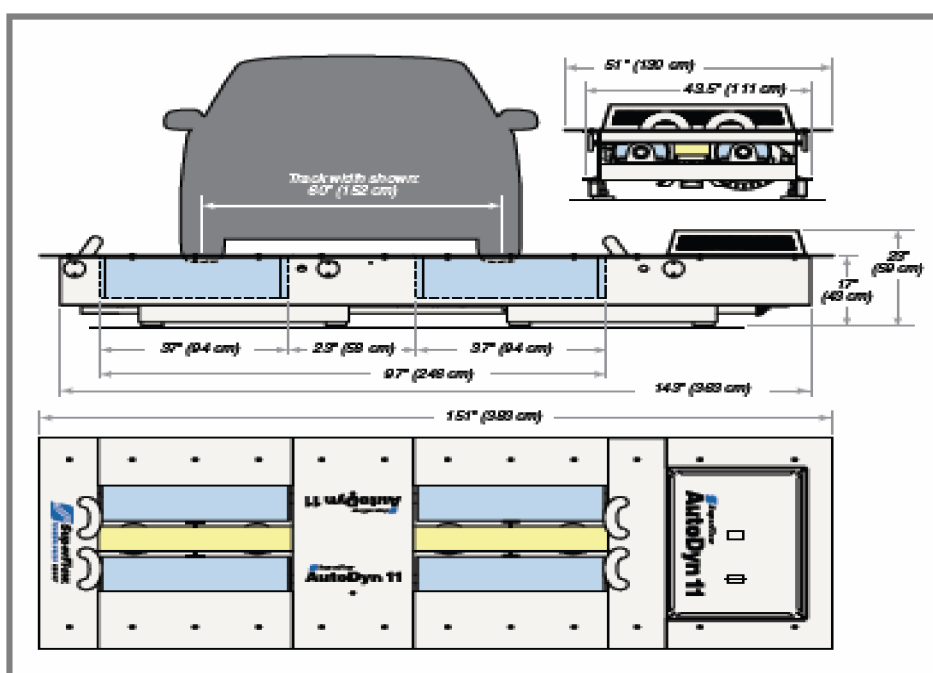
Válcové zkušebny jsou navrženy tak, aby vyžadovaly velmi malé údržby. Všechny zkušebny můžeme aktualizovat dle našich potřeb. Většina zkušeben je dostupná s různými šířkami válců a rozchodem válců.

1.2.1 AutoDyn 11

AutoDyn 11 je kompaktní válcová zkušebna s vířivým dynamometrem. Dovoluje nám testovat vozidla do výkonu 447 kW do rychlosti až 241 km/h. Válcová zkušebna je navržena tak, aby bylo snadné najetí a vyjetí automobilu. To je zajištěno vzduchově ovládanou mříží mezi válci, která se při najíždění a vyjíždění vozidla zvedne nahoru. Autodyn 11 je vhodná pro mělké usazení nebo nadzemní rampy. Válce jsou od sebe vzdáleny 58 cm, což umožňuje testovat úzkorozchodná vozidla. Průměr válců má 270 mm. Maximální rozvor kol je 2460 mm. Maximální zatížení na osu je 3500 kg a krajní vnější zkoušený průměr činí 2460 mm, což nám dovoluje testovat velká vozidla. SuperFlow Sensor Box monitoruje a měří data z válcové zkušebny a snadno řídí brzdu. Do sensor boxu můžeme přidat různé vybavení pro měření teplot, tlaků a sledování směšovacího poměru. Každá válcová zkušebna AutoDyn je dodávána s ručičkovým měřidlem, se snímačem sepnutí zapalování, optickým tachometrem a softwaru WinDyn R.



Obr.2 Válcová zkušebna AutoDyn 11 [4]



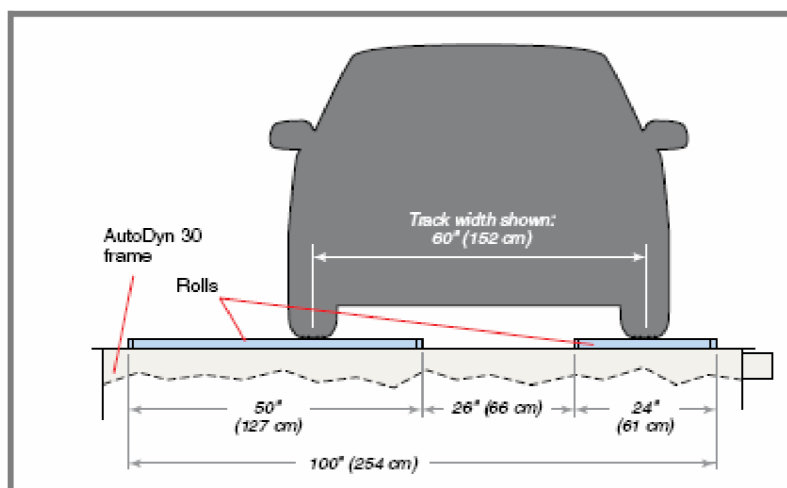
Obr.3 Rozměry válcové zkušebny AutoDyn 11 [4]

1.2.2 AutoDyn 30

Autodyn 30 od firmy SuperFlow je určena pro různé druhy automobilů jako např. lehké nákladní automobily, ATV, ale i pro použití motocyklů. Zkušební automobily mohou mít výkon až 895 kW a rychlost 362 km/h . Můžou se zde testovat automobily s rozvorem kol $2340 - 3560 \text{ mm}$. Válcová zkušebna má průměr válců 760 mm . Výkonový tlumič je přímo spojený s válci. Nejsou tam žádné řemeny, které se můžou roztáhnout, prasknout nebo zapříčinit rozporuplné výsledky. Válcová zkušebna autodyn 30 může být dodána s druhou brzdovou jednotkou pro automobily s pohonem všech kol. Maximální zatížení na osu je 3629 kg .



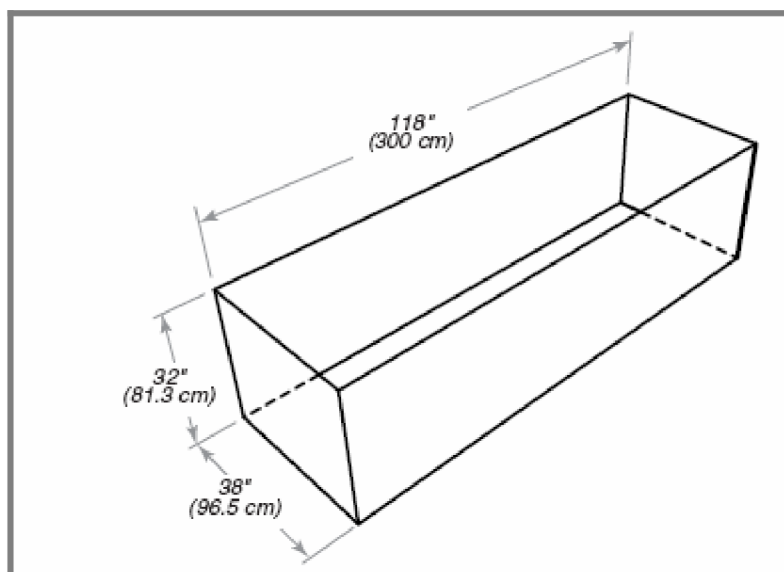
Obr.4 Válcová zkušebna AutoDyn 30 [4]



Obr.5 Základní rozměry AutoDyn 30 [4]

S válcovou zkušebnou AutoDyn 30 můžeme:

- dělat testy ve všech polohách škrťací klapky
- dívat se na průběh kroutícího momentu v reálném čase
- diagnostikovat problém hnacího ústrojí a motoru
- rozpoznat ztráty třením v hnacím ústrojí
- odstranění závad jízdních vlastností
- ovládat celý test uvnitř vozidla s přenosným zařízením
- provádět simulace závodního okruhu



Obr.6 Zástavba AutoDyn 30 [4]

1.2.3 AutoDyn 800 Series

Tato zkušebna má nejvyšší kapacitu pro zkoušení vozidel od firmy SuperFlow. Vozidla mohou mít výkon až 1118 kW a maximální rychlost 320 km/h. Zkušebna má válce o průměru 1070 mm, které zaručují minimální odchylku pneumatiky, minimální teplotu pneumatiky při vysokých otáčkách a maximální stykovou plochu. Točivý moment je měřený siloměrem s tepelnou kompenzací. Válcovou zkušebnu můžeme umístit jak nad zem, tak pod zem. Může běžet v různých naprogramovaných testových programech. Ovládání i zrychlení, zpomalení, ustáleného stavu a jízdních cyklových testů je zajištěno zabudovaným vířivým dynamometrem. Testy můžou být prováděny s částečně nebo úplně otevřenou škrťací klapkou. Můžeme testovat vozidla s rozvorem kol 2330 mm až 3810 mm. Snímání otáček kol a počítání skluzu pneumatiky je prováděno optickým snímačem otáček kola. Speciální vroubkování válců napomáhá k malému hluku pneumatik. Obousměrná konstrukce nám dovolí testovat v předním i zpátečním chodu.



Obr.7 Válcová zkušebna AutoDyn 800 Series pro pohon automobilů 4x4 [4]

1.3 AVL

Válcové zkušebny série 48“- COMPACT 2WD jsou navrženy k tomu, aby testovaly pohon předních, ale i zadních kol vozidla. Je možné zkoušet od lehkých vozidel (454 kg) až po lehká užitková vozidla (5400 kg). Válcová zkušebna může být ovládána v různých řídicích režimech: simulace jízdního odporu, regulace otáček, kontrola tažné síly a kontrola zrychlení.

Obchodní data:

- montážní jáma nemusí být o moc větší než jsou válce zkušebny
- není nutný základový blok
- motor je uprostřed zkušebny
- konstrukce válcové zkušebny je z lité oceli pro nízké kmity
- simulace jízdního odporu je mnohem více přesná než jsou celosvětové požadavky
- není potřebné zahřátí před zkoušením
- snadná instalace válcové zkušebny

Technická data:

- | | |
|------------------------------|----------------------------------|
| • maximální zatížení osy | 4500 kg |
| • permanentní výkon | 150 kW |
| • nejvyšší výkon | 260 kW |
| • permanentní síla | 6000 N |
| • maximální síla | 10000 N |
| • velikost montážní jámy asi | 1300x1300x4000 mm |
| • pracovní teplota | 0 °C - 40 °C nebo -30 °C - 60 °C |

Válcová zkušebna může být použita pro:

- celosvětové předpisy pro analýzu výfukových plynů
- měření spotřeby paliva
- testy pro nízké teploty
- jízdní vlastnosti



Obr.8 Válcová zkušebna 48“- COMPACT 2WD [5]



Obr.9 Válcová zkušebna 48“- COMPACT 2WD verze pro klimatické komory [5]

1.4 Mustang

S více jak dvacetiletou zkušeností v automobilovém testovacím průmyslu má Mustang znalosti, zkušenosti a produkty k tomu, aby nám pomohly vytvořit optimální zkoušku na válcové zkušebně. Stavební konstrukce válcové zkušebny nám dává možnost k tomu, abychom si vybrali součásti, které budou vyhovovat našim specifickým testovacím požadavkům.

Mustang nabízí několik dynamometrů, které může včlenit do systému:

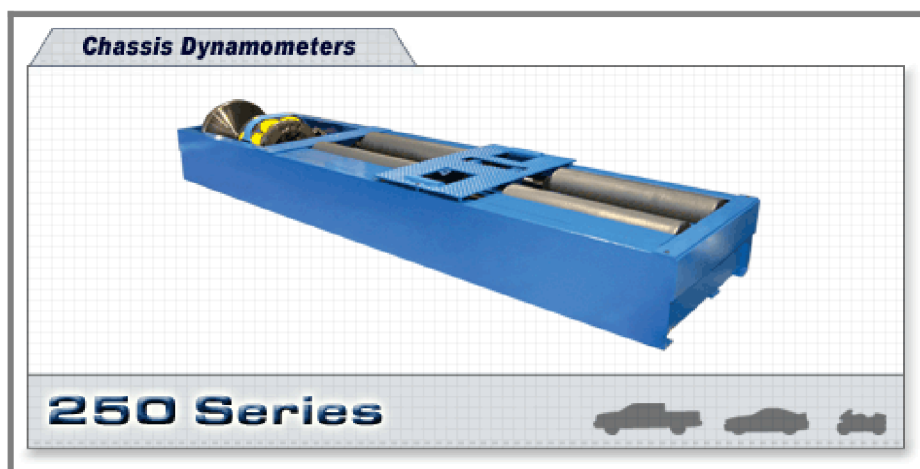
- vzduchem chlazený vířivý dynamometr
- vodou chlazený vířivý dynamometr
- AC/DC dynamometry
- hydraulický dynamometr
- vodou brzděný dynamometr
- setrvačnostní dynamometr

1.4.1 MD – 250

MD 250 užívá vířivý dynamometr chlazený vzduchem s hladkou činností a nekonečně měnitelným zatížením. Dodává se s ručním bezdrátovým ovládním, které nám umožňuje řídit celý test v kabině automobilu. Válce jsou přesně opracované a dynamicky vyvážené. Pro lepší trakci pneumatiky jsou rýhované. Jsou opásané pro obousměrné zkoušení. Mezi válci je zdvižná lišta s integrovaným zámkem válců. Ocelový rám zkušebny je konstruovaný pro velká zatížení. Může být montována nad i pod zem.

Parametry:

- maximální výkon 895 kW
- válce: průměr válců 280 mm
délka válců 1016 mm
vnitřní rozchod kol 711 mm
vnější rozchod kol 2743 mm
rozteč 498 mm
- maximální rychlost 246 km/h
- maximální zatížení 5455 kg
- hmotnost 2046 kg (s dynamometrem)



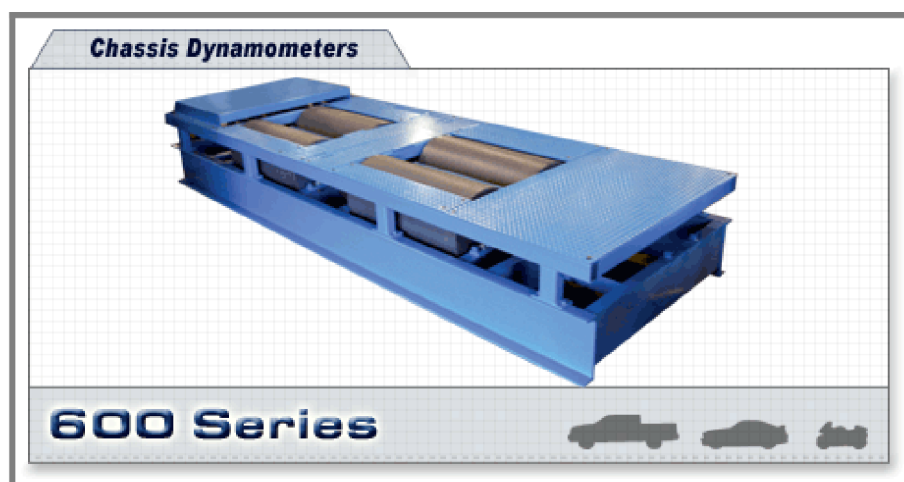
Obr.10 Válcová zkušebna MD 250 [7]

1.4.2 MD – 600

S pohlcující kapacitou 671 kW může MD 600 ovládat sofistikované výkonové testy. Válcová zkušebna má dostatečnou sílu, aby se na ní mohly testovat dieslové nákladní automobily velkého výkonu, stejně jako vysokorychlostní závodní automobily. Když je zkušebna vybavena přípojným válcem, tak na ní můžeme zkoušet i motocykly. Její velká vnější dráha nám dovolí testovat široká vozidla, jako jsou nákladní automobily s dvoukolama, aniž bychom museli vnější kola demontovat. MD 600 obsahuje vířivý dynamometr chlazený vzduchem. Též je vybavený bezdrátovým ručním ovladačem. Může se instalovat nad i pod zem.

