



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

REKONSTRUKCE TESTERU TLUMIČŮ TRITEC

RECONSTRUCTION OF SUSPENSION TESTER TRITEC

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MILAN DVOŘÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. KAROL SABO

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Milan Dvořáček

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

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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 bakalářské práce:

Rekonstrukce testeru tlumičů TriTec

v anglickém jazyce:

Reconstruction of suspension tester TriTec

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je navrhnout úpravu konstrukce jednoduchého rezonančního adhézního testeru TriTEC, používaného pro bezdemontážní ověřování útlum polonáprav osobních automobilů.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení

Typ práce: konstrukční; Účel práce: vzdělávání

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam odborné literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení. říditelnost, ovladatelnost, stabilita. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.

MAZŮREK, I.; KARAIVANOV, M.; SVOBODA, P. TriTec Diagnostic system - nový přístup k diagnostice automobilových povozků. In TD 2000 - Diagon 97. 97. Zlín: Academia Centrum Zlín, VUT Brno, 1997. s. 253 (s.)ISBN: 80-214-0852- 9.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Karol Sabo

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 15.11.2014

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tématem mé bakalářské práce je rekonstrukce testeru tlumičů TriTec. Cílem je tedy odstranit nedostatky původní verze testeru, které znemožňovali přesnou a komfortní práci s testerem. TriTec je mobilní rezonanční adhezní tester pro bezdemontážní testování tlumičů motorových vozidel. Výstupem testu je procentuální vyjádření poměru přítláčné síly vzhledem ke statické síle, přepočtený tak, aby odpovídal výstupu metodiky EUSAMA (European Shock Absorber Manufacturers Association).

KLÍČOVÁ SLOVA

Testování tlumičů, TriTec, Rezonanční adhezní tester

ABSTRACT

The topic of my bachelor's thesis is Reconstruction of suspension tester TriTec. The aim is to remove imperfections of previous version of the tester, which disabled accurate and comfortable work with the tester. TriTec is resonance adhesion suspension tester used for non-dismantling testing of vehicles. Output of this test is pressure force to static force ratio expressed as percentage recalculated in order to correspond with EUSAMA output.

KEYWORDS

Suspension testing, TriTec, Resonance adhesion tester

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁČEK, M. *Rekonstrukce testeru tlumičů TriTec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Karol Sabo.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci na téma rekonstrukce testeru tlumičů vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Karla Saba s využitím informací obsažených v literatuře uvedené v seznamu použitých zdrojů.

.....
V Brně dne

.....
Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat Ing. Karlu Sabovi za jeho čas a odborné rady při konzultaci mé bakalářské práce. Dále mým příbuzným a kamarádům za psychickou podporu.

OBSAH

Úvod	12
1 Přehled současného stavu poznání	13
1.1 Principy testování tlumičů	13
1.2 Demontážní zkoušky tlumičů	13
1.3 Bezdemontážní zkoušky tlumičů	14
1.3.1 Impulsní dokmitový tester	14
1.3.2 Rezonanční amplitudový tester (Boge)	15
1.3.3 Rezonanční adhezní tester (EUSAMA)	16
1.3.4 Test sbíhavosti (směrové odchylky)	18
2 Analýza problému a cíl práce	19
2.1 Popis současného stavu testeru	19
2.1.1 Mechanismus pro kyvný pohyb	19
2.1.2 Kyvný rám	19
2.1.3 Elektromotor a vnější rám	20
Hlavními nevýhodami současné podoby testeru tedy je:	21
2.2 Cíl práce	22
3 Koncepční řešení	23
3.1 Mechanismus pro dosažení kmitání	23
Koncept	23
Výhody	23
Nevýhody	23
3.2 Tvar kyvného rámu	24
Koncept	24
Výhody	24
Nevýhody	24
3.3 Umístění snímačů síly	24
Koncept	25
Výhody	25
Nevýhody	25
3.4 Výsledný koncept	25
4 Konstrukční řešení	26
4.1 Vstupní parametry	26
4.2 Výpočet základních parametrů	26
4.2.1 Výpočet reakcí ve vazbách	26
4.2.2 Potřebný moment motoru	27
4.3 Výpočet	28
4.3.1 Návrh ojnice	28
4.3.2 Uložení kyvného rámu	31
4.4 Řešení pojezdu	32
5 Diskuze	33
6 Závěr	34
7 Seznam použitých zdrojů	35
Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	36
Seznam obrázků	37
Seznam tabulek	38
Seznam příloh	39

ÚVOD

S rozvojem automobilového průmyslu a nárůstem počtu vozidel na pozemních komunikacích začaly růst nároky na bezpečnost provozu motorových vozidel. Nemalý vliv na bezpečnost jízdy mají právě tlumiče odpružení. Při návrhu závěsu kola je nutné najít kompromis mezi bezpečností a komfortem jízdy, jelikož tyto dvě vlastnosti vozidla jsou protichůdné - s rostoucí bezpečností klesá komfort jízdy a naopak.

Závěs kola zajišťuje stálý kontakt mezi kolem a vozovkou, což je nezbytné pro ovladatelnost vozidla. Při odskoku kola od vozovky tento kontakt ustává a vozidlo se stává na dobu bez dotyku neovladatelným. Pokud dojde k defektu některé části závěsu kola, zhorší se míra kontaktu mezi kolem a vozovkou, což zvyšuje riziko smyku, opotřebení pneumatik a snižuje komfort jízdy [1]. Právě proto je vhodné průběžně kontrolovat stav odpružení vozidla a předcházet tak možným nehodám. Nej přesněji lze tlumič otestovat na zkušebním stavu po jeho demontáži z vozidla. Tento způsob je však velice zdoluhavý a pracný. Proto se začaly používat tzv. bezdemontážní zkoušky tlumičů.

Pro diagnostiku nedemontovaných tlumičů se nejdříve začaly používat rezonanční amplitudové testery, které jsou vybaveny vibračními plošinami pro rozkmitání kola testovaného závěsu [2]. Výstupem těchto testů byla závislost amplitudy na frekvenci kmitání.

Od sedmdesátých let minulého století se rozmáhá bezdemontážní amplitudové adhezní testování tlumičů podle metodiky EUSAMA, u kterého se měří přítlačná síla kola na kmitající plošinu. Cílem zavedení této metodiky testování bylo sjednocení testovacích postupů a podmínek bez nutnosti použití srovnávacích vzorů. V posledních letech však metodika EUSAMA selhává u malých městských vozidel.

Bezdemontážní zkoušky tlumičů se vyznačují především svojí rychlostí a komfortem. Z testu ovšem vystupují vlastnosti celého závěsu kola, ne pouze samotného tlumiče, takže případná závada tlumiče nemusí být odhalena.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1

1.1 Principy testování tlumičů

1.1

Tlumiče odpružení vytvářejí spolu s pružinami a stabilizátory rozhraní mezi odpruženou a neodpruženou částí vozidla. Zatímco pružiny eliminují vliv nerovností vozovky na vozidlo, tlumič odpružení eliminuje následně vzniklé nežádoucí kmitání karoserie [2]. Důležitou funkcí tlumiče odpružení je kromě snížení účinku kmitání vozidla na cestující je zajištění stálého styku kola s vozovkou při přejezdu nerovností a tak zajištění bezpečnosti jízdy.

Špatný technický stav tlumičů odpružení může mít za následek např. zvýšení rizika smyku, zvýšení opotřebení pneumatik, nebo snížení účinnosti brzd - prodloužení brzdě dráhy.

Tlumiče odpružení lze nejpřesněji posoudit po demontáži z vozu na speciálním měřicím zařízení, kde je zjišťována tlumicí síla při definovaných rychlostech stlačování a roztahování tlumiče. Demontáž tlumiče je však časově náročná a proto se více používají bezdemontážní zkoušky tlumičů.

