



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Simulátor pro životnostní zkoušky aktuátoru
VTG turba**

**Simulator of VTG turbo actuator for service life
testing**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Jan ZELINKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.

Konzultant: Ing. Petr Jaroš

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Simulátor pro testování torzního hřídele aktuátoru VTG turba" vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., dohledem Ing. Petra Jaroše a s použitím literatury, která je uvedena na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 31. 5. 2017

.....
Jan Zelinka

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. a panu Ing. Petru Benšovi, Ph.D. za odbornou pomoc a cenné připomínky při tvorbě bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Jarošovi za odbornou konzultaci a společnosti Robert Bosch, spol. s r.o. za možnost tvorby bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jan ZELINKA
Název BP:	Simulátor životnostní zkoušky aktuátoru VTG turba
Anglický název:	Simulator of VTG turbo actuator for service life testing
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	12113, Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. František Lopot
Konzultant:	Ing. Petr Jaroš
Bibliografické údaje:	počet stran 50 počet obrázků 32 počet příloh 3
Klíčová slova:	aktuátor, kroutící moment, simulátor, VTG turbo, hřídel, testování
Keywords:	actuator, torque, simulator, VTG turbo, axle, testing

Anotace:

Cílem bakalářské práce je návrh simulátoru zatížení hřídele pro životnostní zkoušky aktuátoru VTG turba ve spolupráci se zadavatelem tématu firmou BOSCH spol. s.r.o. Podmínkou je dodržení vnějších rozměrů simulátoru a předepsaných technických parametrů. Pro lepší pochopení problematiky je třeba stručně popsat funkci aktuátorů a jejich využití.

Abstract:

The aim of Bachelor's thesis is to design a torsional testing simulator of axis of VTG turbo actuator in cooperation with BOSCH company, which is taskmaster. Main condition is to abide an outside sizes of simulator and other technical parameters. For better understanding of actuator's function is need to describe it.

OBSAH

Úvod

1. Úvod	- 6 -
2. Cíl práce.....	- 6 -
3. Požadované technické parametry simulátoru.....	- 7 -
4. Východiska práce.....	- 8 -
4.1 Funkce turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek.....	- 8 -
4.2 Aktuátor	- 9 -
4.3 Testování aktuátoru - zrychlený životnostní test	- 11 -
4.3.1 Provedení testu	- 11 -
4.3.2 Instrumentace	- 13 -
5. Rozbor stávající konstrukce simulátoru	- 14 -
5.1 Tvorba průběhu momentu	- 15 -
6. Analýza stávající konstrukce	- 17 -
6.1 Svěrné spoje	- 17 -
6.1.1 Geometrie.....	- 17 -
6.1.2 Výpočet.....	- 18 -
6.1.3 Experimentální ověření.....	- 19 -
6.1.4 Zhodnocení.....	- 20 -
6.2 Ložiska.....	- 20 -
6.2.1 Tření	- 20 -
6.2.2 Zhodnocení.....	- 23 -
6.3 Torzní pružiny	- 24 -
6.3.1 Namáhání	- 24 -
6.3.2 Výpočet napětí	- 29 -
6.3.3 Ověření	- 30 -
6.3.4 Zhodnocení.....	- 31 -
7. Vlastní frekvence	- 32 -
7.1 Moment setrvačnosti.....	- 32 -
7.1.1 Hřídel.....	- 32 -
7.1.2 Motor.....	- 33 -
7.2 Výpočtový model	- 33 -
7.3 Zhodnocení.....	- 35 -
8. Konstrukční úpravy.....	- 35 -
8.1 Průběh momentu.....	- 35 -

8.1.1	Interval I	- 36 -
8.1.2	Interval II	- 39 -
8.1.3	Interval III	- 40 -
8.1.4	Výsledný průběh.....	- 41 -
8.2	Uchycení přidaných torzních pružin.....	- 42 -
8.2.1	Pružina 1L.....	- 43 -
8.2.2	Pružina 3L.....	- 43 -
8.3	Vlastní frekvence s přidanými pružinami.....	- 43 -
8.4	Ukazatel natočení.....	- 44 -
9.	Závěr.....	- 44 -
9.1	Postup montáže	- 45 -
	Seznam použité literatury.....	- 47 -
	Seznam použitých symbolů a zkratk.....	- 48 -



1. Úvod

Celá problematika aktuátoru turba a řízení otáček turbodmychdla vychází z vývoje pístových spalovacích motorů posledních let. Vlivem hlavně politického tlaku na snižování emisí CO_2 a NO_x u spalovacích motorů se motory zásadně proměnily. Nejnovější trend snižování zdvihového objemu, tzv. downsizing při stále se zvyšujících nárocích na výkon agregátu měl za následek velký rozmach technologií v oblasti přeplňování motorů. Místo kompresorů a nízkotlakých turbodmychadel se již výhradně používají řízená, vysokotlaká turbodmychadla. Jedním z typů těchto řízených turbodmychadel je i turbo s proměnlivou geometrií (VTG - variable turbine geometry). Proměnlivost geometrie zajišťuje právě aktuátor.