Parametry:

- maximální výkon 1342 kW
- válce: průměr válců 500 mm
délka válců 1040 mm
vnitřní rozchod kol 660 mm
vnější rozchod kol 2740 mm
- maximální rychlost 322 km/h
- maximální zatížení 2721 kg
- hmotnost 3991 kg



Obr.11 Válcová zkušebna MD 600 [7]

1.4.3 MD - 1750

MD 1750 je založena na setrvačné testovací schopnosti. Poskytuje praktické a účinné prostředky k tomu, aby měřily výkon vozidla. Setrvačně založené výkonové testování zahrnuje urychlující válcovitou hmotu se známou setrvačností při plně otevřené škrtkovací klapce. V případě neměnné setrvačnosti uzavřené v 127 cm válcích funguje jako mechanismus zatížení motoru při silničním provozu. Rychlost vozidla, která je schopná urychlit válec, ukazuje množství energie přenesené z pneumatik na povrch válce. Pokročilé testovací schopnosti jsou dostupné díky volitelným vířivým dynamometrům. Ty nám umožňují testovat vozidlo v různých polohách škrtkovací klapky, rychlostech a točivém momentu. Hodnota točivého momentu je odečítána v kombinaci s rychlostí válců. Siloměr je umístěn ve válci, aby počítal přesnou sílu kol během testu vozidla.

Parametry:

- maximální výkon 1491 kW
- průměr válců 1270 mm
- maximální rychlost 322 km/h



Obr.12 Válcová zkušebna MD 1750 [7]

2. SOUČASNÉ PROVEDENÍ VÁLCOVÉ ZKUŠEBNY

Základní parametry válcové zkušebny:

- průměr válců 0,372 m
- maximální rychlost 200 km/h
- maximální brzdící síla 2500 N
- maximální brzdňý výkon 125 kW
- rozteč válců 0,52 m

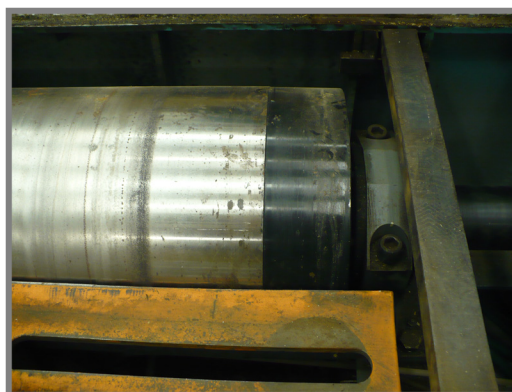
2.1 Konstrukční prvky válcové zkušebny

2.1.1 Válce

Válcová zkušebna má dvojici válců. Jeden hnací (Obr. 13) a druhý hnaný (Obr.14). Hnací válec je drážkovaný a hnaný je hladký. Válce jsou na obou koncích uloženy v domečkách, které jsou k rámu přišroubovány šrouby M10 ČSN 021111.



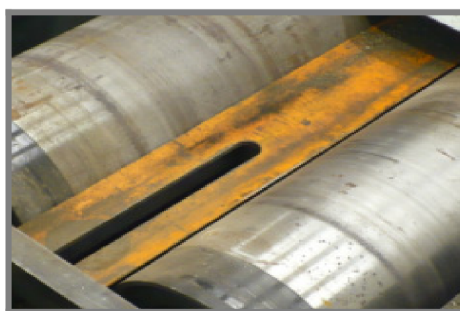
Obr.13 Hnací válec



Obr.14 Hnaný válec

2.1.2 Meziválcová lišta

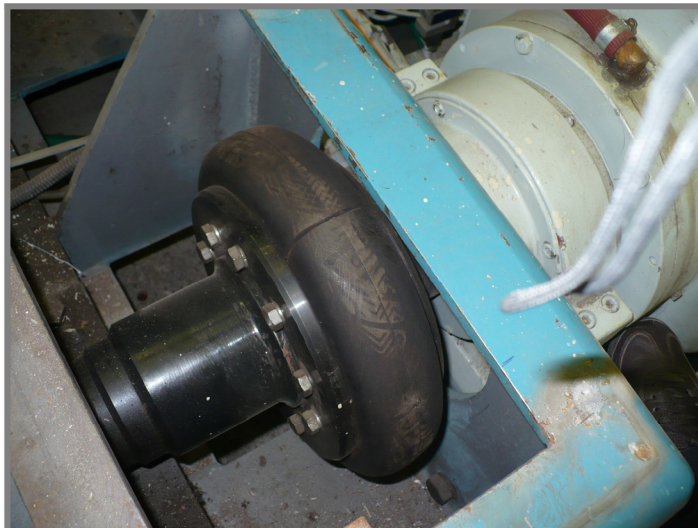
Lišta je zde namontována pro lepší najíždění a vyjíždění vozidel ze zkušebny. Je ovládána pneumaticky.



Obr.15 Meziválcová lišta

2.1.3 Spojka periflex

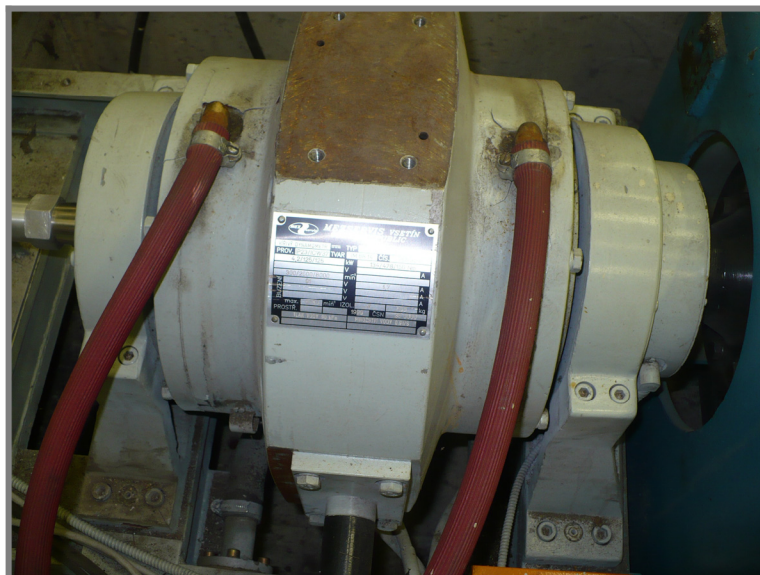
Slouží k spojení hřídele hnacího válce a výstupního hřídele dynamometru.



Obr.16 Spojka periflex

2.1.4 Vířivý dynamometr

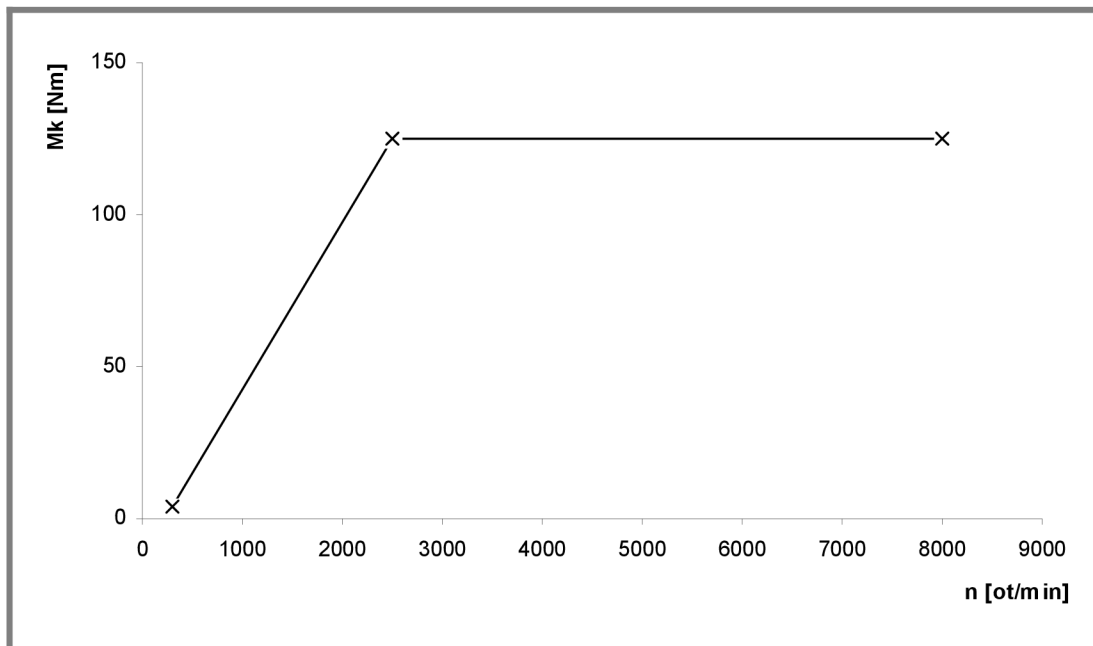
Vířivý dynamometr je hnacím ústrojím válcové zkušebny. V naší válcové zkušebně je nainstalován dynamometr od firmy MEZ VSETÍN. Jedná se o dynamometr chlazený vodou. Dynamometr je k rámu uchycen šrouby M12 ČSN 01 1143.



Obr.17 Vířivý dynamometr

tabulkové parametry dynamometru jsou:

- výkon 4,2/125/125 kW
- točivý moment 134/478/150 Nm
- otáčky 300/2500/8000 ot/min
- hmotnost 550 kg



Graf 1 Výkonová charakteristika dynamometru

2.2 Výkony vybraných automobilů

Bylo vybráno několik automobilů z různých tříd, s různými motory, výkony. V grafu (Graf 2) jsou společně zobrazeny výkony těchto automobilů v závislosti na otáčkách motoru a také výkony v závislosti na přepočítaných otáčkách motoru na otáčky kol. Přepočet byl nutný k zjištění, jestli zabudovaný vířivý dynamometr bude výkonově stačit na současné automobily.

2.2.1 Vztah pro přepočet otáček

$$n_{kol} = \frac{n}{i} \cdot \frac{d_a}{d_b} \cdot s \quad (1)$$

kde:	n_{kol}	otáčky kol [min^{-1}]
	n	otáčky motoru [min^{-1}]
	i	převod automobilu [-]
	d_d	průměr válců zkušebny [mm]
	d_a	průměr kol automobilu [mm]
	s	skluz kol [%]

2.2.2 Felicia

parametry:

- motor
- max. výkon 61 *kW*
- převod 2,748
- průměr kol 0,561 *m*
- skluz 15%

2.2.3 Fabia

parametry:

- motor
- max. výkon 60 *kW*
- převod 2,66
- průměr kol 0,5776 *m*
- skluz 15%

2.2.4 Octavia

parametry:

- motor 1,8
- max. výkon 110 *kW*
- převod 2,772
- průměr kol 0,6345 *m*
- skluz 15%

2.2.5 Octavia 2

parametry:

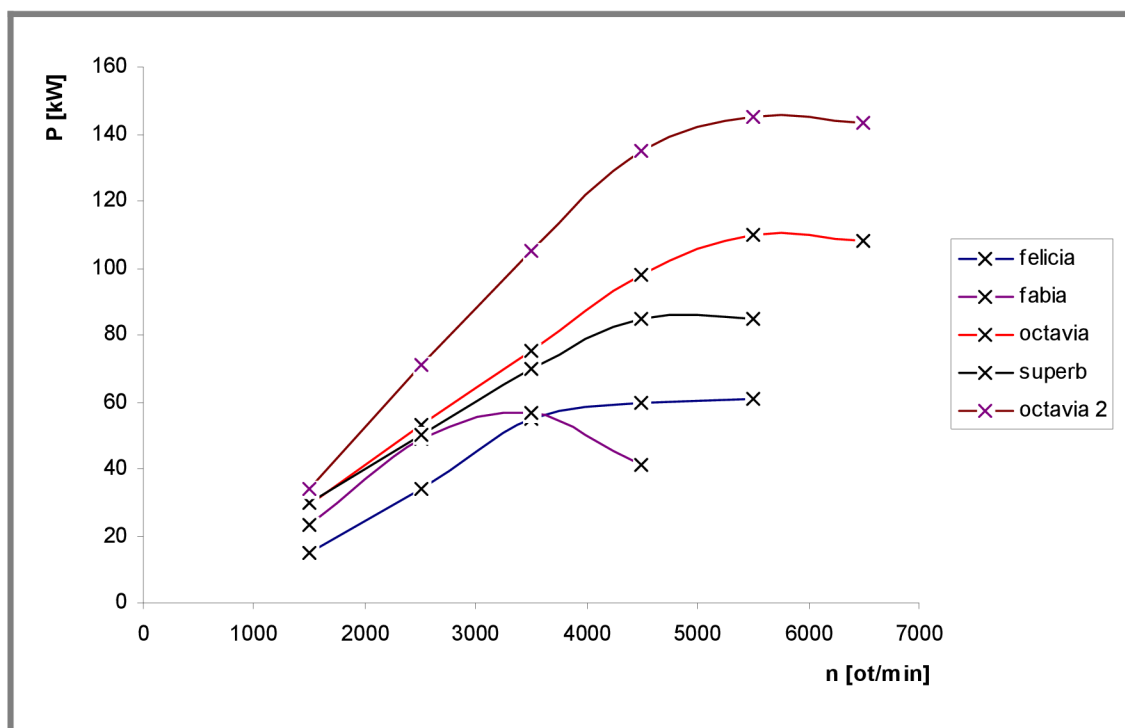
- motor 2,0 TSI
- max. výkon 145 *kW*
- převod 2,772
- průměr kol 0,627 *m*
- skluz 15%

2.2.6 Superb

parametry:

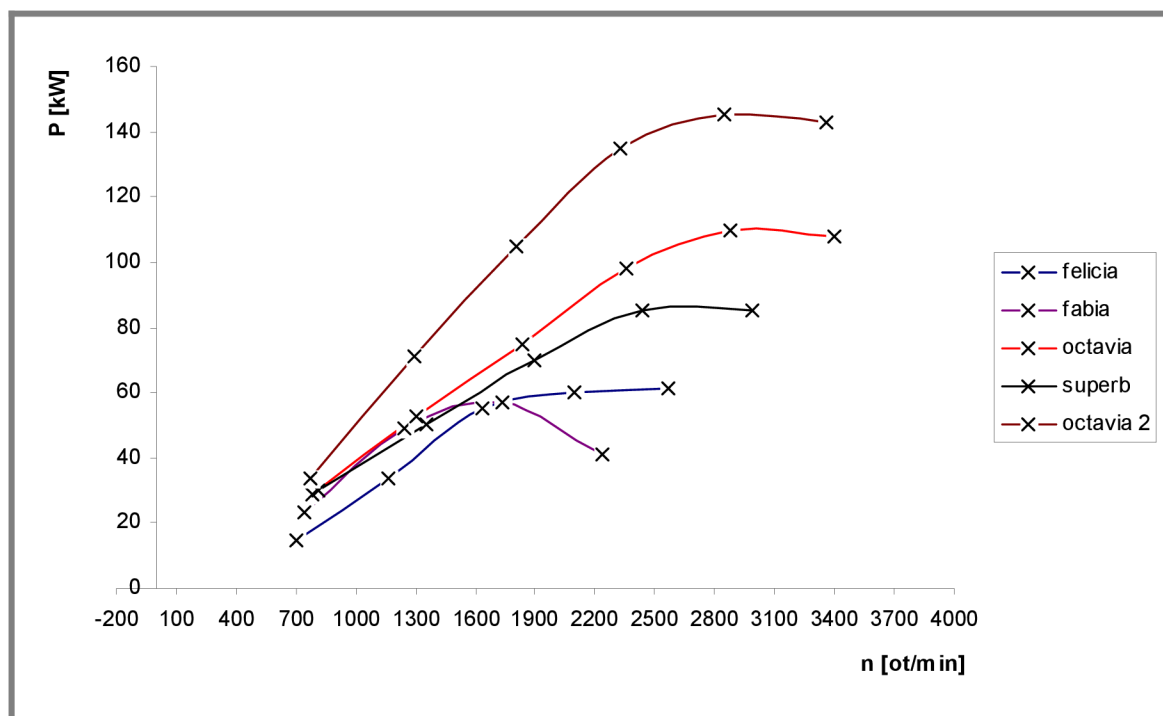
- motor 1,4 TSI
- max.výkon 90 kW
- převod 2,663
- průměr kol 0,632 m
- skluz 15%