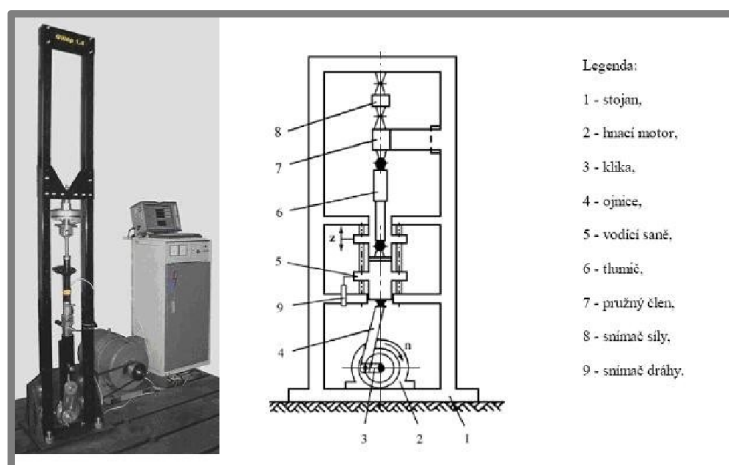
1.2 Demontážní zkoušky tlumičů

1.2

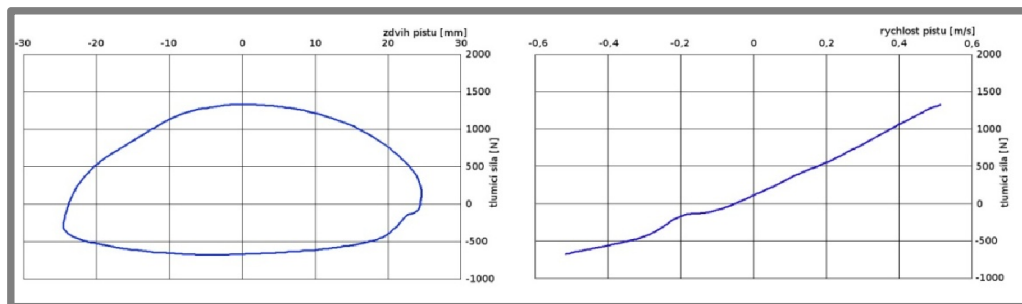
Tlumiče odpružení lze nejpřesněji posoudit po demontáži z vozu na speciálním měřicím zařízení, kde je zjišťována tlumicí síla při definovaných rychlostech stlačování a roztahování tlumiče (tzv. F-v charakteristika). Při měření se zároveň zjišťuje závislost tlumicí síly na zdvihu (tzv. F-z charakteristika); tato charakteristika slouží k posouzení funkce tlumiče během zdvihu.

Zjišťování obou charakteristik se provádí na zkušebním stavu, kde je tlumič rozkmitáván kinematickým buzením (sinusový pohyb) a měří se reakční síla vyvozovaná tlumičem. Tlumič je jedním koncem uchycen do zařízení pro měření síly, druhý konec je spojen s klikovým mechanismem [2].

Přímým výstupem z testu je charakteristika F-z pro danou rychlost. Abychom byli schopni vykreslit charakteristiku F-v, potřebujeme několik závislostí F-z pro různé rychlosti. Aby byl získán přehled o tlumících vlastnostech v celém pracovním rozsahu tlumiče, je měněna rychlost pístu při konstantních otáčkách změnou amplitudy zdvihu pístu.



Obr. 1 Zařízení pro testování tlumičů [4]



Obr. 2 F-z a F-v charakteristika [4]

1.3

1.3 Bezdemontážní zkoušky tlumičů

Výhodou těchto zkoušek je vysoká rychlost a komfort zkoušky. Tyto zkoušky ovšem netestují pouze tlumič, ale celé zavěšení kola, což se může stát nevýhodou při snaze o lokalizaci příčiny nevyhovujícího stavu nápravy [2].

Bezdemontážní metody testování lze rozdělit:

- aktivní - rozkmitání kola periodickým kmitáním a vyhodnocení útlumu
- pasivní – vytvoření jednoho výkmitu a vyhodnocení útlumu

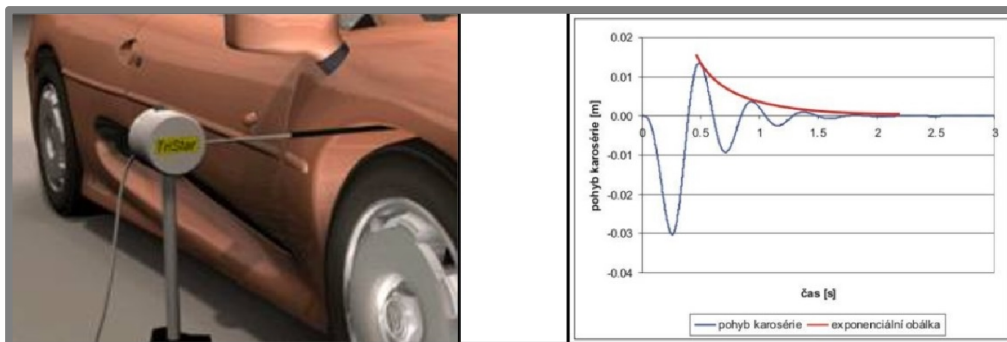
1.3.1

1.3.1 Impulsní dokmitový tester

Tato zařízení využívají rázové vybuzení svislého kmitání karoserie (například prudké zabrzdění z nízké rychlosti) a následně vyhodnocují útlum tohoto pohybu. Impulsní dokmitové testery se oproti rezonančním testerům vyznačují svojí jednoduchostí a tím pádem nízkou pořizovací cenou. Zpracováním signálu o pohybu karoserie lze získat poměrně přesné informace o stavu závěsu kola. Zvláštní třídou v této kategorii jsou zařízení, které vystačí pouze s ručním rozhoupáním karoserie měřeného vozidla, tzv. manuální dokmitové testery tlumení zavěšení kol. Ruční rozhoupání karoserie se ovšem při testování velkého počtu vozidel stává nevýhodou.

Do této kategorie patří například zařízení TriStar Shock Tester (obr. 3) [2]. Tento tester je umístěn na samostatném stojanu a ramenem se opírá o podběh měřeného kola. K uvedení karoserie do pohybu se zde využívá manuální rozhoupání karoserie. Data získaná v průběhu testu jsou pomocí vyhodnocovacího softwaru přepočítána tak, aby byly v souladu se směrnici EUSAMA [2].

Další testery spadající do této kategorie jsou M-Tronic SDT 2000/U a BIG RED [2], které využívají ultrazvuku k měření vzdálenosti mezi karosérií vozidla a podlahou.



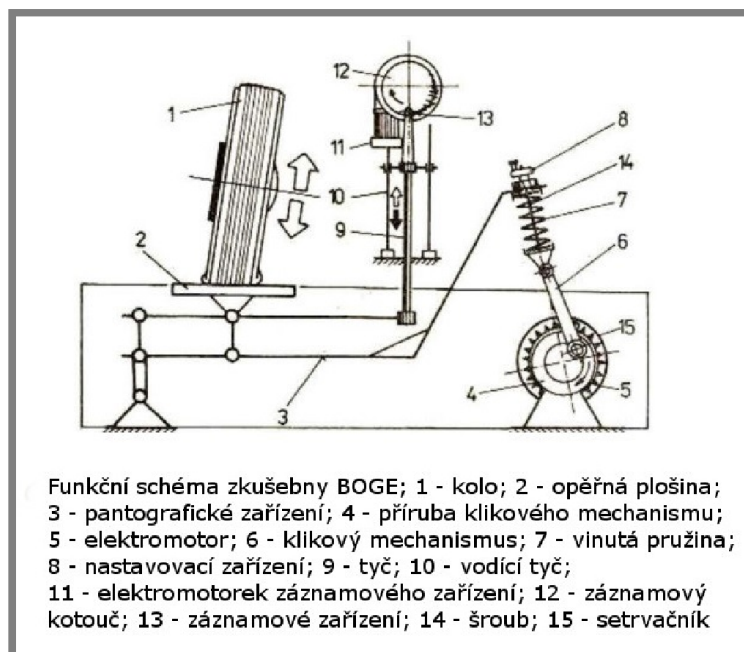
Obr. 3 Impulsní dokmitový tester (TriStarShock Tester) [5]

1.3.2 Rezonanční amplitudový tester (Boge)

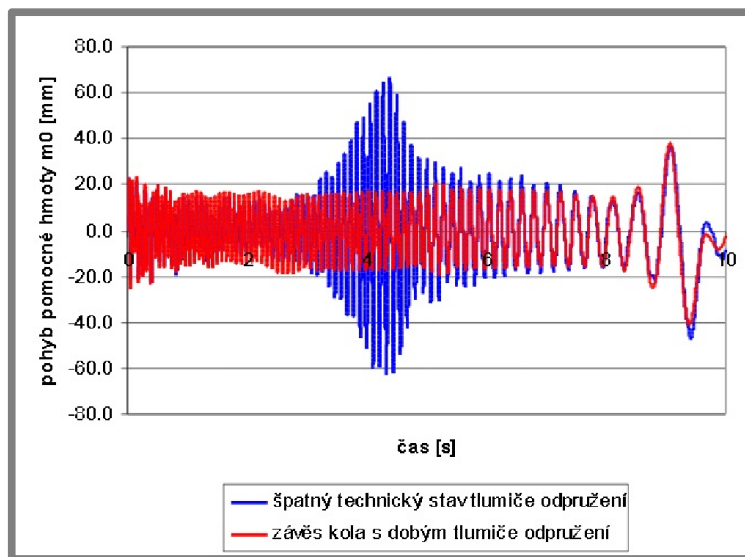
Plošina, na které spočívá kolo, se přes pružinu rozkmitá klikovým mechanismem do frekvence vyšší než je vlastní frekvence plošiny s kolem. Po odpojení hnacího stroje klesá frekvence opěrné plošiny vlivem její setrvačnosti na nulovou hodnotu. Nejvyšší amplituda je naměřena okamžiku, kdy je frekvence kmitání opěrné plošiny stejná jako rezonanční frekvence nápravy. Velikost amplitudy v rezonanční oblasti je potom mírou tlumicího účinku kontrolovaného tlumiče. Tato hodnota se následně porovná s přípustnou hodnotou určenou výrobcem vozidla, příp. výrobcem testeru.