Dnes na trhu nenajdeme téměř žádné pístové motory bez přeplňování, proto je tato technologie velmi žádaná, a proto se jí zabývá i firma BOSCH spol. s.r.o.

2. Cíl práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout konstrukční úpravy stávajícího řešení simulátoru kroutícího momentu pro aktuátor VTG turba ve spolupráci se zadavatelem práce, firmou BOSCH spol. s r. o.

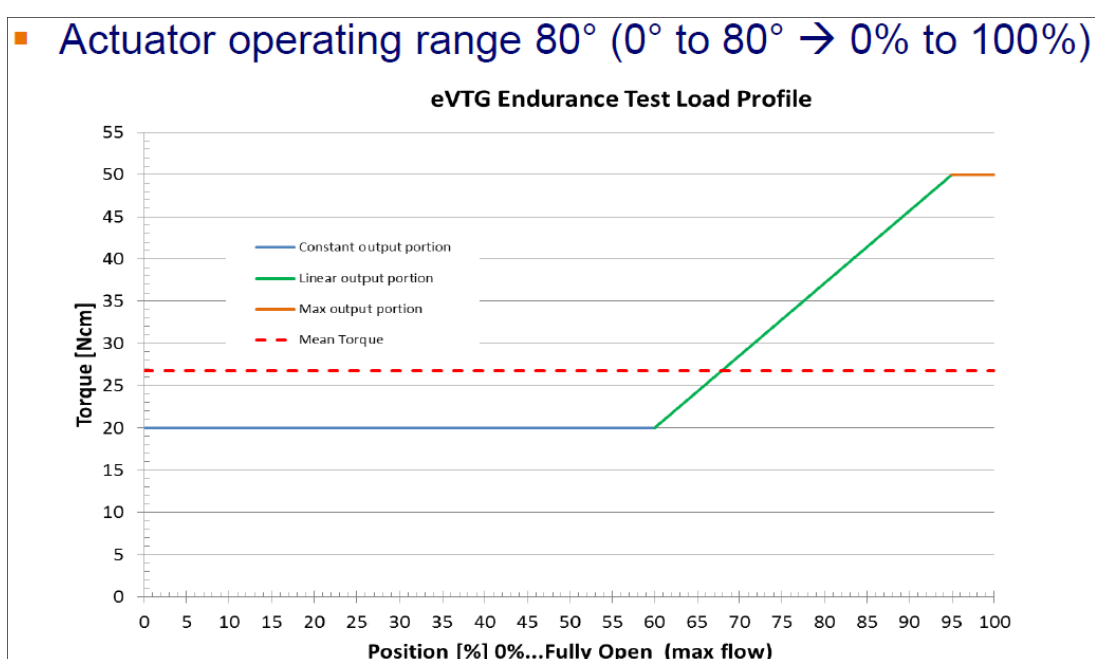
Cíle bude dosaženo splněním následujících dílčích úkolů:

1. Provést rozbor stávající nevyhovující konstrukce simulátoru
2. Navrhnout úpravy stávajícího řešení a nové konstrukční prvky tak, aby simulátor co nejlépe vyhovoval zadání (kap. 3, str. 7)
3. Zpracovat nezbytné návrhové a kontrolní výpočty
4. Vytvořit 3D model nového konstrukčního řešení a zpracovat nezbytnou realizační 2D dokumentaci
5. Průběžně prezentovat výstupy práce zadavateli



3. Požadované technické parametry simulátoru

- vzdálenost úchyty simulátoru od stěny testovací komory: $A = 130mm$
- minimální kroutivý moment: $M_{kmin} = 20 Ncm$
- maximální kroutivé momenty: $M_{kmax} = 50 Ncm$
- co nejvíce se přiblížit požadovanému průběhu momentu



Obrázek 1: Požadovaná závislost kroutícího momentu na procentuálním otevření klapky



4. Východiska práce

Tato kapitola je teoretickým základem řešení daného konstrukčního problému. Věnuje se hlavně komponentům a jejich funkcím. Podrobněji je zde také popsána konstrukce testovaného aktuátoru, včetně základních technických specifikací.