2.2.7 Společná výkonová charakteristika motorů



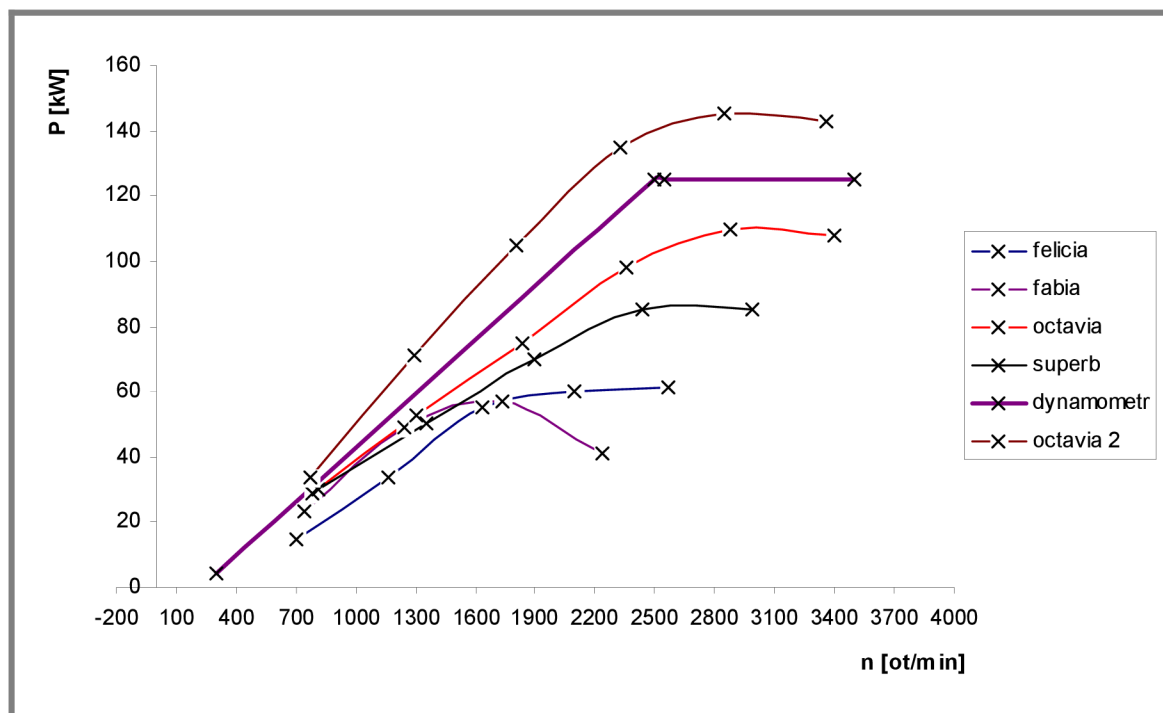
Graf 2 Společná výkonová charakteristika motorů

2.2.8 Společná přepočtená výkonová charakteristika motorů



Graf 3 Společná přepočtená výkonová charakteristika motorů

2.2.9 Společná přepočtená výkonová charakteristika motorů a dynamometru



Graf 4 Společná výkonová charakteristika motorů a dynamometru

Jak je patrné z předešlého grafu, tak současný dynamometr bezpečně ubrzdí pouze automobil Felicia. Octavia 2 viditelně přesahuje možnosti dynamometru a to jen dokazuje, že zkušebna nevyhovuje pro zkoušení výkonnějších automobilů. Zbylé tři automobily jsou na pokraji možností dynamometru a tudíž jejich zkoušení by bylo neuvážené, jelikož by mohlo dojít ke škodám na majetku, dokonce hrozí i nebezpečí úrazu obsluhy zkušebny.

3. KONSTRUKČNÍ ZMĚNY ZKUŠEBNY

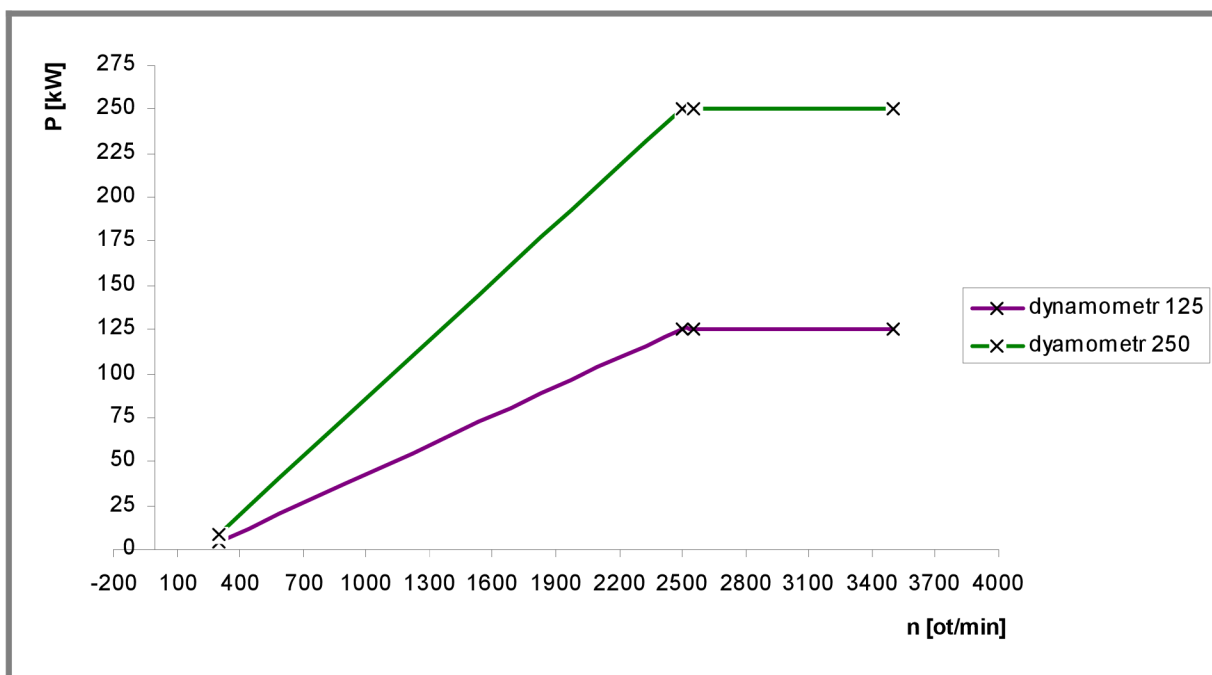
Z grafů z předešlé kapitoly je vidět, že válcová zkušebna potřebuje upravit, aby byla schopná ubrzdít současné automobily. Úpravy se budou týkat navýšení brzdného výkonu válcové zkušebny. Byly navrženy dvě možné varianty řešení úpravy válcové zkušebny. Jsou jimi výměna dynamometru a zařazení převodovky.

3.1 Vířivý dynamometr V 250

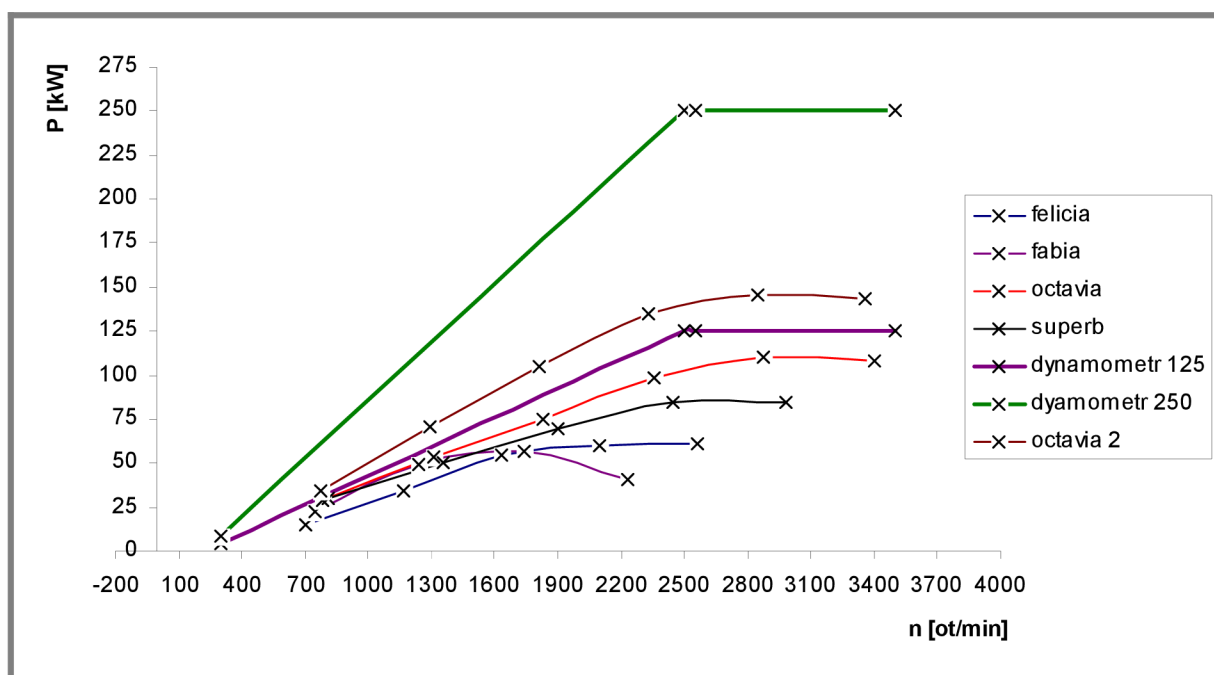
První navrženou změnou je výměna stávajícího dynamometru za výkonnější. Ten má vyšší výkon již při nižších otáčkách a tudíž lépe ubrzdí i novější automobily. Jeho vyšší maximální výkon by měl zajistit, že se zde budou moci testovat i automobily o větším výkonu.

Jeho tabulkové parametry jsou:

- výkon 8,4/250/250 kW
- točivý moment 268/956/299 Nm
- otáčky 300/2500/8000 ot/min
- hmotnost 880 kg



Graf 5 Porovnání výkonových charakteristik dynamometrů V125 a V250



Graf 6 Společná výkonová charakteristika motorů a dynamometrů

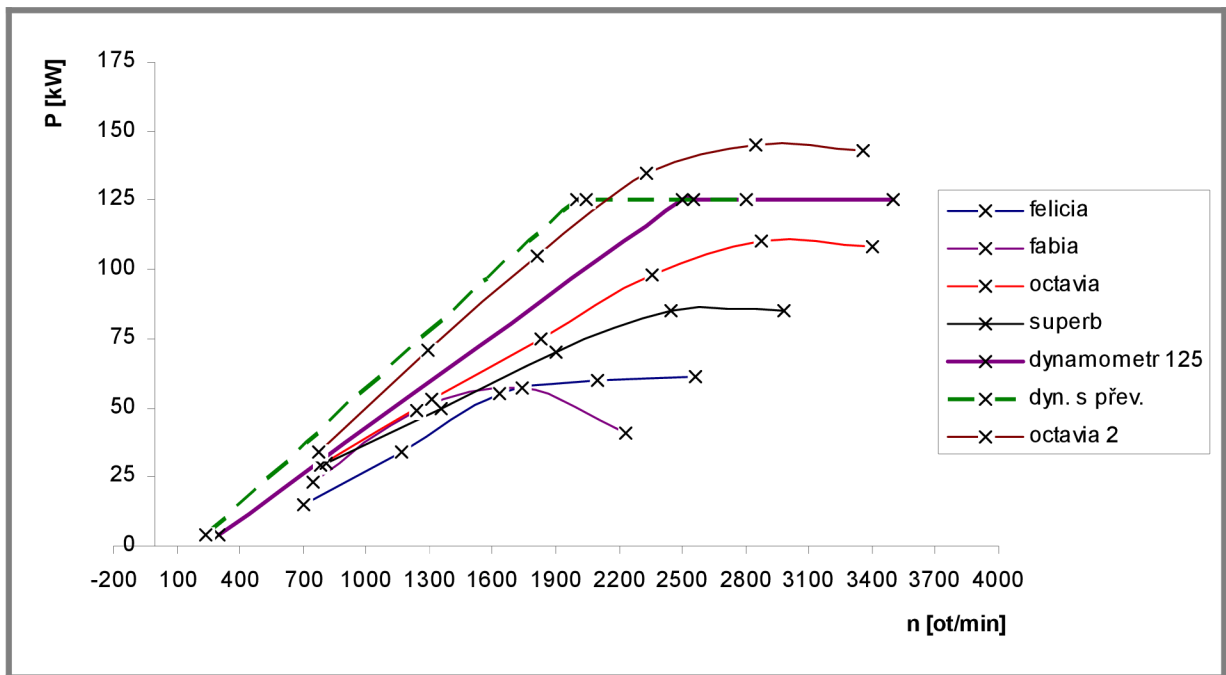
Z grafu je patrné, že vířivý dynamometr V 250 bezpečně ubrzdí všechny vybrané automobily. S výměnou dynamometru však nastávají jiné problémy. Jelikož má větší rozměry než stávající dynamometr, musela by se upravit montážní zástavba zkušebny. Další problém nastává s nedostačující elektroinstalací a kalibrací zkušebny. Muselo by se projít celé elektrické zapojení zkušebny, zkontrolovat a popřípadě vyměnit stávající součástky, aby vyhovovaly nárokům silnějšího dynamometru. Z tohoto důvodu je navržena další možnost úpravy válcové zkušebny.

3.2 Převodovka

Druhou možností jak upravit válcovou zkušebnu, je vložení převodovky mezi dynamometr a spojku Periflex. Převodovka bude urychlovat hřídel k dynamometru a tudíž bude mít dynamometr potřebný brzdňý výkon i při nižších otáčkách válců. Převodovka bude jednostupňová a převod budou zajišťovat ozubené kola s čelním ozubením se šikmými zuby. U převodovky je potřeba zvolit vhodný převodový poměr. Dále je potřeba provést výpočet rozměrů ozubení a provést pevnostní kontrolu ozubení. Poté bude proveden návrh a pevnostní výpočet převodové skříně. Také bude muset být provedena úprava rámu, který drží dynamometr.

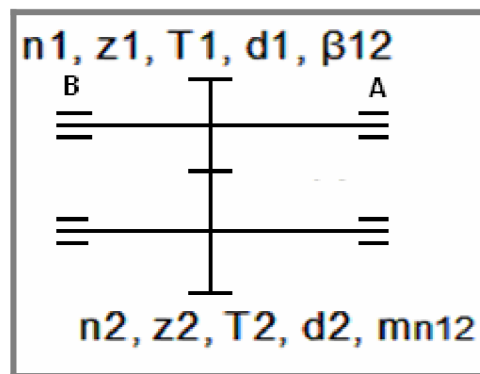
3.2.1 Návrh převodového stupně

Převodový stupeň je zvolen $i=1,25$ a poté je podle něj přepočten výkon dynamometru a výsledek je zobrazen v níže uvedeném grafu. Převodový poměr je dostatečný, aby měl dynamometr potřebný brzdňý výkon k ubrždění automobilů.