U prvních verzí tohoto testeru byl nevýhodou mechanický systém vyhodnocení, který tvořilo složité a nepraktické zapisování na kruhový štítek [3]. Nyní se již pro vyhodnocení používá výpočetní technika.

Na principu Boge jsou založeny současné testery tlumení celého podvozku SACHS Shocktester 200 EFT, SACHS 300 AFD a tester tlumičů BOGE Shocktester 4000 [2].



Obr. 4 Rezonanční amplitudový tester – upraveno z [2]



Obr. 5 Záznam testu Boge [5]

1.3.3

1.3.3 Rezonanční adhezní tester (EUSAMA)

Cílem zavedení tohoto testu bylo sjednocení testovacích postupů při posuzování technického stavu závěšení kol. Rezonanční adhezní testery slouží k posouzení kvality kontaktu kola s vozovkou, tj. přilnavost kola k vozovce (adhezi). Princip spočívá v rozkmitání kola testovaného závěsu pomocí vibrační plošiny, což simuluje jízdu po nerovném povrchu. Vibrační plošina kmitá frekvencí 25 Hz s amplitudou 3 mm. Poté dojde k odpojení zdroje pohonu testeru a frekvence postupně klesá na 0 Hz, případně je pokles frekvence řízen frekvenčním měničem. Během testu se zaznamenává přítláčná síla automobilu působící na plošinu a najde se její nejmenší hodnota. Vyhodnocením této síly můžeme posoudit míru kontaktu kola s vozovkou. Největší rozkmit kola nastává při vlastní frekvenci neodpružené hmoty. Přítláčná síla je nejmenší v okamžiku, kdy je budící frekvence stejná jako vlastní frekvence. To nastává obvykle při frekvenci v rozsahu 12 – 16 Hz [2].

Metodika EUSAMA (EUropean Shock Absorber Manufacturers Association) [2] přesně předepisuje podmínky testu odpružení a proto se v některých státech používá u STK. Podle této metodiky pracuje například tester Bosch SDL 260, FWT 2010 E nebo Roboterm STB 2.2 [2].

Samostatné hodnocení tlumiče je velmi obtížné při výraznějších vůlích na nápravě [2]. Dalším omezujícím faktorem je významná závislost součinitele tlumení na teplotě tlumiče, která je dána značnou teplotní závislostí viskozity tlumičového oleje. Výsledek měření výrazně záleží na okamžité hmotnosti vozidla, resp. jejího podílu na měřeném kole.

Pro vyhodnocení testu potřebujeme znát statickou sílu působící na nepohybující se plošinu a nejnižší hodnotu přítláčné síly během testu. Poté můžeme vypočítat adhezi ze vztahu (1).

$$EUS = 100 \cdot \frac{F_{Pmin}}{F_S} [\%] \quad (1)$$

kde:

EUS [%] je adheze dle metodiky EUSAMA

F_{Pmin} [N] - minimální přitlačná síla

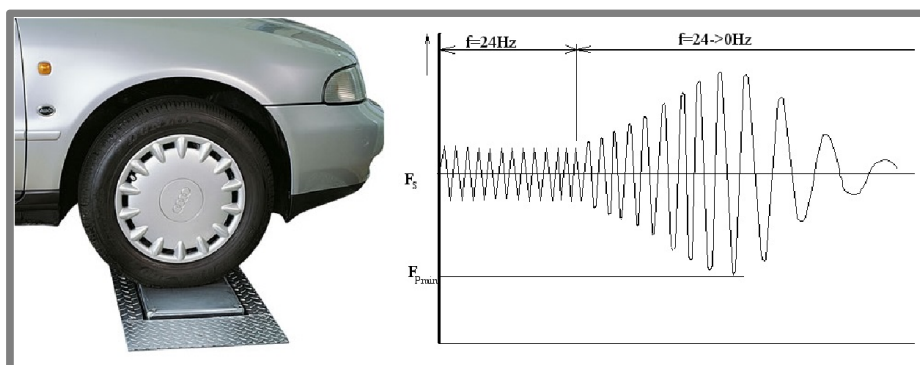
F_S [N] - statická síla

Stav tlumiče udává následující tabulka:

Tab. 1 Vyhodnocení stavu tlumiče dle EUSAMA [2]

Minimální naměřená hodnota adheze	Hodnocení stavu tlumiče
61% a více	výborný
41-60%	dobrý
21-40%	vyhovující
1-20%	nevyhovující
0%	špatný/neúčinný

Při posuzování stavu odpružení se ovšem nehodnotí pouze stav jednotlivých tlumičů, ale také se mezi sebou porovnávají hodnoty adheze na levé a pravé straně vozidla. Při odchylce vyšší než 15% se výsledek považuje za nevyhovující [2].



Obr. 6 Rezonanční adhezní tester

Na VUT v Brně byl v 90. letech minulého století vyvinutý tester TriTec, což je mobilní verze rezonančního adhezního testeru. Tento tester testuje pouze jedno kolo a je určený pro malé autoservisy, kde se testuje jen několik aut měsíčně.

Obecný popis TriTec

U zkušebního zařízení TriTec Diagnostic System elektromotorem poháněný kyvný rám simuluje nerovnosti vozovky, přičemž je elektronicky měřena přítláčná síla na plošinu. Jedná se o rezonanční adhezní tester, ovšem neřídí se pravidly zavedenými v metodice EUSAMA, jelikož má odlišnou amplitudu kmitání, konkrétně 1,3 mm. Při měření na zařízení TriTec je jako u všech bezdemontážních metod hodnocena kvalita celého závěsu kola, nikoliv pouze tlumiče.

Aby výsledek testu odpovídal výstupu z metodiky EUSAMA, je nutné hodnoty získané z testu přepočíst. Při tomto přepočtu se uvažuje lineární závislost amplitudy přítláčné síly na amplitudě kmitání. Vyhodnocení potom probíhá podle vztahu (2).

$$EUS = 100 \cdot \left(1 - \frac{A_E}{A_T} \cdot \frac{F_A}{F_S}\right) = 100 \cdot \left(1 - 2,3 \cdot \frac{F_A}{F_S}\right) [\%] \quad (2)$$

kde:

EUS	[%]	je adheze dle metodiky EUSAMA
A_E	[mm]	- amplituda podle EUSAMA (3 mm)
A_T	[mm]	- amplituda testeru TriTec (1,3mm)
F_A	[N]	- nejvyšší naměřená amplituda
F_S	[N]	- statická síla

1.3.4

1.3.4 Test sbíhavosti (směrové odchylky)

Vozidlo přejíždí pomalu, bez pohybu volantem, přes desku sbíhavosti. První část slouží k uvolnění napětí v nápravě a současně spouští test. Druhá je měřicí deska s potenciometrem, který snímá příčné vyosení desky. Pohyb desky odpovídá směru jízdy vozidla, zda řízení táhne vlevo nebo vpravo. Změřené hodnoty vyšší než 4m/km znamenají problém v seřízení geometrie [2].

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2

2.1 Popis současného stavu testeru

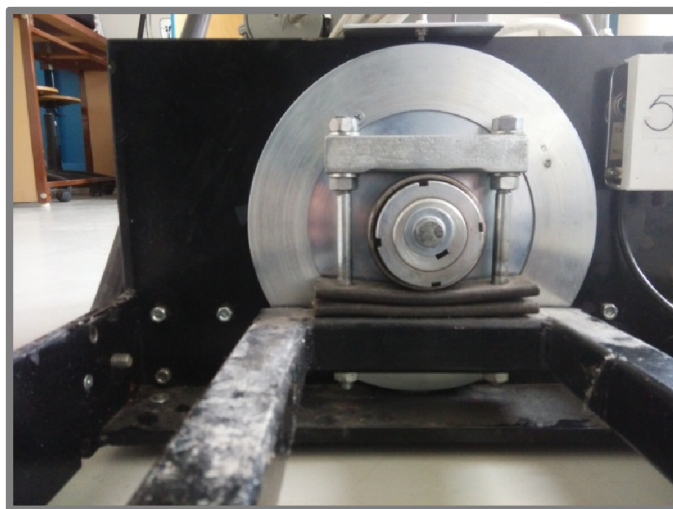
2.1

V této kapitole se budu zabývat popisem současné podoby testeru a jeho hlavních nedostatků. Zmíním i rozměry současného testeru, ze kterých budu vycházet při návrhu jeho nové verze.