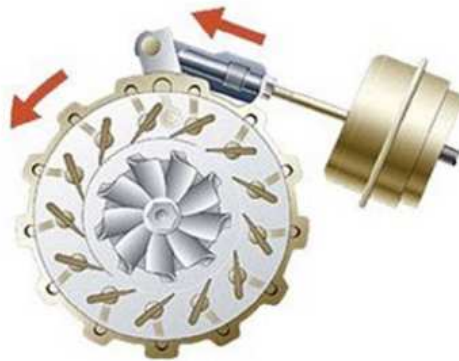
4.1 Funkce turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek

V závislosti na natočení výstupního hřídele z aktuátoru dochází k natočení klapek v turbodmychadle. Tímto je přímo regulována rychlost, objem a směr spalin hnaných na lopatky oběžného kola turbíny. Důvodem je optimální geometrie turbodmychadla vzhledem k otáčkám motoru, a tím dosahuje stálého plnicího tlaku i při kolísání otáček motoru. VTG nepotřebuje tzv. waste-gate ventil.



Obrázek 2: Lopatky v turbíně (uzavřené)

Při vysokých otáčkách motoru, kdy mají výfukové plyny příliš vysokou rychlost a plnicí tlak by byl příliš veliký, změní aktuátor polohu lopatek z téměř čistě radiální na tangenciální. Tím se zregulují otáčky turbodmychadla na optimální, stejně tak jeho plnicí tlak.

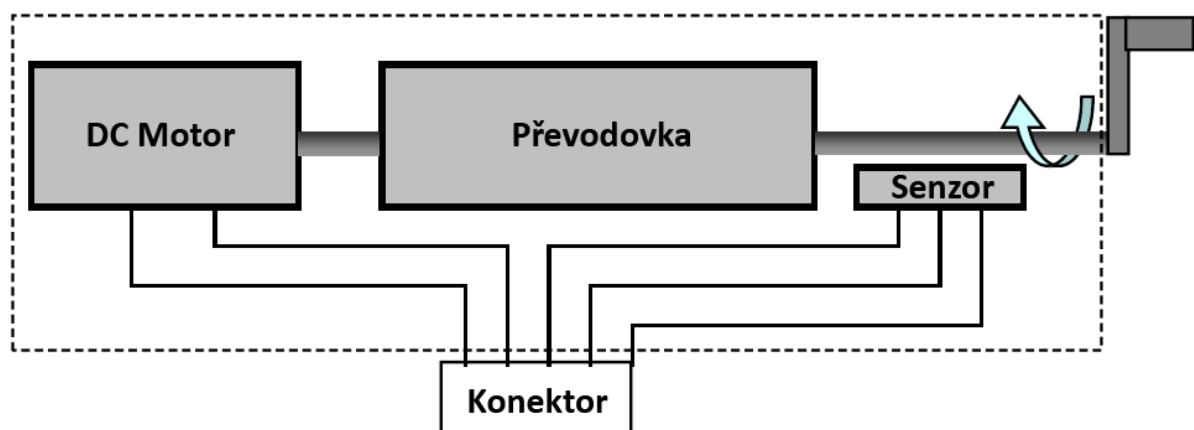


Obrázek 3: Lopatky v turbíně (otevřené)

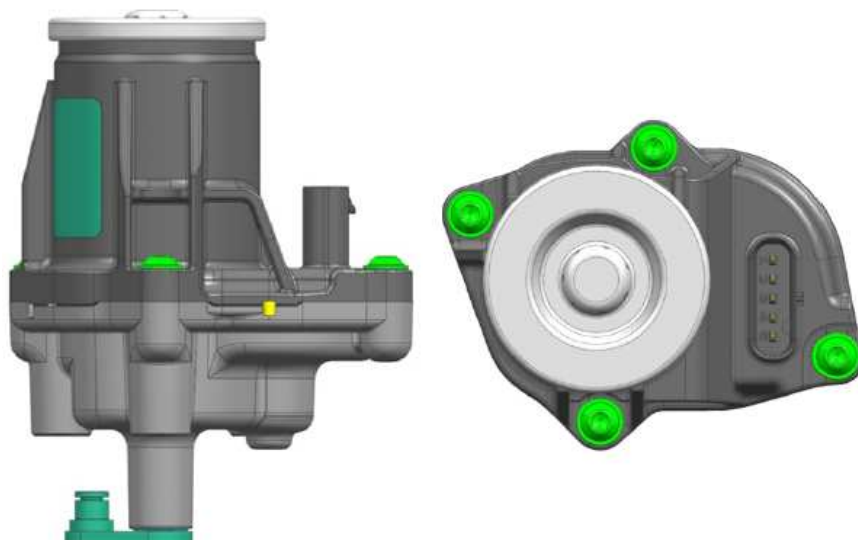
Při poklesu otáček a snížení tlaku ve výfukovém potrubí se poloha lopatek změní blíže k radiální poloze - k oběžnému kolu turbodmychadla může proudit více spalin a tím je opět dosažen ideální plnicí tlak i při nízkých otáčkách motoru.