Graf 7 Společná výkonová charakteristika motorů a dynamometrů

3.2.2 Výpočet rozměrů čelního ozubení s šikmými zuby



Obr. 18 Kinematické schéma

známé parametry:

$$P = 125 \text{ kW}$$

$$n_1 = 2500 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{12} = 1,25$$

kde: P výkon dynamometru
 n_1 otáčky
 i_{12} převodový poměr

výpočet otáček n_2 :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{2500}{1,25} = 2000 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

volba materiálu čelního soukolí:

dle ČSN 01 4686 volím materiál 12 020: $R_m = 495 \text{ MPa}$
 $R_e = 295 \text{ MPa}$
 $\sigma_{Hlim1} = 1210 \text{ MPa}$
 $\sigma_{Flim1} = 500 \text{ MPa}$

kde: R_m mez pevnosti v tahu
 R_e mez kluzu v tahu
 σ_{Hlim1} mez únavy v dotyku
 σ_{Flim1} mez únavy v ohybu

volba počtu zubů pastorku a výpočet zubů spoluzabírajícího kola:

počet zubů pastorku volím: $z_1 = 32$
 počet zubů spoluzabírajícího kola $z_2 = i_{12} \cdot z_1 = 1,25 \cdot 32 = 40$ (3)

výpočet normálového modulu m_{n1} :

$$m_{n1} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_{bd2} \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,05 \cdot 477,4}{10 \cdot 32 \cdot 300}} = 3,123 \text{ mm} \quad (4)$$

kde: f_F pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení [-]
 K_F součinitel přidavných zatíženích (pro výpočet na ohyb) [-]
 T_1 kroutící moment [Nm]
 Ψ_{bd2} součinitel šířky ozubení (pro výpočet na ohyb) [-]
 z_1 počet zubů pastorku [-]
 σ_{FP} přípustné napětí v ohybu [MPa]

Podle ČSN 01 4608 volím normalizovaný modul: $m_{n12} = 3,5 \text{ mm}$

výpočet osové vzdálenosti a_{12} :

$$a_{12} = \frac{m_{n12}}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{3,5}{\cos 13} \cdot \frac{32 + 40}{2} = 129,3 \text{ mm} \quad (5)$$

kde: β úhel sklonu zubů na roztečném válci [deg]

modul m_t , rozteč p_t a úhel profilu α_t v čelní rovině:

$$m_t = \frac{m_{n12}}{\cos \beta} = \frac{3,5}{\cos 13} = 3,592 \text{ mm} \quad (6)$$

$$p_t = \frac{m_{n12} \cdot \pi}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot \pi}{\cos 13} = 11,285 \text{ mm}$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20}{\cos 13}\right) = 20,483 \text{ deg}$$
(7)

kde: α úhel profilu nástroje [deg]

rozměry pastorku:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 3,592 \cdot 32 = 114,946 \text{ mm}$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 114,946 \cdot \cos 20,483 = 107,679 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m_{n12} = 114,946 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 3,5 = 121,946 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m_{n12} = 114,946 - 2 \cdot (1 + 0,25 - 0) \cdot 3,5 = 106,196 \text{ mm}$$

$$s_{t1} = \frac{p_t}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m_{n12} \cdot \tan \alpha_t = \frac{11,285}{2} + 2 \cdot 0 \cdot 3,5 \cdot \tan 20,483 = 5,642 \text{ mm}$$

$$s_{n1} = m_{n12} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha\right) = 3,5 \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0 \cdot \tan 20\right) = 5,498 \text{ mm}$$
(8)

kde: d_1 průměr roztečné kružnice [mm]
 d_{b1} průměr základní kružnice [mm]
 d_{a1} průměr hlavové kružnice [mm]
 d_{f1} průměr patní kružnice [mm]
 s_{t1} tloušťka zubu na roztečné kružnici v čelní rovině [mm]
 s_{n1} tloušťka zubu na roztečné kružnici v normální rovině [mm]
 h_a^* součinitel výšky hlavy [mm]
 c^* součinitel radiální vůle [mm]
 x_1 jednotkové posunutí základního profilu [mm]
 Δy jednotkové posunutí [mm]

rozměry kola:

Rozměry vypočítané analogicky ze vzorečků pro pastorek.

$$d_2 = 143,683 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = 134,599 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 150,683 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = 134,933 \text{ mm}$$

$$s_{t2} = 5,642 \text{ mm}$$

$$s_{n2} = 5,498 \text{ mm}$$

výpočet silových poměrů:

obvodová síla

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 1000}{d_1} = \frac{2 \cdot 477.4 \cdot 1000}{114.946} = 8308 \text{ N} \quad (9)$$

radiální síla

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 8308 \cdot \tan 20.483 = 3103 \text{ N} \quad (10)$$

axiální síla

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 8308 \cdot \tan 13 = 1918 \text{ N} \quad (11)$$

reakce v ložisku

$$F_{rl} = 4434 \text{ N}$$

zjednodušený kontrolní výpočet podle ČSN 01 4686-88:

a) kontrola únavy v dotyku

pastorek

$$\sigma_{HO1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{w12} \cdot d_1} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = 190 \cdot 2,3 \cdot 0,83 \cdot \sqrt{\frac{8308}{31 \cdot 114.946} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} = 743 \text{ MPa}$$

$$S_{H1} = \sigma_{Hlim1} \cdot \frac{Z_R}{\sigma_{HO1} \cdot \sqrt{K_H}} = 1210 \cdot \frac{1}{743 \cdot \sqrt{1,26}} = 1,451 \quad (12)$$

$$S_{Hmin} = 1,3$$

$$S_{H1} \geq S_{Hmin} \quad \text{vyhovuje}$$

kde:	σ_{HO1}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů [MPa]
	σ_{Hlim1}	mez únavy v dotyku [MPa]
	Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálů [MPa]
	Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících kol pro dotyk [-]
	Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů [-]
	F_{t1}	obvodová síla na roztečné kružnici v čelním řezu [N]
	K_H	součinitel přídavných zatížení na dotyk [-]
	S_{H1}	bezpečnost v dotyku [-]
	S_{Hmin}	minimální požadovaná bezpečnost v dotyku [-]

kolo

$$\sigma_{HO2} = 664,587 \text{ MPa}$$

$$S_{H2} = 1,622$$

$$S_{H \min} = 1,3$$

$$S_{H2} \geq S_{H \min} \quad \text{vyhovuje}$$

b) kontrola statické únosnosti dotyku

pastorek

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{K_H \cdot \frac{F_{t \max}}{F_{t1}}} = 743 \cdot \sqrt{1,26 \cdot \frac{8308}{8308}} = 834,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \max} = 4V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\sigma_{H \max 1} \leq \sigma_{HP \max} \quad \text{vyhovuje}$$

kde: $\sigma_{H \max 1}$ největší napětí v dotyku od síly $F_{t \max}$ [MPa]
 $\sigma_{HP \max}$ přípustné napětí v dotyku při největším zatížení [MPa]
 V_{HV} tvrdost podle Vickerse [HV]

kolo

$$\sigma_{H \max 2} = 756 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \max 2} = 4V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\sigma_{H \max 2} \leq \sigma_{HP \max 1} \quad \text{vyhovuje}$$

c) kontrola únavy v ohybu

pastorek

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{\sigma_{F1}} = \frac{500}{187} = 2,674 \text{ MPa}$$

$$S_{F \min} = 1,4 \quad (15)$$

$$S_{F1} \geq S_{F \min} \quad \text{vyhovuje}$$

kde: σ_{F1} ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu [MPa]
 $\sigma_{F \lim 1}$ mez únavy v ohybu [MPa]
 S_{F1} bezpečnost v ohybu [-]
 $S_{F \min}$ minimální požadovaná bezpečnost v ohybu [-]

kolo

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}2}}{\sigma_{F2}} = \frac{500}{175.135} = 2.855 \text{ MPa}$$

$$S_{F \text{ min}} = 1,4$$

$$S_{F1} \geq S_{F \text{ min}} \quad \text{vyhovuje}$$
(16)

d) kontrola statické únosnosti v ohybu

pastorek

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 500 = 1250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP \text{ max}} = 0,8 \cdot \sigma_{Fst} = 4 \cdot 1250 = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F \text{ max}1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_{t \text{ max}1}}{F_t} = 187 \cdot \frac{8308}{8308} = 186.968 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F \text{ max}1} \leq \sigma_{FP \text{ max}} \quad \text{vyhovuje}$$
(17)

kde: $\sigma_{F \text{ max}1}$ největší napětí v ohybu od síly $F_{t \text{ max}}$ [MPa]
 $\sigma_{FP \text{ max}}$ přípustné napětí v ohybu [MPa]
 σ_{Fst} pevnost v ohybu při největším zatížení [MPa]

kolo

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 500 = 1250 \text{ MPa}$$

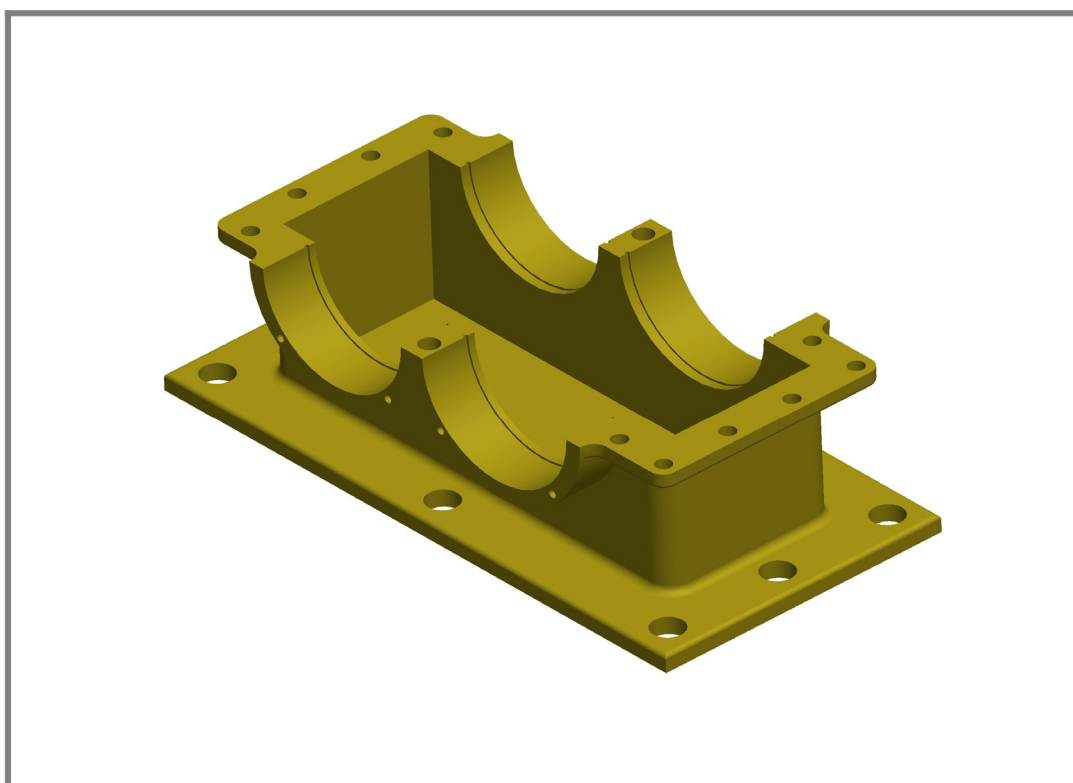
$$\sigma_{FP \text{ max}} = 0,8 \cdot \sigma_{Fst} = 4 \cdot 1250 = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F \text{ max}2} = 175,135 \text{ MPa}$$

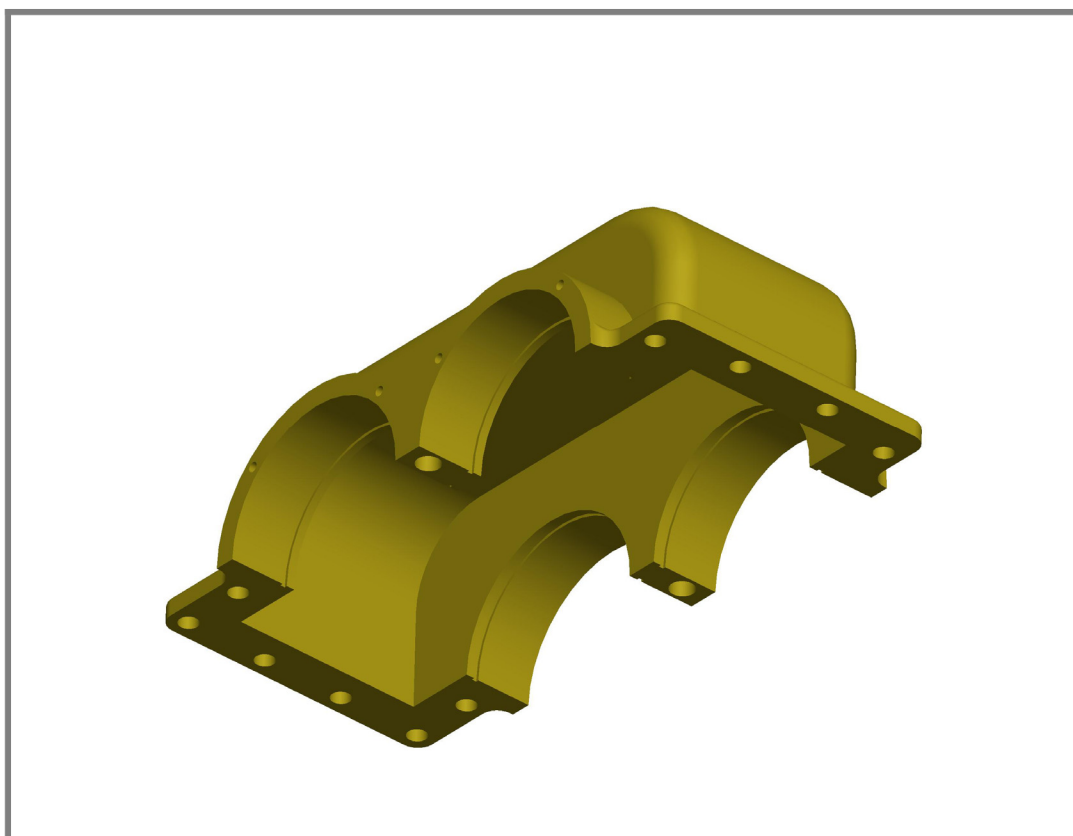
$$\sigma_{F \text{ max}2} \leq \sigma_{FP \text{ max}} \quad \text{vyhovuje}$$
(18)

3.2.3 Návrh převodové skříně

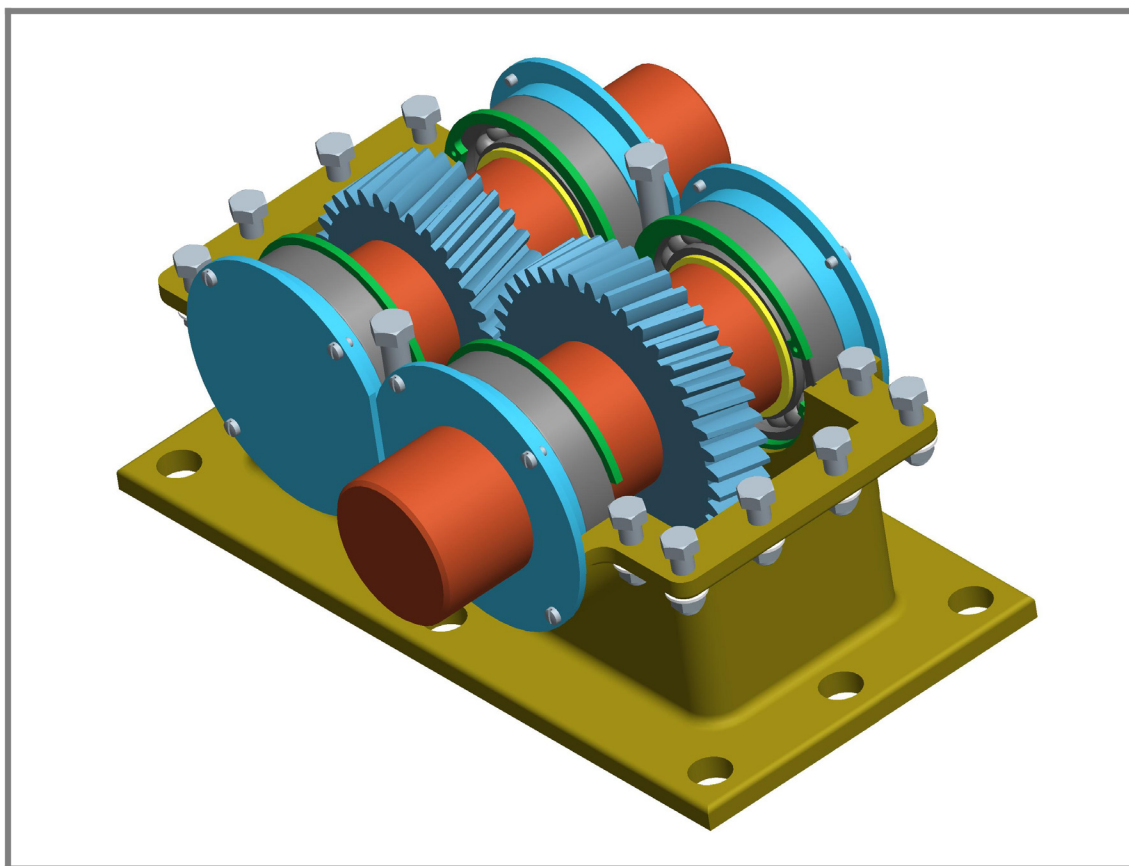
Převodová skříně je navržena podle vypočítaných základních rozměrů ozubení. Navrženým materiálem pro svařovanou skříně je konstrukční ocel 11 500. Tato skříně se bude skládat ze dvou částí: z dolního víka (Obr.19) a horního víka (Obr.20). Víka budou k sobě přišroubována šrouby M10x35 ČSN 021111 (10 ks) a šrouby M12x120 (2 ks) ČSN 021111. K základnímu rámu bude přišroubována šrouby M20x 50 ČSN 021111 (8 ks). Ve víkách se dále nachází drážky pro pojistné kroužky ložisek a závitové díry pro uchycení víček hřídelů. Celkové uspořádání převodovky je znázorněno na Obr. 21.