2.1.1 Mechanismus pro kyvný pohyb

2.1.1

Kyvný pohyb je zajištěn pomocí excentru, což je jednoduché a výrobně nenáročné řešení. Během chodu testeru však docházelo k „odskakování“ plošiny od excentru. Tento problém byl provizorně vyřešen pomocí pryžové podložky. Vložením této podložky narostla tečná síla působící na rám, takže kromě vertikálního pohybu kyvného rámu docházelo i k výchylce rámu v horizontálním směru. Pozvolný doběh testeru zajišťuje setrvačnick o průměru 235 mm, šířce 20 mm a momentu setrvačnosti přibližně $47\,000\text{ kg}\cdot\text{mm}^2$.



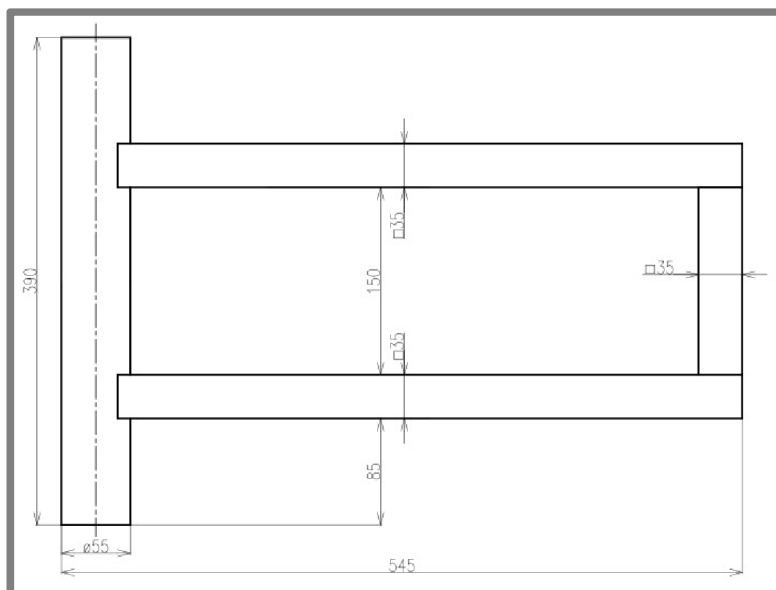
Obr. 7 Excentr a setrvačnick

2.1.2 Kyvný rám

2.1.2

Testované kolo při testu spočívá na kyvném rámu. Tento rám je v současnosti svařen ze čtvercových profilů $\square 35$ o síle stěny 3 mm. Jelikož rám koná kyvný pohyb okolo osy, je nezbytné, aby testované kolo bylo vždy na stejném místě. To zajistí, že kolo bude vždy mít stejnou amplitudu kmitání. V současnosti tvar rámu polohu kola nezajišťuje, což je značná nevýhoda.

Pro měření přítláčné síly od kola jsou ze spodní strany kyvného rámu nalepeny dvě tenzometrické fólie (na každém profilu rámu jedna). Deformace rámu se přenáší na fólie, čímž se mění průřez a délka vodiče ve fólii, na základě čehož jsme po správné kalibraci schopni zjistit přítláčnou sílu. Toto řešení má ovšem velkou nevýhodu v náročném sestavení výstupu z tenzometru a v nebezpečí mechanického poškození fólie.



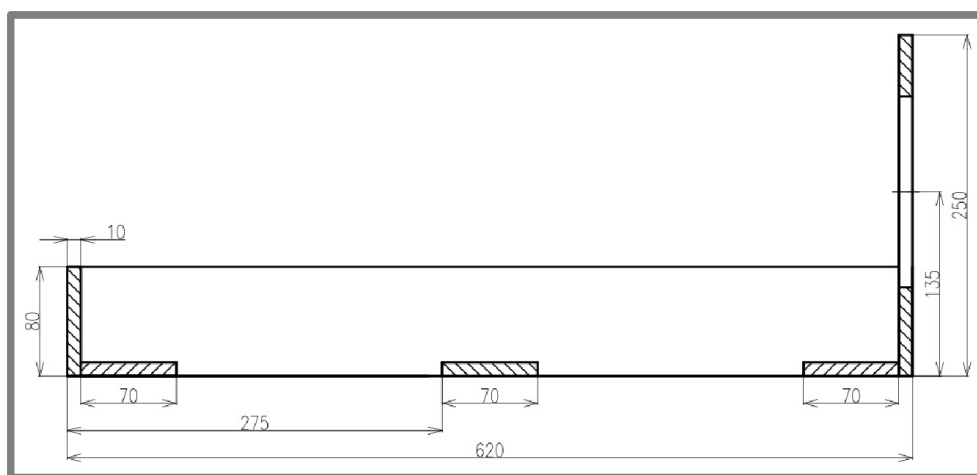
Obr. 8 Rozměry kyvného rámu

2.1.3

2.1.3 Elektromotor a vnější rám

Excentr je poháněn asynchronním elektromotorem 1LF7106 – 4AB11 firmy SIEMENS o jmenovitém výkonu 2,2 kW. Elektromotor vyžaduje vstupní napětí 230 V, je tedy určen k připojení na jednu fázi. 1445 otáček za minutu zajišťuje, že bude kyvný rám kmitat s frekvencí 24 Hz.

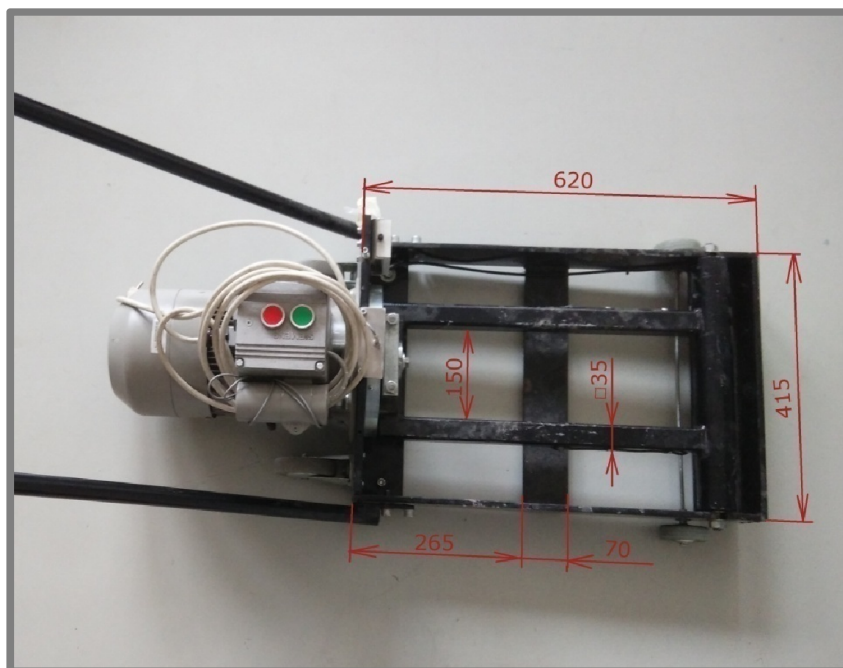
Tester je umístěn na čtyřech kolečkách kvůli snadné manipulaci. Před testem se přední kolečka sundají a v průběhu zkoušky leží tester na pryžových podložkách, které jsou připevněny na spodní části rámu. Nutnost odebrání koleček má značný efekt na dobu trvání testu a snižuje komfort zkoušky.



Obr. 9 Řez rámem testeru

Hlavními nevýhodami současné podoby testeru tedy je:

- Horizontální výchylka kyvného rámu
- Poloha kola na kyvném rámu není přesně definována
- Náchylnost tenzometrických fólií na mechanické poškození
- Složité a pracné nalepení tenzometrických fólií
- Nutnost sundat přední kola testeru



Obr. 10 Hlavní rozměry testeru

2.2 Cíl práce

Cílem této práce je návrh změny mechanismu testeru a jeho následné konstrukční řešení. To zahrnuje především úpravu mechanismu pro dosažení kmitavého pohybu, návrh jiného systému snímání síly, odstranění nutnosti sundávat přední kola a další úpravy vyplývající ze změny konstrukce mechanismu.