4.2 Aktuátor

Aktuátor VTG (Variable Turbine Geometry - turbodmychadlo s proměnlivou geometrií) turba je zařízení, které pomocí natočení pákového mechanismu řídí natočení klapky statoru turbíny v turbodmychadle. Jak ukazuje obr. 4, aktuátor se skládá z DC motoru, převodovky a nezbytného senzoru pro otáčky, resp. úhlovou polohu výstupní hřídele, který je připojen k nastavitelným klapkám statoru turbíny.

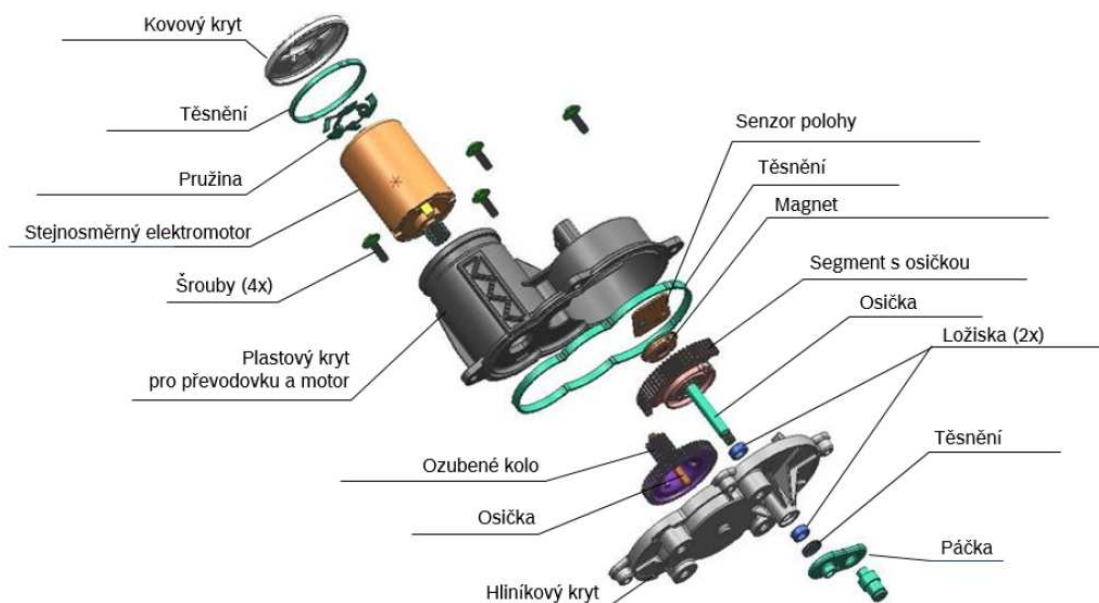


Obrázek 4: Schéma aktuátoru



Obrázek 5: Příklad praktického technického řešení aktuátoru

Ve vozidle je aktuátor nastavován elektricky řídicí jednotkou v reálném čase v závislosti na aktuálním provozním stavu motoru a požadavku na kroutící moment. Pro lepší představu o konstrukci aktuátoru a jeho podsestav prezentuje obr. 6. rozpad aktuátoru z obr. 5, který je i předmětem testování.



Obrázek 6: Vnitřní konstrukce aktuátoru



Aktuátor se sestává ze stejnosměrného elektrického motoru uchyceného v plastovém tělese společně s dvoustupňovou převodovkou a senzorem. Převodovka převádí rotační pohyb hřídele z motoru na výstupní páku v převodovém poměru 20,8:1. Aktuální poloha výstupní hřídele je snímána senzorem na principu Hallovy sondy. Poskytuje zpětnou vazbu řídicí jednotce aktuátoru prostřednictvím konektoru, viz. obrázek 4. Maximální rozsah natočení hřídele je omezen konstrukčním řešením příslušného ozubeného segmentu.