Obr.19 Dolní víko převodové skříně

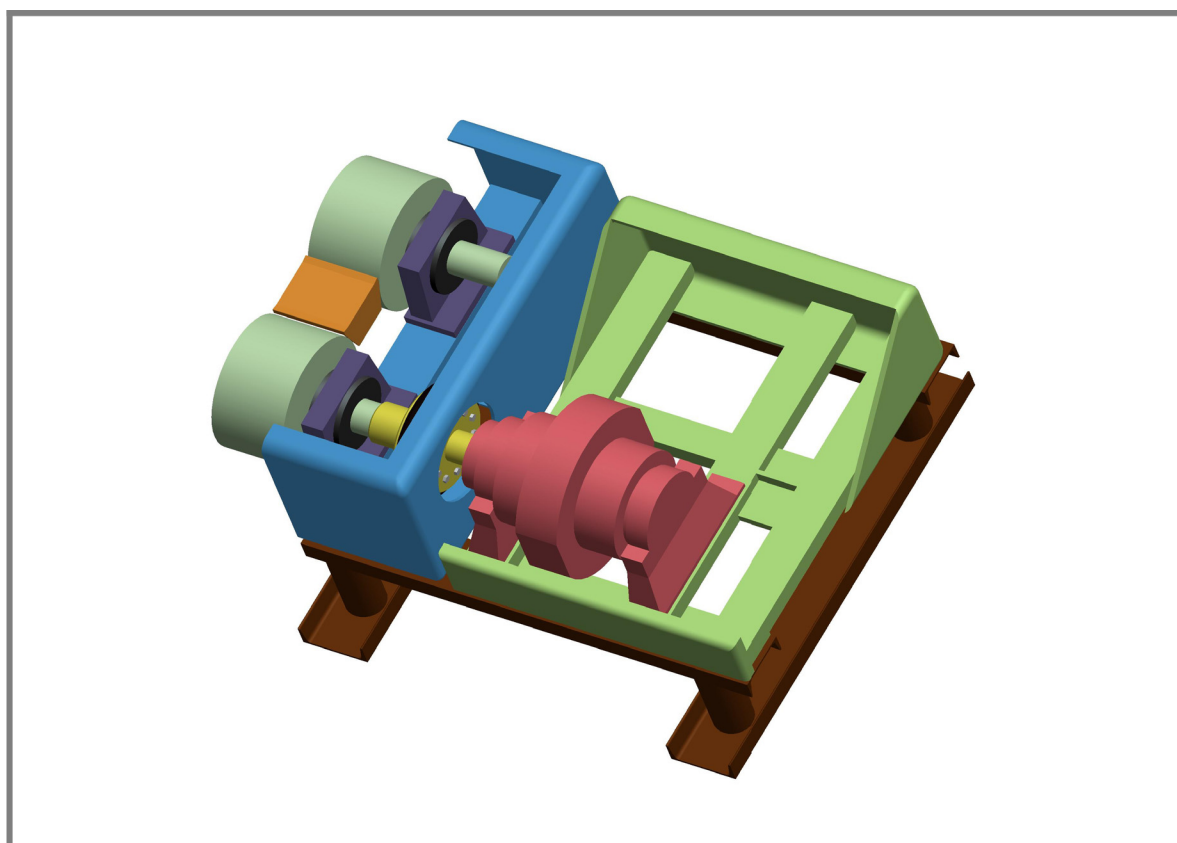


Obr.20 Horní víko převodové skříně

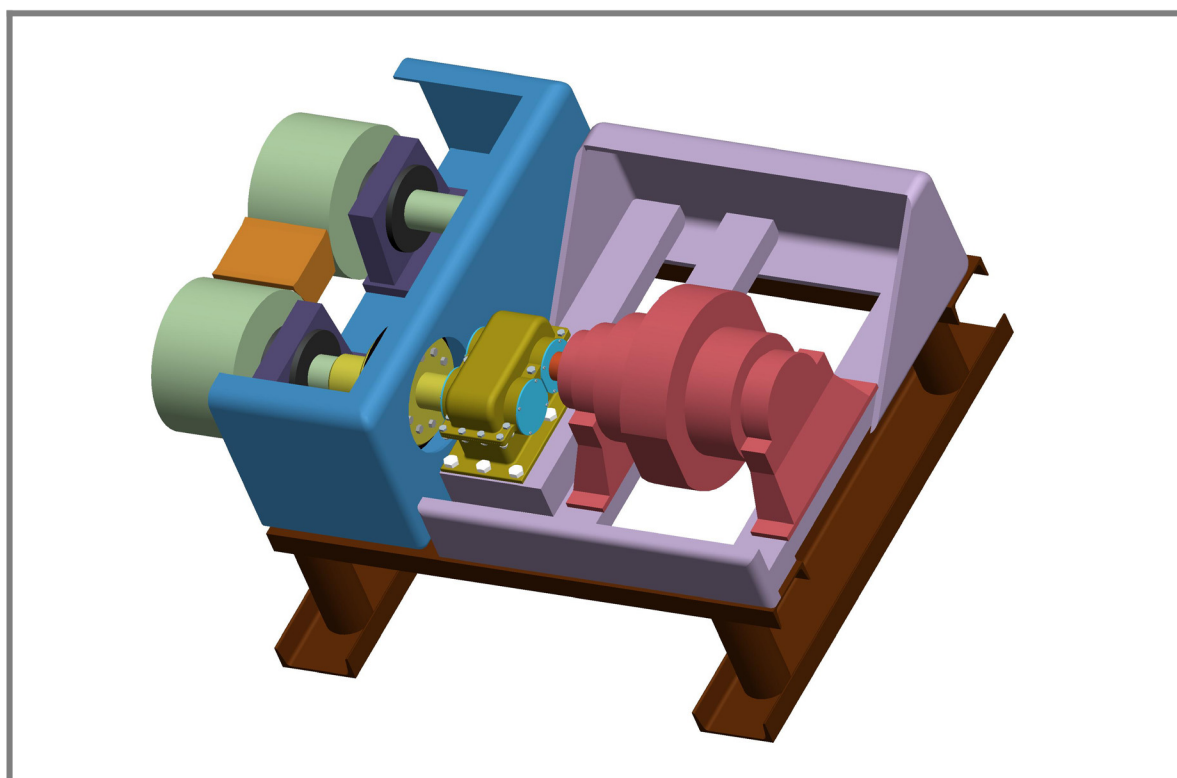


Obr.21 Kompletní převodovka bez horního víka

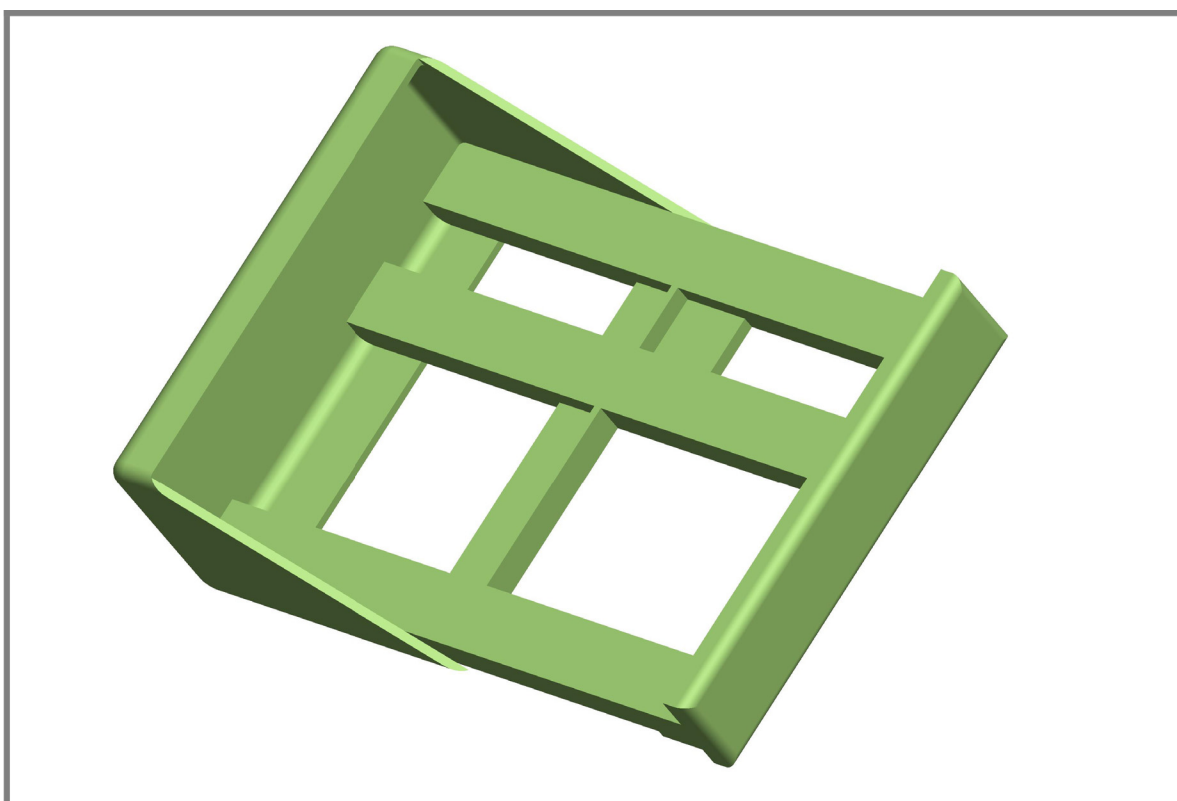
Aby bylo možné navrhout válcovou zkušebnu s převodovkou, bylo nutné stávající zkušebnu změřit a podle zjištěných rozměrů namodelovat (Obr.22). Namodelovaná byla pouze část, kde se bude nacházet převodovka. Následně byla namodelována optimalizovaná varianta zkušebny (Obr.23), kde je do stávající zkušebny přidána převodovka. Se zařazením převodovky bylo nutné upravit rám, který drží dynamometr. Původní a upravený rám jsou pro lepší porovnání znázorněny na obr. 24 a obr. 25. Rám byl změněn přesunutím příčníků a přidáním patky pod převodovku. Vnější rozměry rámu zůstaly zachovány, aby se nemusela předělávat montážní jáma zkušebny, což by navýšilo náklady a pracnost realizace úprav. Patka převodovky je navržena z plechu o tloušťce 10 mm a jsou v ní vyvrtány díry pro šrouby, kterými se přidělá převodovka k rámu. Modelování bylo provedeno v programu Pro ENGINEER, jako v předchozím případě u převodovky.



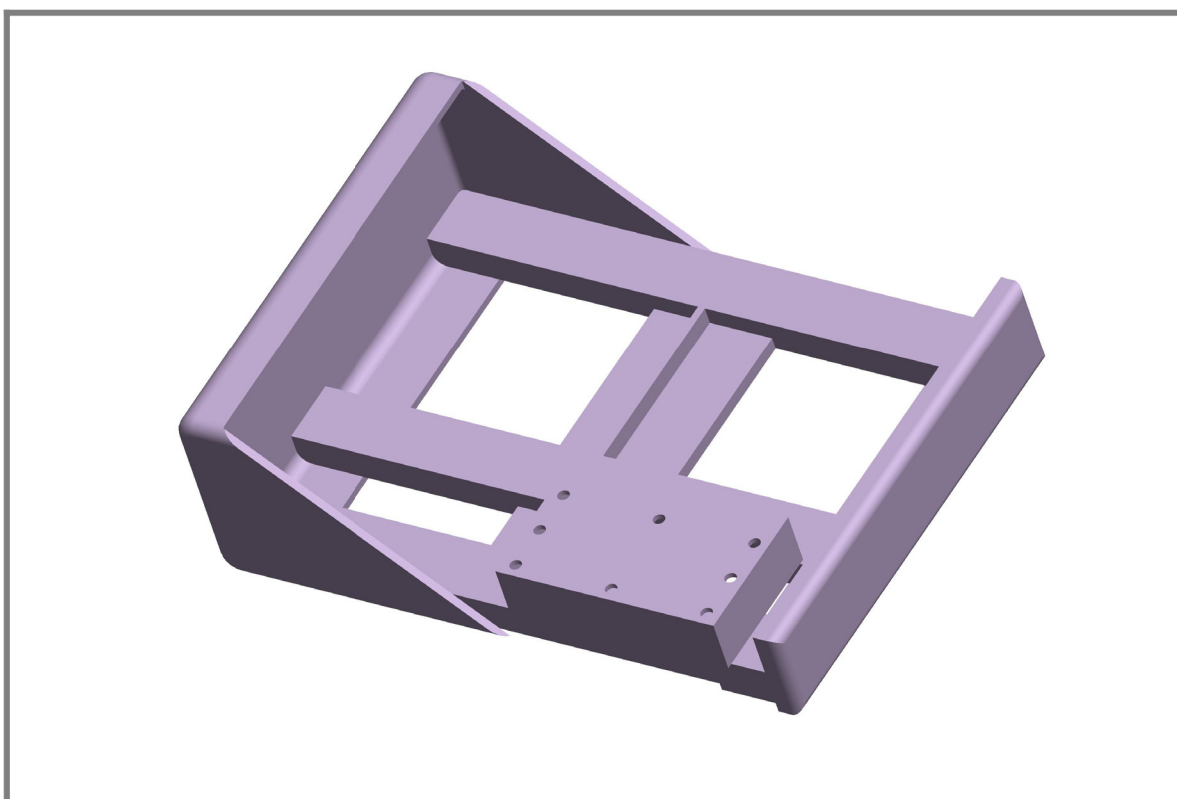
Obr.22 Současná válcová zkušebna



Obr.23 Válcová zkušebna s zařazenou převodovkou

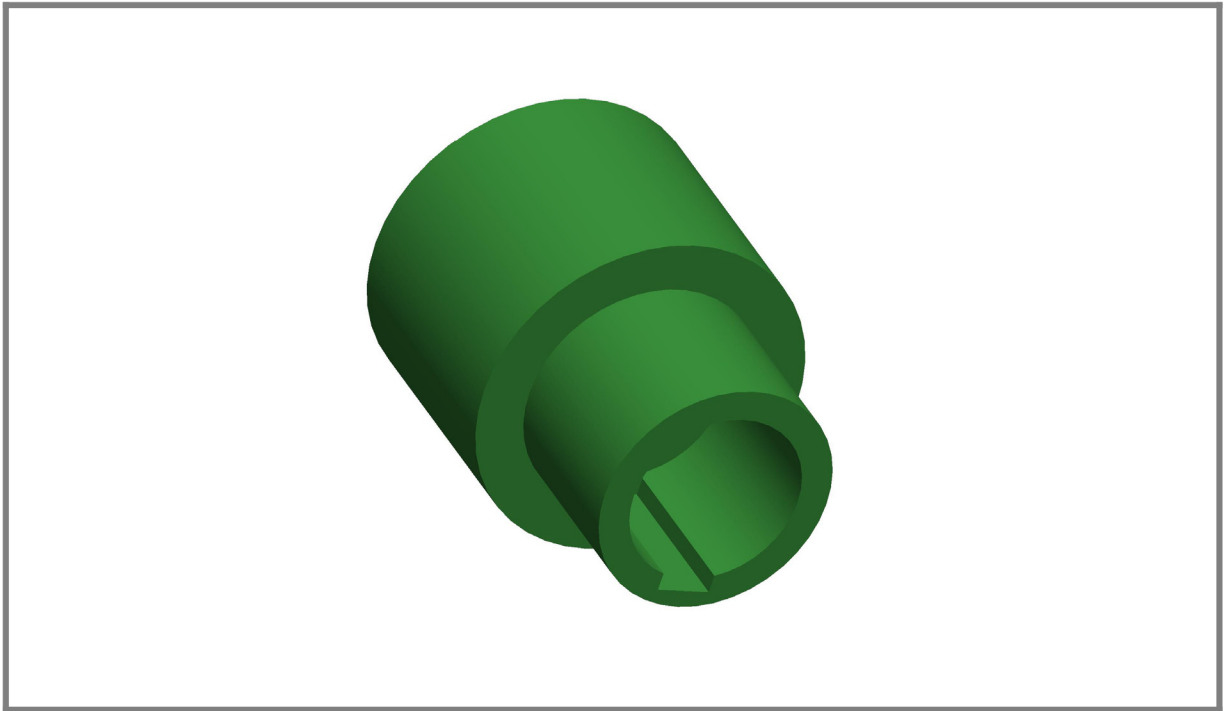


Obr.24 Rám pod dynamometrem



Obr.25 Upravený rám pod dynamometrem

Přenos kroutícího momentu převodovky a dynamometru bude zajišťovat příruba (Obr. 26). V přírubě se budou nacházet drážky pro pera, která budou jistit hřídele převodovky a dynamometru proti pootočení.