Požadavky kladené na tester:

- Rychlé a komfortní testování odpružení
- Stejně podmínky testů (zajištěná velikost amplitudy kmitání)
- Kompaktní rozměry
- Jednoduchost konstrukce a nízké výrobní náklady

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

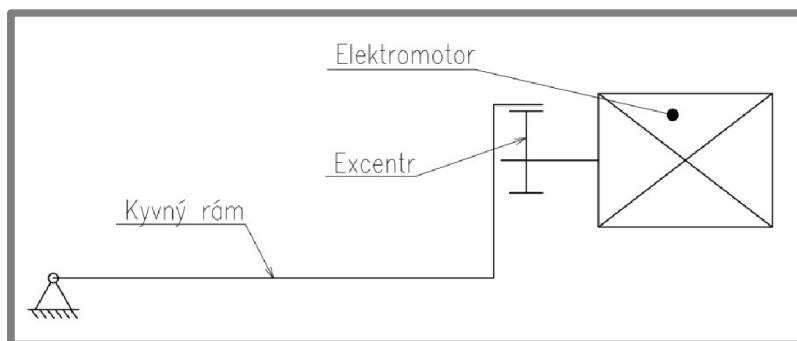
3

V této kapitole se budu zabývat návrhem možných řešení mechanismu v jednotlivých konstrukčních uzlech, jejich výhodami, nevýhodami a volbou nejvhodnějšího konceptu. Mezi konstrukční uzly patří mechanismus pro dosažení kmitavého pohybu, uložení snímačů síly a tvar rámu.

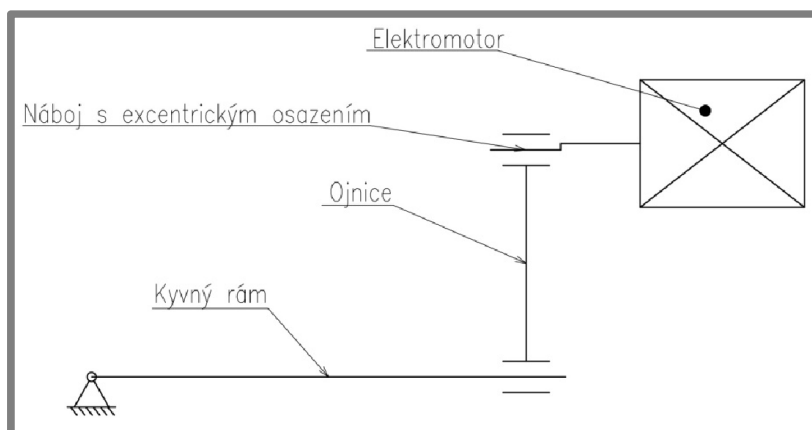
3.1 Mechanismus pro dosažení kmitání

3.1

V zásadě se jedná o převedení rotačního pohybu na pohyb přímočarý, čehož může být dosaženo pomocí excentru nebo klikového mechanismu.



Obr. 11 Schéma pohonu klikovým mechanismem



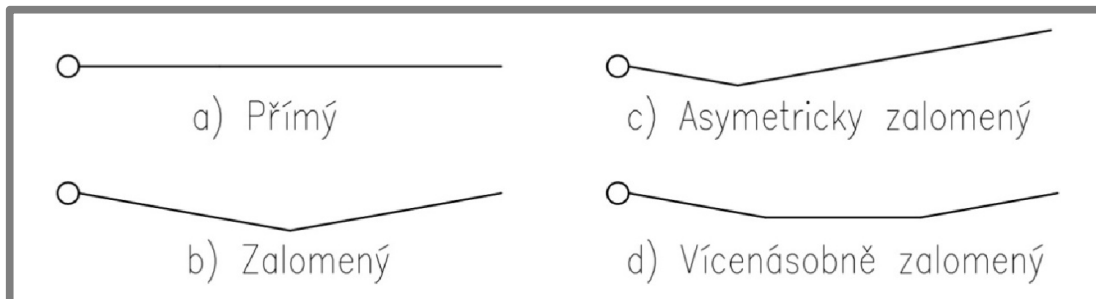
Obr. 12 Schéma pohonu excentrem

Tab. 2 Mechanismus - výhody a nevýhody

Koncept	Výhody	Nevýhody
Klikový mechanismus	V horizontálním směru nepůsobí na rám žádná síla	Složitější výroba
Excentr	Jednoduchost	Nutnost vyvození přítláčné síly

3.2 Tvar kyvného rámu

Na současném testeru je přímý rám, který je nevýhodný tím, že není zajištěna poloha kola na rámu. To je problém především proto, že v každém místě rámu je jiná amplituda kmitání.



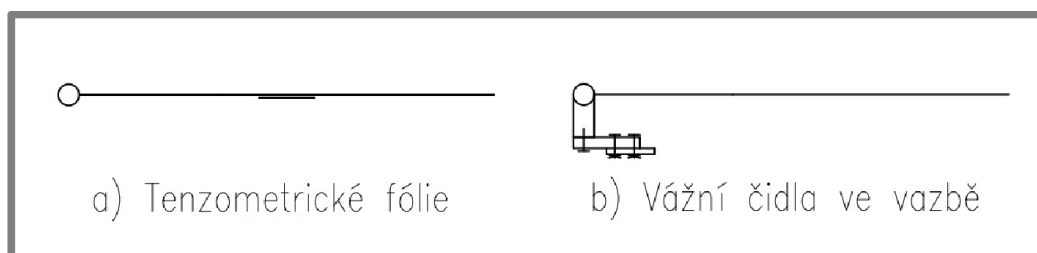
Obr. 13 Koncepty kyvného rámu

Tab. 3 Rám - výhody a nevýhody

Koncept	Výhody	Nevýhody
a) Přímý	Možnost nalepení tenzometrických fólií	Nezajišťuje polohu kola
	Jednoduchost	
b) Zalomený	Zajištění polohy kola	Snímač síly nelze upevnit přímo k rámu
c) Asymetricky zalomený	Nižší radiální zatížení motoru	Vyžaduje velkou excentricitu mechanismu
	Zajištění polohy kola	
d) Vícenásobně zalomený	Nízká výška	Složitost
	Zajištění polohy kola	

3.3 Umístění snímačů síly

Snímače síly mohou pracovat na principu piezokrystalu nebo jako tenzometrické snímače. Z důvodu nižší ceny a lepší dostupnosti použijí tenzometrické snímače.



Obr. 14 Koncepty umístění snímačů

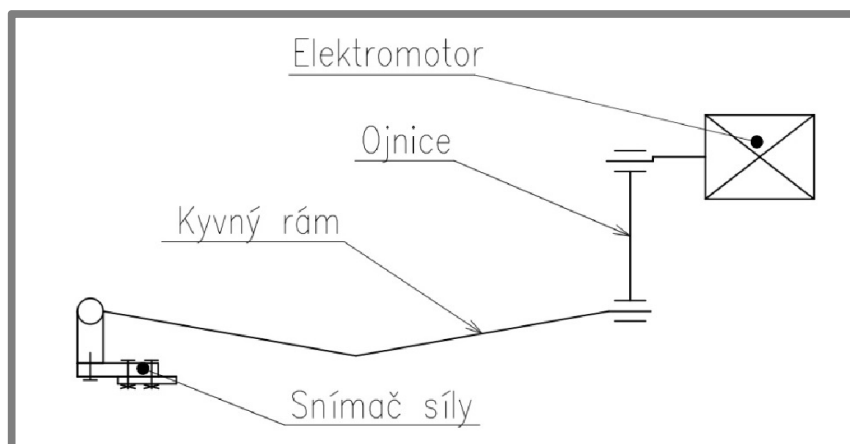
Tab. 4 Snímače - výhody a nevýhody

Koncept	Výhody	Nevýhody
a) Tenzometrické fólie	Zabírá málo prostoru	Složitá kalibrace Riziko mechanického poškození
b) Vážní čidla ve vazbě	Není závislé na tvaru rámu	Nárůst výšky rámu

3.4 Výsledný koncept

3.4

Hlavní mechanismus testeru se bude skládat ze zalomeného kyvného rámu, který zajišťuje přesnou polohu kola na kyvném rámu. Kmitavý pohyb bude zajišťovat náboj s excentrickým osazením umístěný na výstupní hřídeli motoru a pomocí klikového mechanismu bude tento pohyb přenášen na kyvný rám. Snímače síly budou umístěny v místě vetknutí kyvného rámu. Schematicky naznačený mechanismus testeru je na obr. 15.



Obr. 15 Mechanismus testeru

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

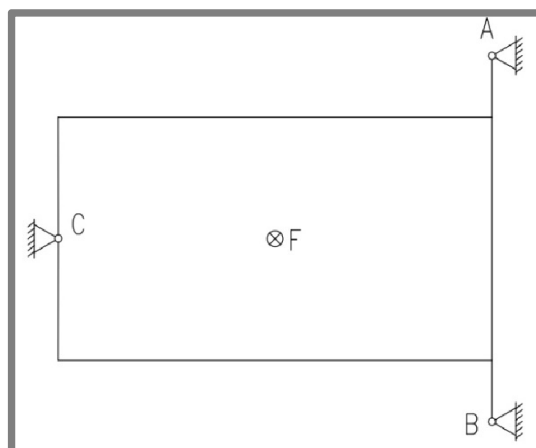
4.1 Vstupní parametry

Na jeden závěs kola průměrně připadá statická hmotnost 650 kg. Při odskočení kola od rámu je zatížení přibližně 2x větší než statická hmotnost, proto uvažuji největší zátěž testeru 1300 kg. Vzhledem ke kompaktním rozměrům současné verze testeru není důvod k výrazným změnám rozměrů rámu nebo kyvného rámu, tudíž v těchto parametrech můžeme vycházet ze současné podoby testeru.