Obr.26 Příruba

4. PEVNOSTNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ

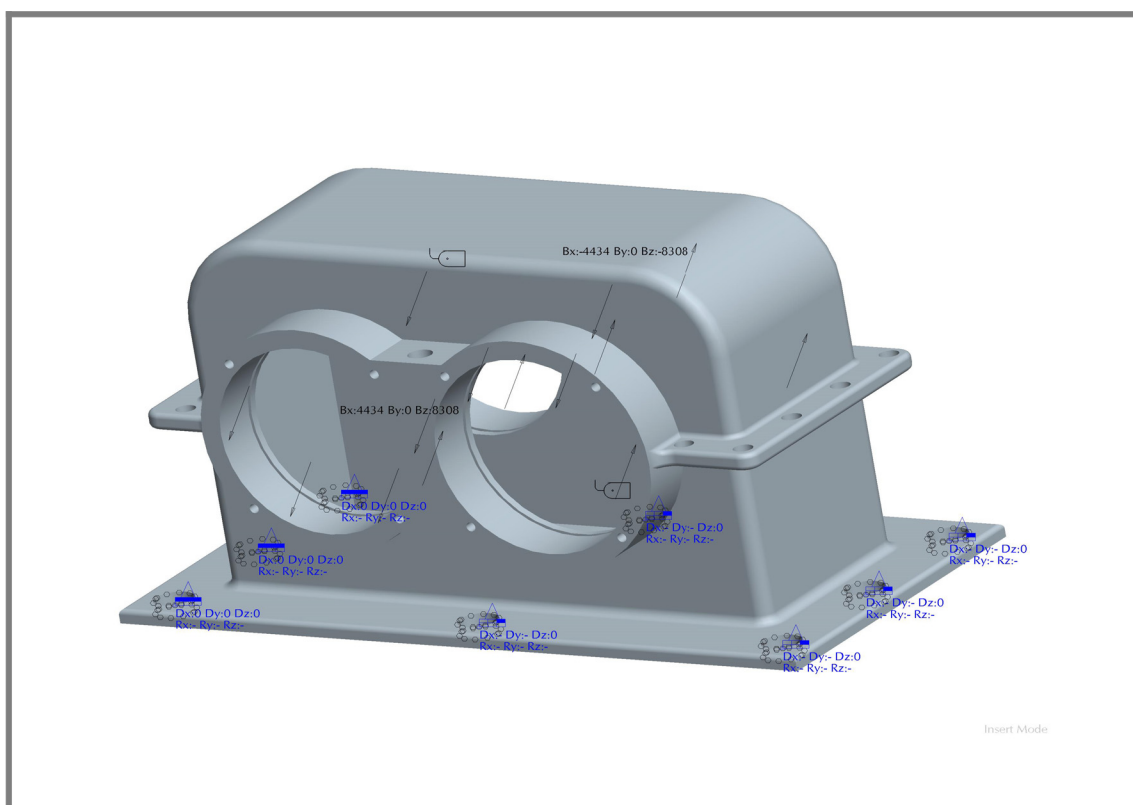
Z důvodu kontroly bezpečnosti bude na navržené převodové skříni provedena pevnostní analýza. Skříň bude namáhána silami, které vznikají v ozubení u převodových kol. Síly budou na skříň působit v místech, kde jsou uložena ložiska. Analýza bude provedena výpočtovým programem Pro/MECHANICA, která je integrována v CAD programu Pro/ENGINEER. Pro/MECHANICA je výpočtový program založený na metodě MKP (metoda konečných prvků).

4.1 Nastavení parametrů

Nejdříve byly víkům převodové skříňe přiděleny fyzikální vlastnosti oceli. Poté byly na těleso převodové skříňe naneseny pevné podpory. Podpory byly umístěny do děr pro šrouby, kterými se bude skříň převodovky upevňovat k rámu. Na jedné straně byly zvoleny podpory, kde není možný posuv v žádném směru, je povoleno pouze natáčení. U zbylých podpor není možný posuv pouze v ose Z a natáčení je též povoleno. Skříň zatěžuje obvodová a radiální síla ozubení. Síly se museli zadat ve směrech, ve kterých působí. Jejich vektory spolu se zadanými vazbami jsou vidět na obr. 27 obr.30.

fyzikální vlastnosti oceli jsou:

- hustota $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
- Poissonova konstanta $\mu = 0,3$
- Youngův modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$



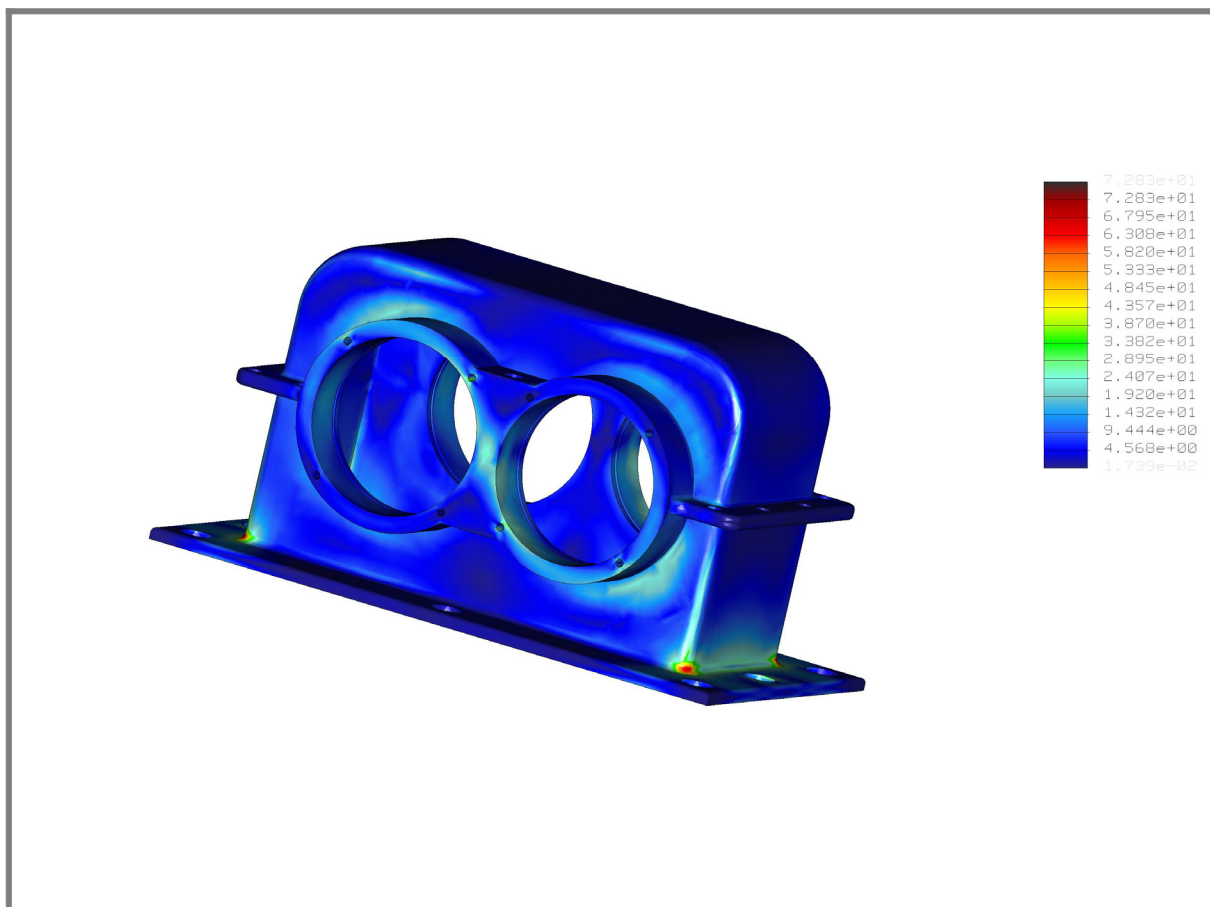
Obr.27 Zatížená převodová skříň s podporami

4.2 Způsoby řešení výpočtu

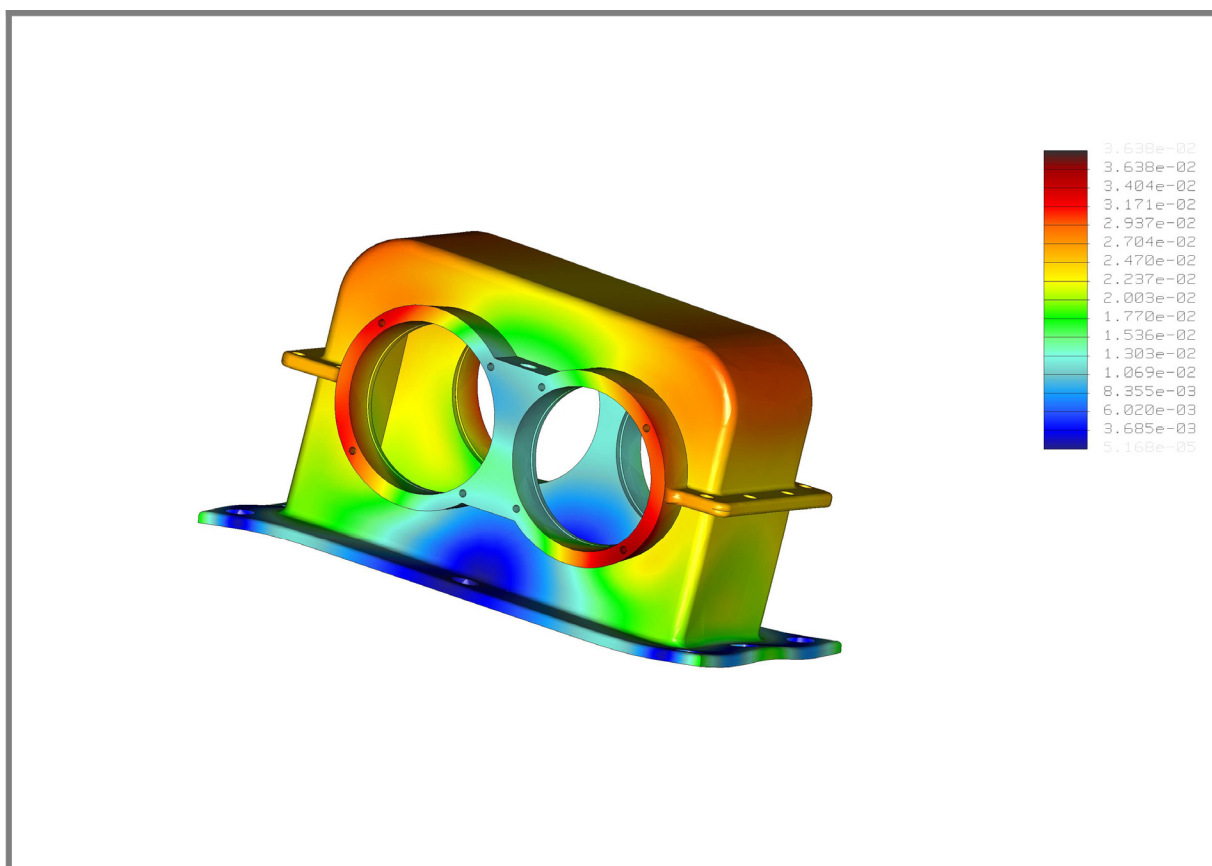
Byly zvoleny dvě možnosti výpočtu, aby bylo dosaženo přesnějších výsledků. Při prvním výpočtu se skříň zadala jako jeden kus tzn. byli potlačeny šrouby, které spojují obě víka skříň. Druhá možnost počítá skříň jako dvě části sešroubované k sobě. V programu totiž lze nasimulovat šroubové spojení. Toto řešení je zadáno jako kontaktní úloha. Jako kontaktní plochy byly vybrány dosedací plochy vík. Zadání sil a podpor je u obou řešení stejné, jak bylo vysvětleno výše. Těleso si program vysítuje automaticky sám. Pro prezentaci napětí je velice obtížné zvolit veličinu, pomocí které lze srovnávat jednotlivé stavy a místa. K tomuto účelu je zvoleno redukované napětí dle podmínky von Mises (HMH). Je si ovšem nutno uvědomit, že redukované napětí je fiktivní napětí přiřazené obecné prostorové napjatosti a tudíž ho nelze přímo změřit a verifikovat.

4.2.1 První způsob řešení výpočtu

Výsledek řešení je ukázán graficky. Průběh napětí i deformace je symetrický, což se dalo podle zatížení očekávat. Na obr. 28 vidíme průběh redukovaného napětí skříň. Největší redukované napětí je v místech přechodu stěny s dnem dolního víka. Na obr. 29 je vidět maximální deformace skříň. Ta je největší v místě působení reakcí ložisek.



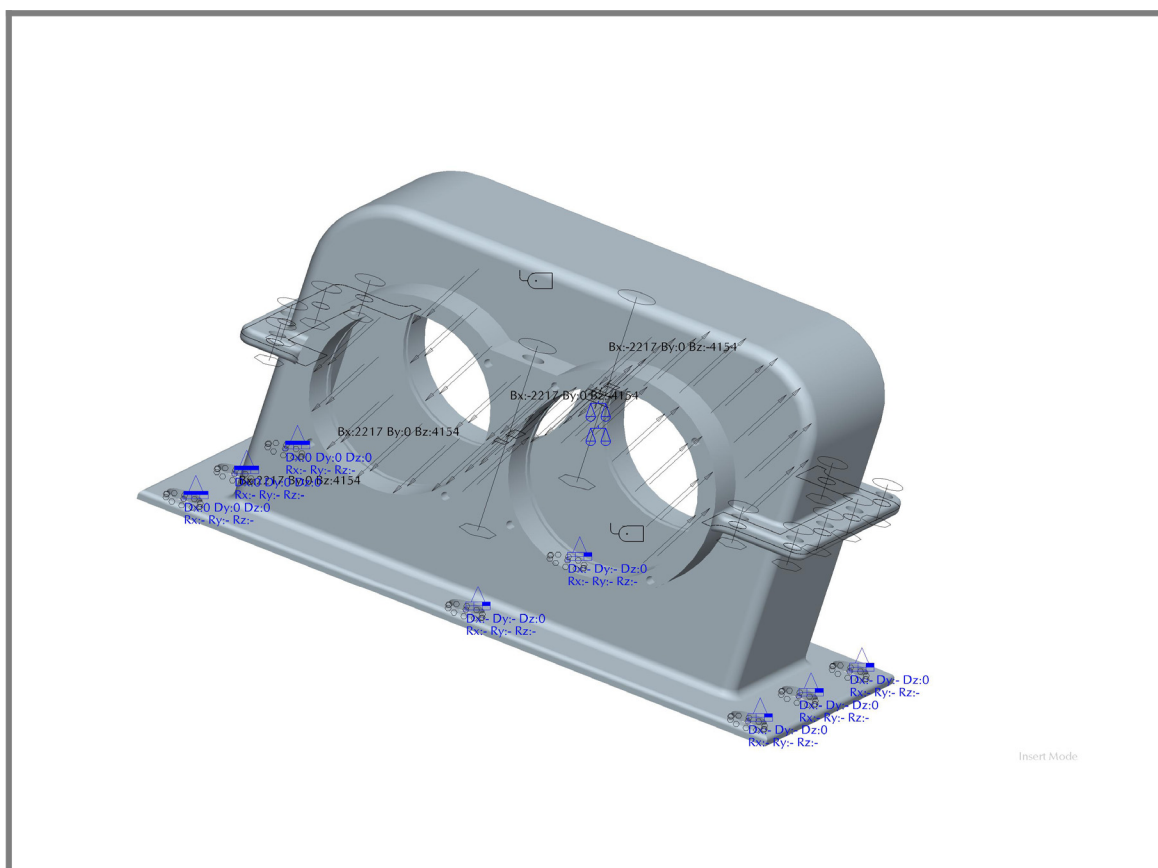
Obr.28 Výsledný průběh redukovaného napětí [MPa]



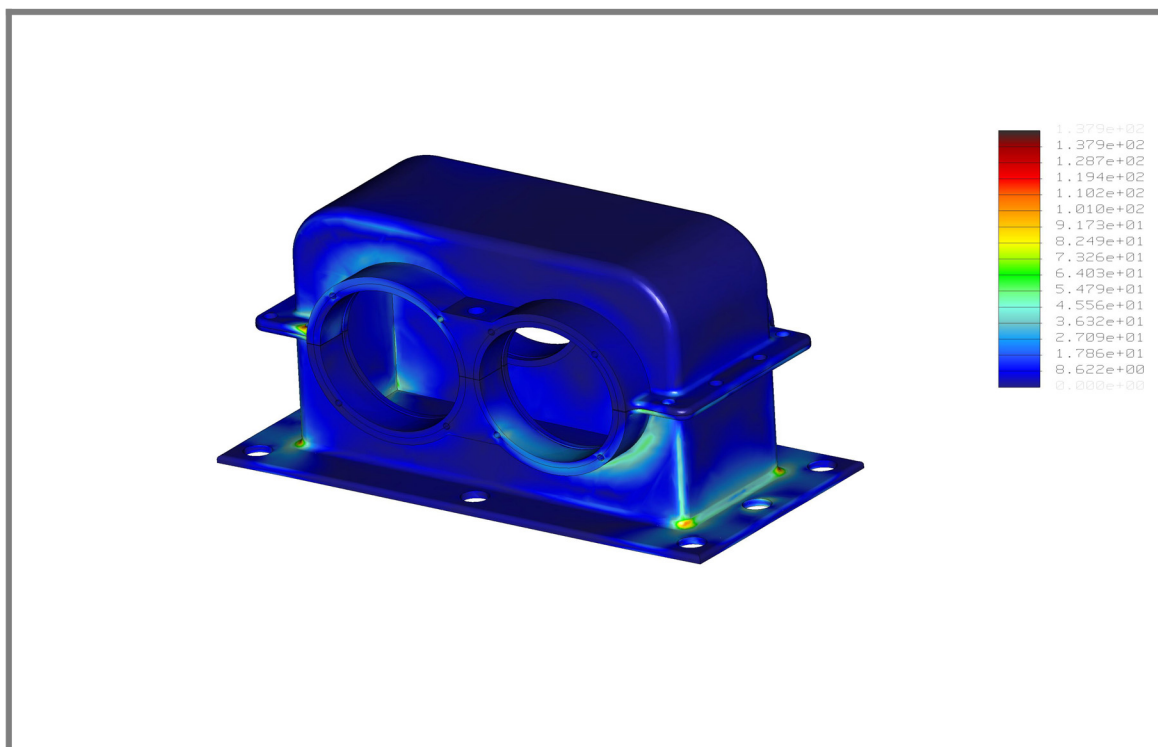
Obr.29 Výsledná deformace skříně [mm]

4.2.2 Druhý způsob řešení výpočtu

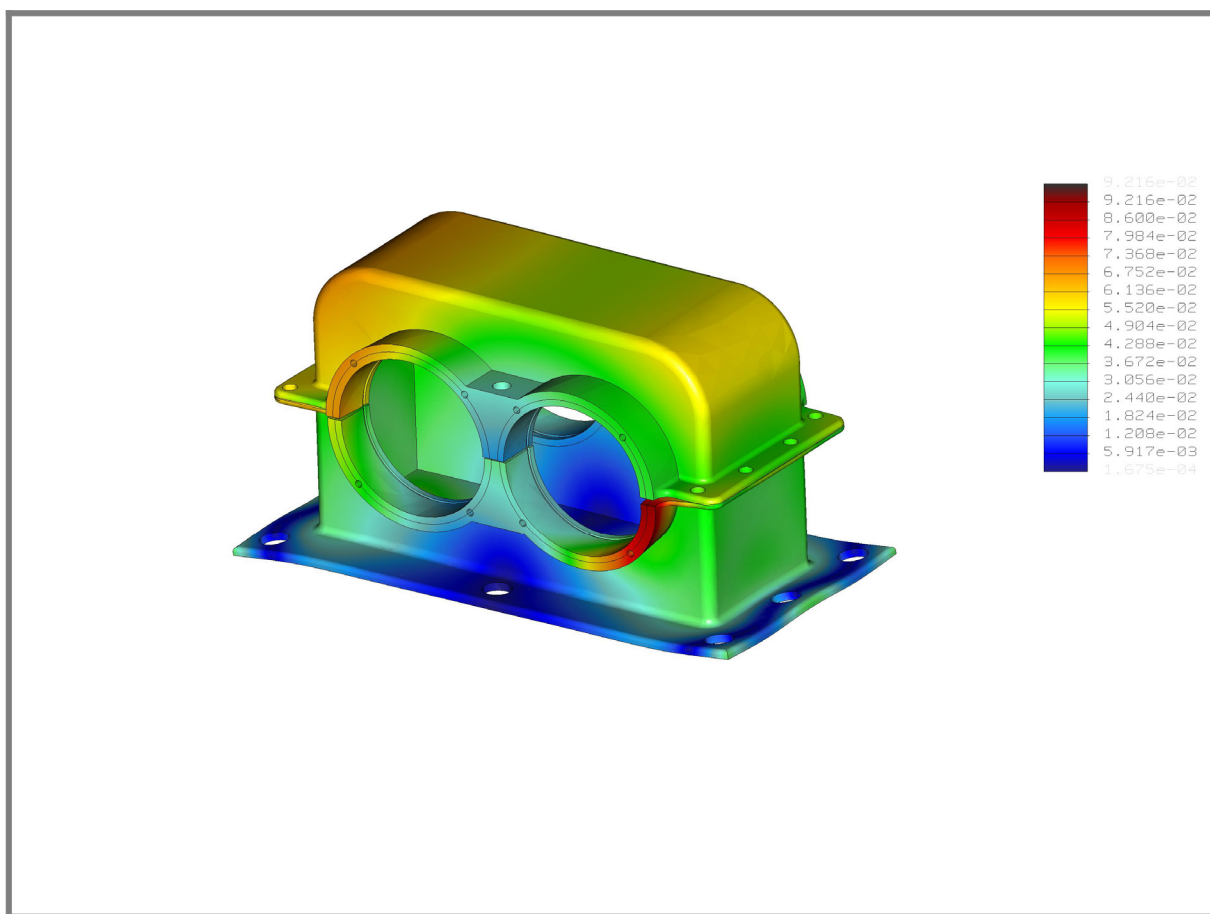
Jako u minulého řešení vyšel průběh napětí i deformace symetrický. Avšak oproti minulému řešení vyšly výsledky o dost větší. Což ukazuje, že druhý způsob zadání výpočtu je věrohodnější. Výsledky jsou opět ukázány na obrázcích (Obr.31 a Obr.32) .



Obr.30 Zatížená převodová skříň s podporami



Obr.31 Výsledný průběh redukovaného napětí [MPa]



Obr.32 Výsledná deformace skříně [mm]

4.2.3 Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pevnosti

$\sigma_{red} = 137,9 \text{ MPa}$ - odečteno z obr. 30

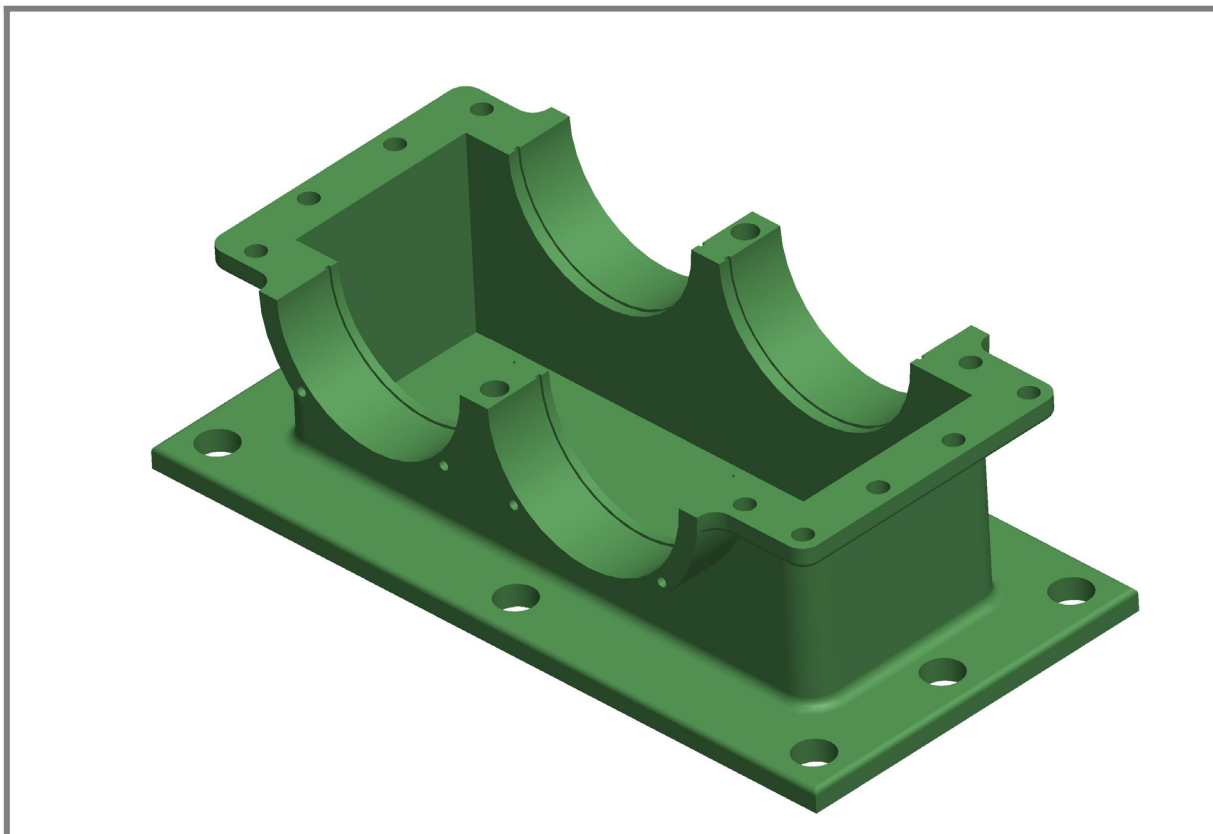
$$k = \frac{R_{p02}}{\sigma_{red}} = \frac{270}{137,9} = 1,95 \quad (19)$$

kde: R_{p02} smluvní mez kluzu [MPa]
 σ_{red} redukované napětí [MPa]

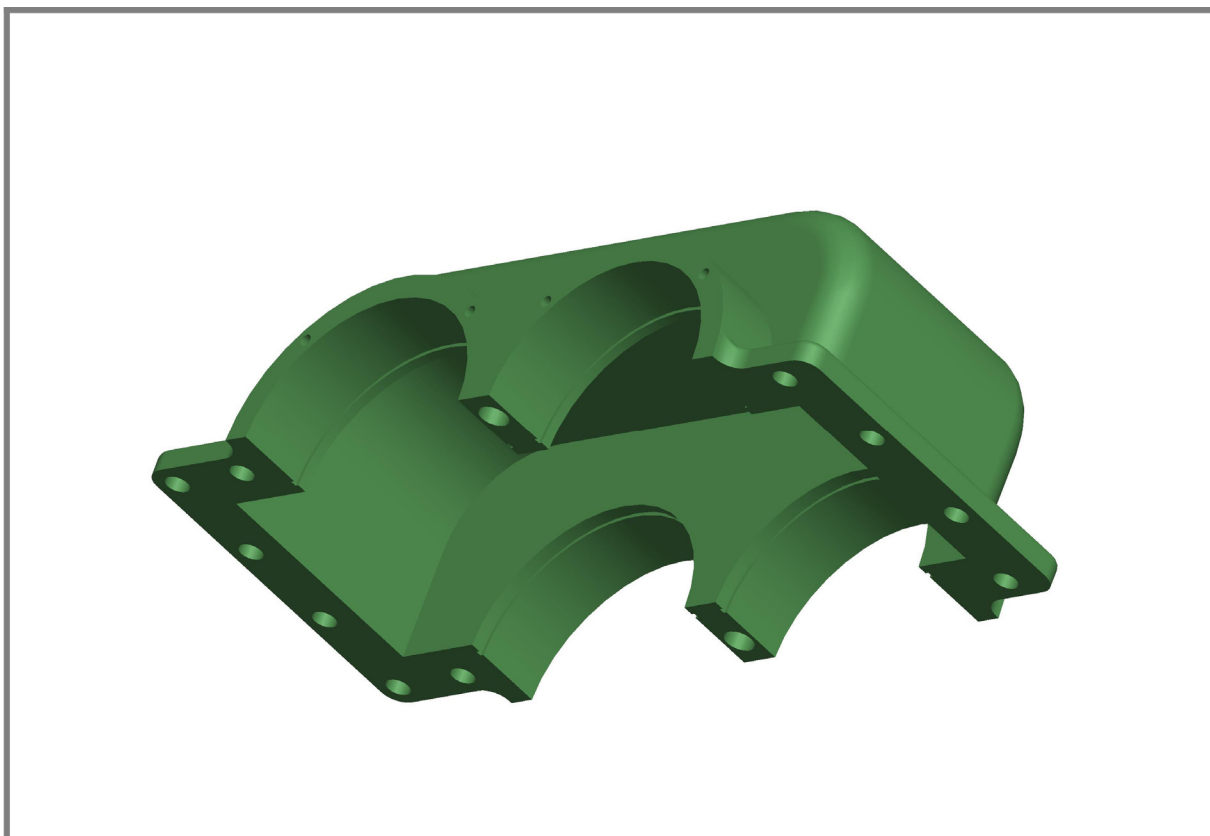
I když je výsledná bezpečnost dostačující, je navržena optimalizace převodové skříně, jelikož v některých místech vyšlo napětí dost vysoké a deformace v místech ložisek byla značná. K odstranění vysokého napětí mezi stěnou a dnem dolního víka bude potřeba zvětšit rádius zaoblení. Pro zmenšení deformace bude potřeba zesílit stěny skříně.

4.3 Navržení optimalizované převodové skříně

Optimalizovaná převodová skříň bude mít základní rozměry stejné jako skříň původní. Oproti původní skříni budou zesíleny stěny skříně a budou zvětšeny rádiusy. Dále budou zesíleny dosedací plochy obou vík a dno spodního víka. Optimalizovaná převodová skříň je zobrazena na níže uvedených obrázcích.