4.2 Výpočet základních parametrů

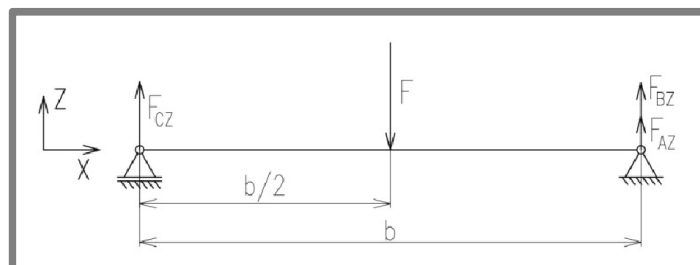
4.2.1 Výpočet reakcí ve vazbách

Při pohledu shora můžeme úlohu zobrazit takto:



Obr. 16 Kyvný rám shora

To je ovšem třikrát staticky neurčitá úloha, což by znamenalo složité řešení a zavádění několika deformačních podmínek. Vzhledem k tomu, že je tato úloha symetrická, můžeme ji zjednodušit takto (pohled z boku):



Obr. 17 Kyvný rám- zjednodušeno

Což už je staticky určená úloha, kde $F_{BZ} = F_{AZ}$, což vychází ze symetrie rámu. Nyní tedy můžeme psát podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{CZ} + 2 \cdot F_{BZ} - F = 0 \Rightarrow F - \frac{F}{2} = 2 \cdot F_{BZ} \Rightarrow F_{BZ} = F_{AZ} = \frac{F}{4} \quad (3)$$

$$F_{AZ} = \frac{9,81 \cdot m \cdot s^{-2} \cdot 1300 \cdot kg}{4} = 3\,188,2\,N \quad (4)$$

$$\sum M_A = 0$$

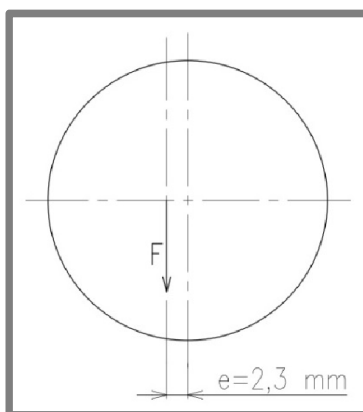
$$F \cdot \frac{b}{2} - F_{CZ} \cdot b = 0 \Rightarrow F_{CZ} = \frac{F}{2} = \frac{9,81 \cdot m \cdot s^{-2} \cdot 1300 \cdot kg}{2} = 6\,376,5\,N \quad (5)$$

Kde:

- F [N] je maximální přítláčná síla
- F_{AZ} [N] - reakce ve vazbě A
- F_{BZ} [N] - reakce ve vazbě B
- F_{CZ} [N] - reakce ve vazbě C
- b [mm] - délka kyvného rámu

4.2.2 Potřebný moment motoru

4.2.2



Obr. 18 Zatížení motoru

Potřebný kroutící moment motoru se vypočítá ze vztahu (6).

$$M = F_{CZ} \cdot e = 6376,5 \cdot N \cdot 0,0023 \cdot m = 14,7 \text{ N} \cdot m \quad (6)$$

Kde:

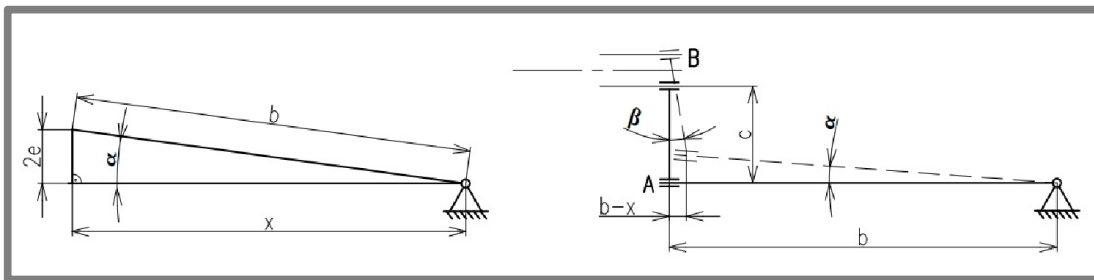
M [N·m] - moment zatěžující motor
e [mm] - excentricita

Zvolili jsme elektromotor o výkonu 1,5kW. Podle katalogu elektromotorů firmy Lenze [6] má tento motor jmenovitý moment 10 N·m, ovšem záběrový moment asynchronního motoru je alespoň 2x větší než jmenovitý, a proto je tento elektromotor dostačující.

4.3 Výpočet

4.3.1 Návrh ojnice

Uvažuji předběžnou osovou vzdálenost ložisek v ojnici $c = 60 \text{ mm}$. Tato vzdálenost umožní umístit do ojnice ložiska o vnějším průměru do 50 mm, pokud budou obě stejná. Nejprve musím spočítat úhel natočení ložiska a podle tohoto úhlu zvolit vhodný typ ložiska.



Obr. 19 Schéma pro výpočet úhlu

Natočení ložiska A (viz. obr. 18) se vypočte ze vztahu (7).

$$\sin \alpha = \frac{2 \cdot e}{b} \Rightarrow \alpha = \arcsin \frac{2 \cdot e}{b} = \arcsin \frac{2 \cdot 2,3}{550} = 0^{\circ}28'45'' \quad (7)$$

$$x = b \cdot \cos \alpha = 550 \cdot \cos 0^{\circ}28'45'' = 549,981 \text{ mm} \quad (8)$$

Natočení ložiska B (viz. obr. 18) se vypočte ze vztahu (9).

$$\beta = \arcsin \frac{b-x}{c} = \arcsin \frac{550 - 549,981}{60} = 0^{\circ}1'6'' \quad (9)$$

Kde:

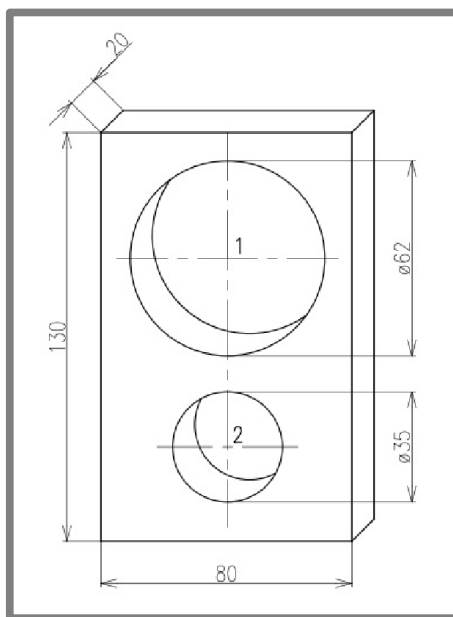
α [°] je úhel nesouososti ložiska A
e [mm] - excentricita
b [mm] - délka kyvného rámu
x [mm] - průmět rámu do osy x při výkmitu
c [mm] - vzdálenost os ložisek
 β [°] - úhel nesouososti ložiska B

Jednořadé kuličkové ložisko snese vyosení vnitřního a vnějšího kroužku do 10° , což znamená, že k motoru mohou toto ložisko použít. Na kyvný rám musím zvolit ložisko, které umožňuje vyšší úhel natočení. Uvažuji ložisko kuličkové naklápěcí nebo ložisko kluzné kloubové. Vzhledem k tomu, že na ložiska nepůsobí výrazné axiální zatížení, není nutné počítat ekvivalentní zatížení, ale stačí porovnat radiální zatížení ložiska s jeho únosností, v případě ložiska na motoru s dynamickou únosností, v případě ložiska na rámu se statickou.

Z katalogu SKF [7] jsem zvolil kuličkové naklápěcí ložisko 2307 ETN9 a kloubové ložisko GE20ES-2RS. Rozhodujícím faktorem pro volbu ložiska bude jeho cena. Ložisko 2307 ETN9 stojí 1 500 Kč [8], zatímco ložisko GE20ES-2RS je možné koupit za 452 Kč [8]. Použiji tedy kloubové ložisko GE20ES-2RS.

Ložisko na motoru bude jednořadé kuličkové. Z katalogu SKF [7] jsem zvolil ložisko 61908-2RS1.

Nyní zbývá jen navrhnout rozměry ojnice takové, aby při zátěži nedošlo k jejímu mechanickému poškození. Při předběžné volbě těchto rozměrů vycházím z velikosti ložisek.



Obr. 20 Rozměry ojnice

Z nomogramu získám vrubové součinitele pro díry. Pro větší díru je vrubový součinitel $\alpha_1 = 2,05$ a pro menší $\alpha_2 = 2,25$ [9].

Vzhledem k tomu, že zatížení je cyklické – mívivé, je třeba zkontrolovat ojnici kromě k meznímu stavu pružnosti také k meznímu stavu únavy. Uvažuji materiál 11 500, s mezí kluzu $R_e = 245 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 470 \text{ MPa}$ [10].

$$\sigma_{t1} = \alpha_1 \cdot \frac{F_{CZ}}{80 - 62} = 2,05 \cdot \frac{6376,5 \cdot N}{20 \cdot \text{mm} \cdot (80 - 62) \cdot \text{mm}} = 36,3 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\sigma_{t2} = \alpha_2 \cdot \frac{F_{CZ}}{80 - 35} = 2,25 \cdot \frac{6376,5 \cdot N}{20 \cdot mm \cdot (80 - 35) \cdot mm} = 15,9 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$k_{k1} = \frac{R_e}{\sigma_{t1}} = \frac{245 \cdot \text{MPa}}{36,3 \cdot \text{MPa}} = 6,7 \quad (12)$$

$$k_{k2} = \frac{R_e}{\sigma_{t2}} = \frac{245 \cdot \text{MPa}}{15,9 \cdot \text{MPa}} = 15,4 \quad (13)$$

Kde:

σ_t [MPa] je normálové napětí
 α [-] - vrubový součinitel
 k_k [-] - součinitel bezpečnosti
 R_e [MPa] - mez kluzu
 F_{CZ} [MPa] - síla zatěžující ojnici

Pro kontrolu k meznímu stavu únavy stačí uvažovat to místo ve kterém je větší napětí. Bezpečnost vůči únavě budu určovat podle Gerberova kritéria:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{t1}}{2} = \frac{36,3 \cdot \text{MPa}}{2} = 18,15 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{18,15 \cdot \text{MPa}}{18,15 \cdot \text{MPa}} = 1 \quad (15)$$

$$\sigma_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot 0,504 \cdot R_e$$

$$\sigma_{Co} = 1,033 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,504 \cdot 470 \cdot \text{MPa} = 208 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$k_u = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_m} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{Co}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_m \cdot \sigma_{Co}}{R_m \cdot \sigma_a} \right)^2} \right]$$

$$k_u = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{470}{18,15} \right)^2 \cdot \frac{18,15}{208} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 18,15 \cdot 208}{470 \cdot 18,15} \right)^2} \right] = 9,8 \quad (17)$$

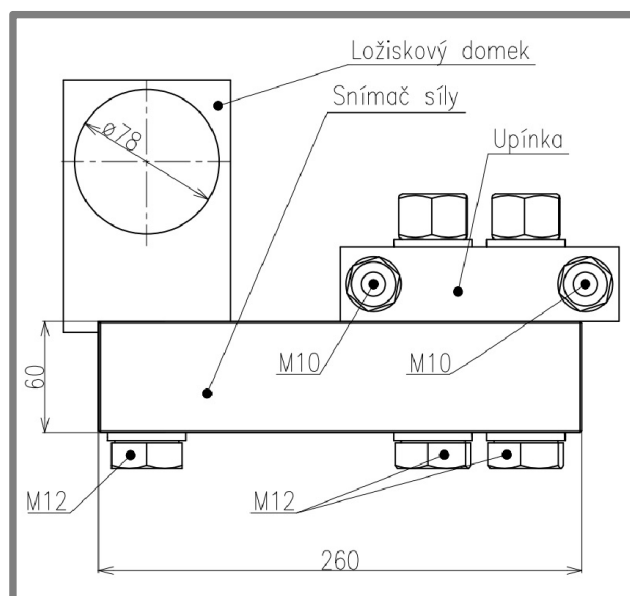
Kde:

σ_a [MPa] je amplituda napětí
 σ_m [MPa] - střední napětí
 σ_{Co} [MPa] - korigovaná mez únavy
 R_e [MPa] - mez kluzu
 R_m [MPa] - mez pevnosti
 r [-] - směrnice zatěžovací dráhy
 k_{a-f} [-] - korekční součinitele [9]
 k_u [-] - bezpečnost k meznímu stavu únavy

4.3.2 Uložení kyvného rámu

Snímače síly jsou umístěny tak, aby tvořily vetknutí kyvného rámu a měřili reakční sílu ve vazbě. Snímače jsou přes upínku připevněny k boční části vnějšího rámu, viz. obr. 20. Upínka je umístěna nad snímačem kvůli snížení celkové výšky testeru.

V tomto místě je třeba zvolit ložiska a zkontrolovat šroubový spoj upínky a vnějšího rámu.



Obr. 21 Uložení kyvného rámu

Ložiska jsou namáhány staticky radiální silou, stačí tedy zvolit ložiska s radiální únosností větší než je tato síla. Z katalogu SKF [7] jsem zvolil jednořadá kuličková ložiska 61904-2RS1.

Pro připevnění upínky k vnějšímu rámu jsem předběžně zvolil dva šrouby M10 pevnostní třídy 9.8 ($R_e = 720 \text{ MPa}$) [10]. Tyto šrouby jsou namáhány kolmo na osu a je třeba je zkontrolovat vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

$$F_i = \frac{k_n \cdot F_{AZ}/2}{f_s} = \frac{1,5 \cdot 3188,2 \cdot N/2}{0,25} = 9\,564,6 \text{ N} \quad (18)$$

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d = 0,2 \cdot 9564,6 \cdot N \cdot 10 \cdot \text{mm} = 19\,129 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (19)$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} = \frac{9564,6 \cdot N}{58 \cdot \text{mm}^2} = 164,9 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot M_u}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 19129 \cdot N \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (8,16 \cdot \text{mm})^3} = 179,3 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(164,9 \cdot \text{MPa})^2 + 4 \cdot (179,3 \cdot \text{MPa})^2} = 394,7 \text{ MPa} \quad (22)$$

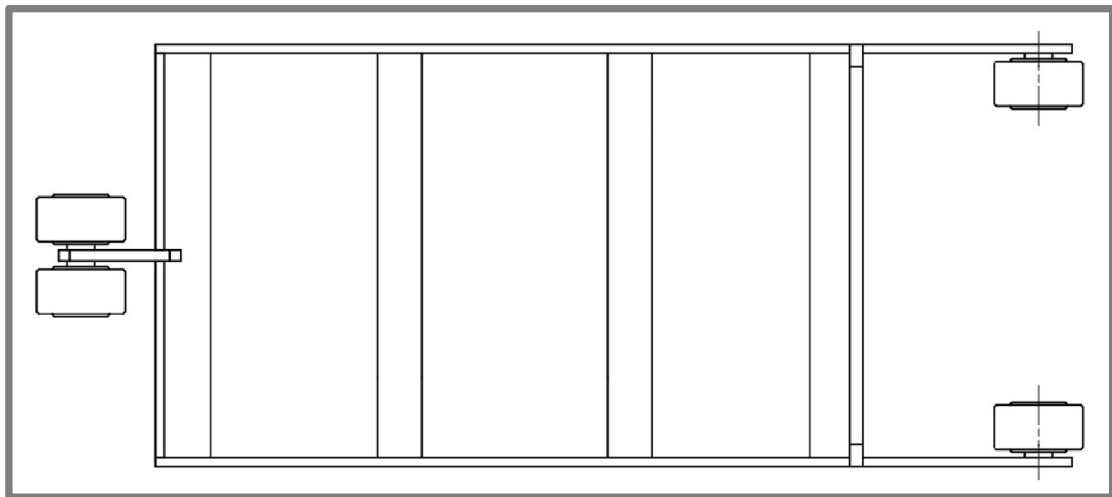
$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{720 \cdot \text{MPa}}{394,7 \cdot \text{MPa}} = 1,82 \quad (23)$$

Kde:

F_i	[N]	je předpětí šroubu
f_s	[-]	- součinitel tření
k_n	[-]	- návrhový součinitel
K	[-]	- součinitel utahovacího momentu
d	[mm]	- jmenovitý průměr šroubu
A_s	[mm ²]	- výpočtový průřez šroubu
M_u	[N·mm]	- utahovací moment
d_3	[mm]	- průměr jádra šroubu
σ_i	[MPa]	- normálové napětí od síly předpětí
σ_{red}	[MPa]	- redukované napětí
τ	[MPa]	- tečné napětí od utahovacího momentu
k_k	[-]	- bezpečnost k meznímu stavu pevnosti

4.4 Řešení pojezdu

Kvůli stabilitě testeru jsou kolečka umístěny tak, aby měly pouze tři body styku s podlahou. Kolečka se před testem nebudou sundávat a proto se musí vybrat tak, aby svojí tuhostí neovlivňovaly test. Vzhledem ke hmotnosti testeru a velikosti přítláčné síly testovaného kola musí mít kolečka únosnost vyšší než 650 kg. Z katalogu firmy Blickle [11] jsme zvolili kolečka pro vysoké zatížení z polyamidu GSPO 80/20K s únosností 1000 kg.