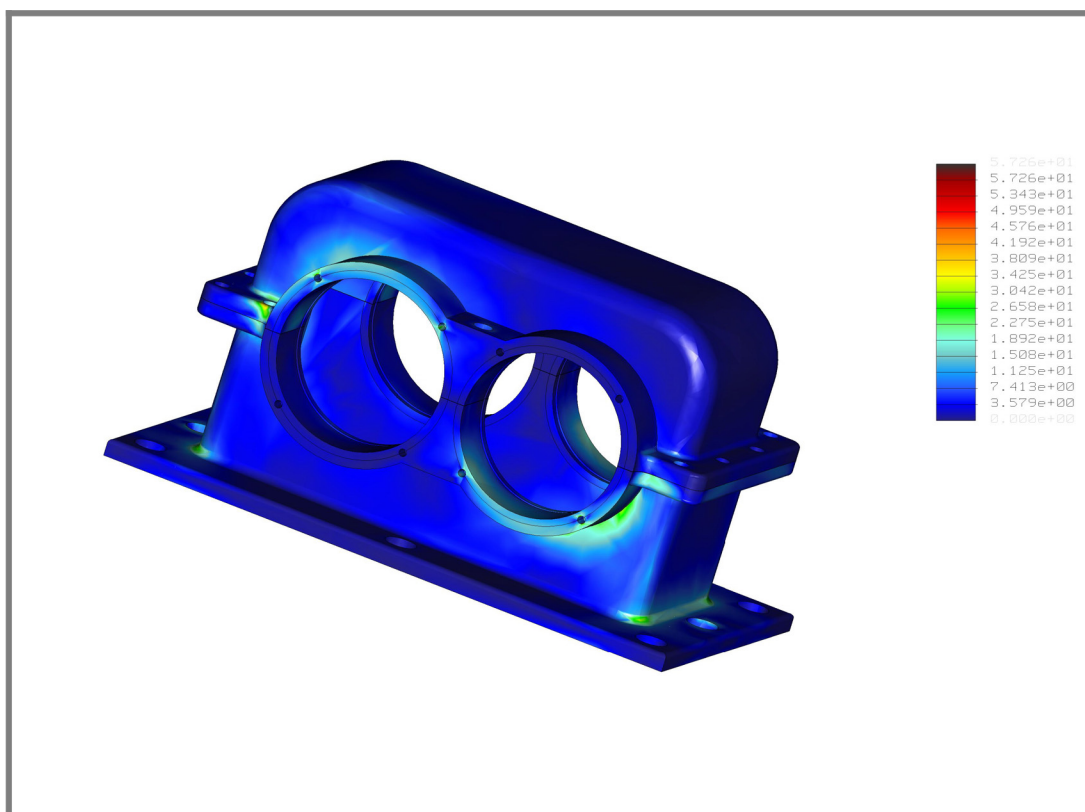
Obr.33 Optimalizované dolní víko převodové skříně



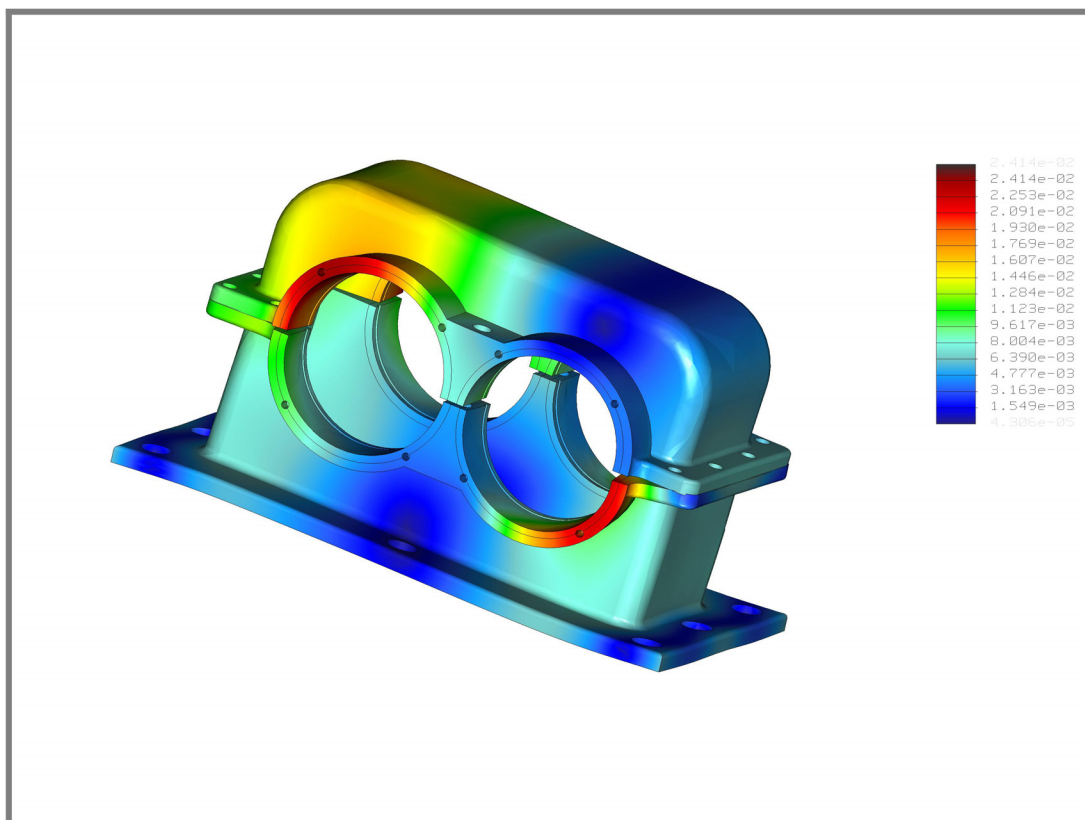
Obr.34 Optimalizované horní víko převodové skříně

4.4 Výpočet optimalizované převodové skříně

Po optimalizaci převodové skříně bylo nutné znova provést výpočet. Způsob zatížení a rozmístění podpor zůstalo stejné jako v minulém řešení. Podle výsledků z předchozích výpočtů skříně bylo v tomto řešení použito pouze druhého způsobu řešení výpočtu. Výsledky průběhu redukovaného napětí a deformace jsou ukázány na obr.35 a obr.36.



Obr.35 Výsledný průběh redukovaného napětí [MPa]



Obr.36 Výsledná deformace skříně [mm]

4.4.1 Výpočet bezpečnosti k meznímu stavu pevnosti

$\sigma_{red} = 57,26 \text{ MPa}$ - odečteno z obr. 33

$$k = \frac{R_{p02}}{\sigma_{red}} = \frac{270}{57,26} = 4,7 \quad (20)$$

kde: R_{p02} smluvní mez kluzu [*MPa*]
 σ_{red} redukované napětí [*MPa*]

Z výsledků řešení je patrné, že optimalizace skříně byla účelná. Zesílení stěn i zvětšení zaoblení stěn napomohlo k snížení napětí a zmenšení deformace skříně. Výsledná bezpečnost vyšla dost velká, tudíž se dá brát jako vyhovující.

5. ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout optimalizaci válcové zkušebny, která je umístěna v dílnách Ústavu automobilního a dopravního inženýrství FSI VUT v Brně.

Na začátku práce (kapitola 1) bylo popsáno několik typů moderních válcových zkušeben od různých výrobců. U jednotlivých válcových zkušeben byly popsány jejich funkce a uvedeny jejich technické parametry. Byly zde popsány z toho důvodu, aby se ukázaly možnosti zkoušení na moderních válcových zkušebnách.

Dále je v práci uveden popis stávající válcové zkušebny (kapitola 2), která je umístěna v dílnách Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Jsou zde ukázány jednotlivé díly zkušebny a uvedeny její technické parametry. Nejvíce pozornosti bylo věnováno výkonovým parametrům válcové zkušebny. Pomocí vybraných automobilů a zobrazení jejich výkonů, bylo ukázáno, že válcová zkušebna je nevyhovující pro jejich zkoušení.

V nevyhovující válcové zkušebně bylo nutné navrhnout možné úpravy (kapitola 3). Byly vybrány dvě varianty. Jedna varianta se týkala výměny dynamometru. Za stávající dynamometr V125, který slouží k brzdění válcové zkušebny, bude dán jiný, silnější dynamometr V250. Ten, jak se ukázalo v zobrazených grafech, by byl dostačující pro brzdění válcové zkušebny i při zkoušení výkonnějších automobilů. Vystaly by zde však jiné problémy, které by musely být vyřešeny společně s výměnou dynamometru (kompletní výměna elektrických součástí, výměna softwaru, atd.). Druhá varianta spočívá v zařazení převodovky mezi spojku periflex (s ní je spojen hnací válec) a současný dynamometr (Obr.23). Tím by se navýšil brzdící výkon dynamometru při nižších otáčkách. Nenavýšil by se tím maximální brzdny výkon dynamometru, tudíž by se zde stále nedaly zkoušet výkonnější automobily, ale bylo by zajištěno bezpečné zkoušení běžných automobilů.

Pro převodovku byl zvolen vhodný převodový stupeň, proveden výpočet základních rozměrů ozubení a proveden zjednodušený kontrolní pevnostní výpočet pro ozubení. Podle výpočtů byla navržena skříň převodovky. Skříň se skládá ze dvou částí a je horizontálně dělená. Tvar skříňe s uspořádanými součástmi je ukázán na obr. 19 - 21. Podle oměřených rozměrů byla zkušebna namodelována. Na základě tohoto modelu byl vytvořen nový model zkušebny s přidanou převodovkou.

Na navržené skříni převodovky byl proveden pevnostní výpočet (kapitola 4), který byl realizován ve výpočtovém programu Pro/MECHANICA. Výpočet byl zadán dvěma různými způsoby. V prvním případě byla skříň brána jako jeden celek. V druhém případě byla složená ze dvou částí sešroubovaných k sobě. Výsledky ukázaly, že první způsob řešení je hodně zjednodušený, tudíž byly výsledky zkreslující, oproti druhému způsobu řešení. Na základě výsledků druhého řešení výpočtu byla doporučena úprava převodové skříňe. Ta byla provedena a následně na ní byl znova proveden pevnostní výpočet. Tentokrát byl výpočet proveden pouze podle druhého řešení. Z výsledného napětí byla spočítána bezpečnost převodové skříňe.

Tímto byly splněny všechny body zadání. Návrhy úprav uvedené v této práci by byly rozhodně prospěšné, pokud by se Ústav automobilního a dopravního inženýrství rozhodl válcovou zkušebnu renovovat. Ale při porovnání konstrukce stávající zkušebny a nových moderních zkušeben by bylo lepší, vyměnit stávající zkušebnu za novou moderní. To by však vyžadovalo značných finančních prostředků.

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER, J. aj. *Strojírenské tabulky*. Upravené a doplněné vydání. Praha: Scientia, s.r.o., pedagogické nakladatelství, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [2] SVOBODA P. ,BRANDEJS J. ,PROKEŠ F. :*Základy konstruování*
2. vydání. Vysoké učení technické v Brně 2003
- [3] Bristle [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www.bristle.cz](http://www.bristle.cz) >
- [4] Superflow [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www.superflow.com](http://www.superflow.com) >
- [5] Avl [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www. avl.com](http://www.avl.com) >
- [6] Tatdyno [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www. tatdyno.com](http://www.tatdyno.com) >
- [7] Mustangdyne [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www. mustangdyne.com](http://www.mustangdyne.com) >
- [8] Automotorevue [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www. automotorevue.cz](http://www.automotorevue.cz) >
- [9] Zavolantem [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www. zavolantem.cz](http://www.zavolantem.cz) >
- [10] Skoda-auto [online]. Poslední revize 14.1.2009.
Dostupné z: <[http:// www. skoda-auto.cz](http://www.skoda-auto.cz) >

7. SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

- Obr.1** Současné provedení válcové zkušebny
Obr.2 Válcová zkušebna AutoDyn 11
Obr.3 Rozměry válcové zkušebny AutoDyn 11
Obr.4 Válcová zkušebna AutoDyn 30
Obr.5 Základní rozměry AutoDyn 30
Obr.6 Zástavba AutoDyn 30
Obr.7 Válcová zkušebna AutoDyn 800 Series pro pohon automobilů 4x4
Obr.8 Válcová zkušebna 48“- COMPACT 2WD
Obr.9 Válcová zkušebna 48“- COMPACT 2WD verze pro klimatické komory
Obr.10 Válcová zkušebna MD 250
Obr.11 Válcová zkušebna MD 600
Obr.12 Válcová zkušebna MD 1750
Obr.13 Hnací válec
Obr.14 Hnaný válec
Obr.15 Meziválcová lišta
Obr.16 Spojka periflex
Obr.17 Vířivý dynamometr
Obr.18 Kinematické schéma
Obr.19 Dolní víko převodové skříně
Obr.20 Horní víko převodové skříně
Obr.21 Kompletní převodovka bez horního víka
Obr.22 Současná válcová zkušebna
Obr.23 Válcová zkušebna s zařazenou převodovkou
Obr.24 Rám pod dynamometrem
Obr.25 Upravený rám pod dynamometrem
Obr.26 Příruba
Obr.27 Zatížená převodová skříň s podporami
Obr.28 Výsledný průběh redukovaného napětí [*MPa*]
Obr.29 Výsledná deformace skříně [*mm*]
Obr.30 Zatížená převodová skříň s podporami
Obr.31 Výsledný průběh redukovaného napětí [*MPa*]
Obr.32 Výsledná deformace skříně [*mm*]
Obr.33 Optimalizované dolní víko převodové skříně
Obr.34 Optimalizované horní víko převodové skříně
Obr.35 Výsledný průběh redukovaného napětí [*MPa*]
Obr.36 Výsledná deformace skříně [*mm*]
- Graf 1** Výkonová charakteristika dynamometru
Graf 2 Společná výkonová charakteristika motorů
Graf 3 Společná přepočtená výkonová charakteristika motorů
Graf 4 Společná výkonová charakteristika motorů a dynamometru
Graf 5 Porovnání výkonových charakteristik dynamometrů V125 a V250
Graf 6 Společná výkonová charakteristika motorů a dynamometrů
Graf 7 Společná výkonová charakteristika motorů a dynamometrů

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

P [kW]	výkon dynamometru
n_1 [min ⁻¹]	otáčky
i_{12} [-]	převodový poměr
R_m [MPa]	mez pevnosti v tahu
R_e [MPa]	mez kluzu v tahu
σ_{Hlim1} [MPa]	mez únavy v dotyku
σ_{Flim1} [MPa]	mez únavy v ohybu
f_F [-]	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
K_F [-]	součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb)
T_1 [Nm]	kroucí moment
Ψ_{bd2} [-]	součinitel šířky ozubení (pro výpočet na ohyb)
z_1 [-]	počet zubů pastorku
z_2 [-]	počet zubů kola
σ_{FP} [MPa]	přípustné napětí v ohybu
m_{n12} [mm]	modul ozubení
β [deg]	úhel sklonu zubů na roztečném válci
α [deg]	úhel profilu nástroje
d_1 [mm]	průměr roztečné kružnice
d_{b1} [mm]	průměr základní kružnice
d_{a1} [mm]	průměr hlavové kružnice
d_{f1} [mm]	průměr patní kružnice
s_{t1} [mm]	tloušťka zubu na roztečné kružnici v čelní rovině
s_{n1} [mm]	tloušťka zubu na roztečné kružnici v normální rovině
h_a^* [mm]	součinitel výšky hlavy
c^* [mm]	součinitel radiální vůle
x_1 [mm]	jednotkové posunutí základního profilu
Δy [mm]	jednotkové posunutí
F_t [N]	obvodová síla
F_r [N]	radiální síla
F_a [N]	axiální síla
F_{rl} [N]	reakce v ložisku
σ_{HO1} [MPa]	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
σ_{Hlim1} [MPa]	mez únavy v dotyku
Z_E [MPa]	součinitel mechanických vlastností materiálů
Z_H [-]	součinitel tvaru spoluzabírajících kol pro dotyk
Z_ε [-]	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
F_{t1} [N]	obvodová síla na roztečné kružnici v čelním řezu
K_H [-]	součinitel přidavných zatížení na dotyk
S_{H1} [-]	bezpečnost v dotyku
S_{Hmin} [-]	minimální požadovaná bezpečnost v dotyku
σ_{Hmax1} [MPa]	největší napětí v dotyku od síly F_{tmax}
σ_{HPmax} [MPa]	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení
V_{HV} [HV]	tvrdost podle Vickerse
σ_{F1} [MPa]	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
σ_{Flim1} [MPa]	mez únavy v ohybu
S_{F1} [-]	bezpečnost v ohybu

S_{Fmin} [-]	minimální požadovaná bezpečnost v ohybu
σ_{FmaxI} [MPa]	největší napětí v ohybu od síly F_{tmax}
σ_{FPmax} [MPa]	přípustné napětí v ohybu
σ_{Fst} [MPa]	pevnost v ohybu při největším zatížení
R_{p02} [MPa]	smluvní mez kluzu
σ_{red} [MPa]	redukované napětí
k	bezpečnost
ρ [kg/m ³]	hustota
μ [-]	Poissonova konstanta
E [MPa]	Youngův modul pružnosti