Obr. 22 Umístění koleček na vnějším rámu

5 DISKUZE

5

V průběhu návrhu mechanismu jsme navrhli několik možných variant provedení jednotlivých konstrukčních uzlů, ze kterých jsme vybrali ta nejvhodnější. Při této volbě jsme zvažili výhody a nevýhody jednotlivých konceptů s ohledem na funkčnost a jednoduchost konstrukce. Kyvný pohyb zajišťuje náboj s excentrickým osazením umístěný na výstupní hřídeli elektromotoru. Tento pohyb je pomocí klikového mechanismu přenášen na kyvný rám.

Kyvný rám je svařen ze čtvercových jelek $\square 40$ mm. U zalomení kyvného rámu předpokládáme, že se poloha kola při testu ustaví vždy do stejné polohy. Může se stát, že vlivem tření mezi kolem a kyvným rámem k tomuto ustavení nedojde. V tom případě by mohlo být řešením natření rámu před testem vhodným mazivem. Tvar styčné plochy testovaného kola a kyvného rámu může ovlivňovat výsledky. Tento vliv by se dal zmenšit svařením rámu z trubek.

V místě uložení rámu jsou umístěny dvě vážní čidla určená ke snímání síly působící ve vazbě. Provedení snímačů síly umožňuje jejich snadné propojení s PC a tedy jednoduché zpracování dat a vyhodnocení testu.

Vstupními parametry výpočtu byla maximální přitlačná síla a délka kyvného rámu, kterou jsme přezvali ze současné podoby testeru. Během výpočtu jsme zkontrolovali části mechanismu vzhledem k meznímu stavu pružnosti a únavy. Nejnižší bezpečnost vyšla u šroubů, které připevňují vážní čidla k vnějšímu rámu, konkrétně 1,82.

Do výpočtu vstupuje nepřesnost zanedbáním hmotnosti kyvného rámu a zjednodušeným výpočtem reakcí ve vazbách. Vzhledem k vysokým bezpečnostem vycházejícím z výpočtu jsou tyto nepřesnosti však zanedbatelné.



Obr. 23 Finální podoba testeru

6 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo rekonstruovat zařízení TriTec s důrazem na odstranění největších nedostatků mechanismu s ohledem na výrobní náklady. Během návrhu jsem se soustředil na hlavní konstrukční uzly mechanismu, zvážil několik konceptů jejich řešení a vybral ten nejvhodnější. Následně jsem provedl pevnostní výpočet hlavních částí mechanismu. Při volbě délky kyvného rámu a rozměrů nefunkčních částí testeru (rám, manipulační madlo atd.) jsem vycházel ze současné podoby zařízení.

V průběhu vypracování této bakalářské práce jsem získal povědomí o metodách testování odpružení vozidel a jejich výstupech. Ve výpočtu jsem vycházel ze znalostí získaných v průběhu bakalářského studia.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

7

- [1] Vliv opotřebení tlumičů. *Autolexikon*. [online]. 19.05.2011 [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/vliv-opotrebeni-tlumicu/>
- [2] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel: [diagnostické testery, motortestery, brzdové soustavy, geometrie řízení, tlumiče, kontrola podvozku, diagnostické linky]*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006, vi, 444 s. ISBN 80-239-7064-x.
- [3] MAZŮREK, Ivan. *Bezdemontážní diagnostika automobilových závěsů kol: teze habilitační práce*. Brno: VUTIUM, 2000, 18 s. Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. ISBN 80-214-1592-4.
- [4] Měření tlumičů. *skoda.virt.cz*. [online]. 16.11.2007 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://skoda-virt.cz/cz/clanky/technicke-informace/4127-mereni-tlumicu/>
- [5] PRAŽÁK, František. *Tlumič odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti vozidel: dizertační práce*. Brno 2006, Dostupné z http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=62
- [6] Asynchronní motory. *LENZE*. [online]. 2015 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.lenze.com/cs-cz/vyrobky/motory/asynchronni-motory/asynchronni-motory-mh/>
- [7] SKF. *SKF Group*. [online]. 2015 [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [8] e-shop . *zbozi.arkov.cz*. [online]. 2015 [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://zbozi.arkov.cz/>
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [11] Katalog výrobků. *Blickle*. [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.blickle.com/epaper/cz/#314/z>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Seznam použitých zkratek a symbolů

EUS [%]	- adheze dle metodiky EUSAMA
F_{Pmin} [N]	- minimální přitlačná síla
F_S [N]	- statická síla
F_A [N]	- nejvyšší naměřená amplituda
A_E [N]	- amplituda podle EUSAMA
A_T [N]	- amplituda testeru TriTec
F [N]	- maximální přitlačná síla
F_{AZ} [N]	- reakce ve vazbě A
F_{BZ} [N]	- reakce ve vazbě B
F_{CZ} [N]	- reakce ve vazbě C
b [mm]	- délka kyvného rámu
M [N·m]	- moment zatěžující motor
e [mm]	- excentricita
α [°]	- úhel nesouososti ložiska A
β [°]	- úhel nesouososti ložiska B
x [mm]	- průmět rámu do osy x při výkmitu
c [mm]	- vzdálenost os ložisek
σ_t [MPa]	- normálové napětí
α_1 [-]	- vrubový součinitel
α_2 [-]	- vrubový součinitel
k_k [-]	- součinitel bezpečnosti
R_e [MPa]	- mez kluzu
σ_a [MPa]	- amplituda napětí
σ_m [MPa]	- střední napětí
σ_{Co} [MPa]	- korigovaný mez únavy
R_m [MPa]	- mez pevnosti
r [-]	- směrnice zatěžovací dráhy
k_{a-f} [-]	- korekční součinitele
k_u [-]	- bezpečnost k meznímu stavu únavy
F_i [N]	- síla předpětí
M_u [N·m]	- utahovací moment
σ_i [MPa]	- napětí od síly předpětí
τ [MPa]	- napětí od utahovacího momentu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Zařízení pro testování tlumičů [4]	13
Obr. 2 F-z a F-v charakteristika [4]	14
Obr. 3 Impulsní dokmitový tester (TriStarShock Tester) [5]	14
Obr. 4 Rezonanční amplitudový tester – upraveno z [2]	15
Obr. 5 Záznam testu Boge [5]	16
Obr. 6 Rezonanční adhezní tester	17
Obr. 7 Excentr a setrvačnick	19
Obr. 8 Rozměry kyvného rámu	20
Obr. 9 Řez rámem testeru	20
Obr. 10 Rozměry kyvného rámu	20
Obr. 10 Hlavní rozměry testeru	21
Obr. 11 Schéma pohonu klikovým mechanismem	23
Obr. 12 Schéma pohonu excentrem	23
Obr. 13 Koncepty kyvného rámu	24
Obr. 14 Koncepty umístění snímačů	24
Obr. 15 Mechanismus testeru	25
Obr. 16 Kyvný rám shora	26
Obr. 17 Kyvný rám- zjednodušeno	26
Obr. 18 Zatížení motoru	27
Obr. 19 Schéma pro výpočet úhlu	28
Obr. 20 Rozměry ojnice	29
Obr. 21 Uložení kyvného rámu	31
Obr. 22 Umístění koleček na vnějším rámu	32
Obr. 23 Finální podoba testeru	33

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vyhodnocení stavu tlumiče dle EUSAMA	17
Tab. 2 Mechanismus - výhody a nevýhody	23
Tab. 3 Rám - výhody a nevýhody	24
Tab. 4 Snímače - výhody a nevýhody	25

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy sestavení

BP_15_00/00	- Rám
BP_15_01/00	- Kyvný rám
BP_15_02/00	- Uložení kyvného rámu
BP_15_03/00	- Jekl
BP_15_04/00	- TriTec

Výrobní výkresy

BP_15_00/01	- Úchyt motoru
BP_15_00/02	- Bočnice
BP_15_00/03	- Čelo
BP_15_00/04	- Úchyt kol
BP_15_00/05	- Výztuha
BP_15_01/01	- Profil 1
BP_15_01/02	- Profil 2
BP_15_02/01	- Náboj
BP_15_02/02	- Hřídel
BP_15_02/03	- Kroužek
BP_15_03/01	- Profil 3
BP_15_03/02	- Objímka
BP_15_04/01	- Excentr
BP_15_04/02	- Setrvačnick
BP_15_04/03	- Ojnice
BP_15_04/04	- Domek
BP_15_04/05	- Upínka
BP_15_04/06	- Čep
BP_15_04/07	- Osa pro kolo
BP_15_04/08	- Osa pro přední kola
BP_15_04/09	- Distanční kroužek
BP_15_04/10	- Opěrný kroužek
BP_15_04/11	- Madlo
BP_15_04/12	- Úchyt madla