4.3 Testování aktuátoru - zrychlený životnostní test

Cílem je otestovat zmíněný aktuátor tak, aby spolehlivě vydržel po dobou životnosti vozidla, ve kterém bude nainstalován - to je 240 tisíc kilometrů nebo 15 let provozu. Z časového důvodu je celý test zrychlený a trvá zhruba 1000 hodin. Pro buzení aktuátoru se používá podobná řídicí jednotka, jako ve vozidle - musí se tedy simulovat i signály od ostatních komponent. Tyto simulace zajišťuje interní program firmy BOSCH spol. s.r.o. a nejsou předmětem této práce. Aby byl test co nejvíce shodný s reálným provozem, musí být aktuátor zatížen co nejvíce podobným způsobem, jako jej zatěžují lopatky turba. Zdrojem této zátěže jsou v reálném provozu hlavně aerodynamické síly spalin obtekajících lopatky a tření ve vlastním mechanismu aktuátoru, zejména pak převodovky a ložisek. Výsledkem je průběh momentu síly z obrázku 1. Velikost kroutícího momentu je pro přehlednost uváděna v Ncm - newtoncentimetry, protože zadavatel práce tuto jednotku při navrhování aktuátorů běžně používá.

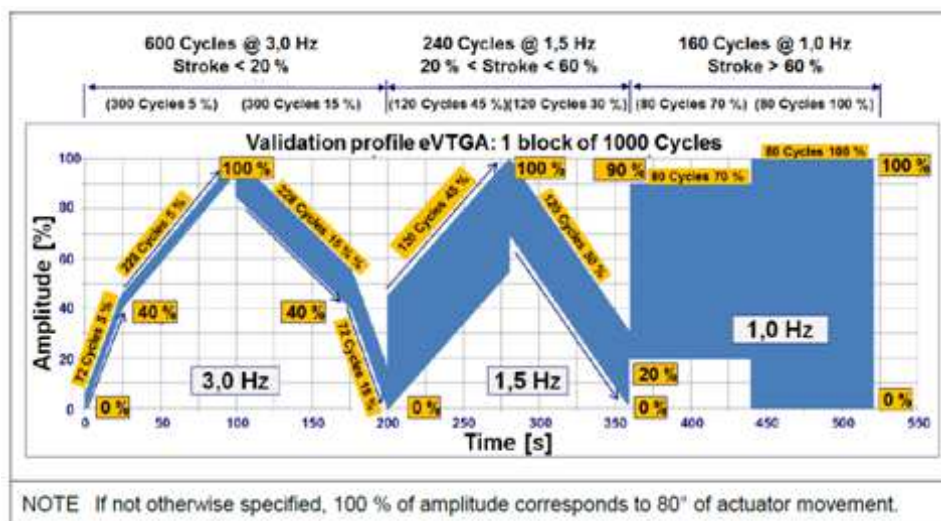
4.3.1 Provedení testu

Testovaný aktuátor je vložen do komory, která simuluje teplotu tak, aby odpovídala provozním podmínkám v automobilu. Výstupní hřídel je spojena se simulátorem kroutícího momentu (předmět práce), který je z důvodu zachování konstantních charakteristik umístěn mimo komoru. K uchycení slouží pomocná konstrukce ze standardizovaných hliníkových profilů. Ty umožňují variabilitu polohy simulátoru vůči komoře.

Test probíhá v jednotlivých cyklech, které jsou dále rozděleny na úseky podle frekvence kmitání aktuátoru a natočení hřídele. Jak je vidět na obrázku 7, v prvních dvou stech sekundách



kmitá aktuátor s frekvencí 3Hz - to znamená, že se pootočí cca o 4° tam a zpět třikrát za sekundu. Amplituda se mění od 4° do 80°. Aby testování obsáhlo celý používaný rozsah aktuátoru, který je 0°- 80° začíná každý nový kmit s větším natočením -> poměr vyjadřuje sklon přímek. V další části se kmitání zrychlí na 1,5Hz. Od třístapadesáté sekundy až do konce cyklu je aktuátor pod největší zátěží - amplituda kmitu je až 80° a kmitá s frekvencí 1Hz. Při tomto namáhání se na některých kusech vyskytlo dramatické opotřebení převodovky, což mělo za následek zničení celého aktuátoru.



Obrázek 7: Závislost amplitudy a frekvence na čase

Celý test by měl zahrnovat zhruba deset milionů cyklů, přičemž test probíhá po blocích s jedním tisícem kmitů, jak je patrné z obrázku 7. Vysoký počet cyklů musí být zohledněn i při návrzích úprav stávajícího řešení simulátoru.

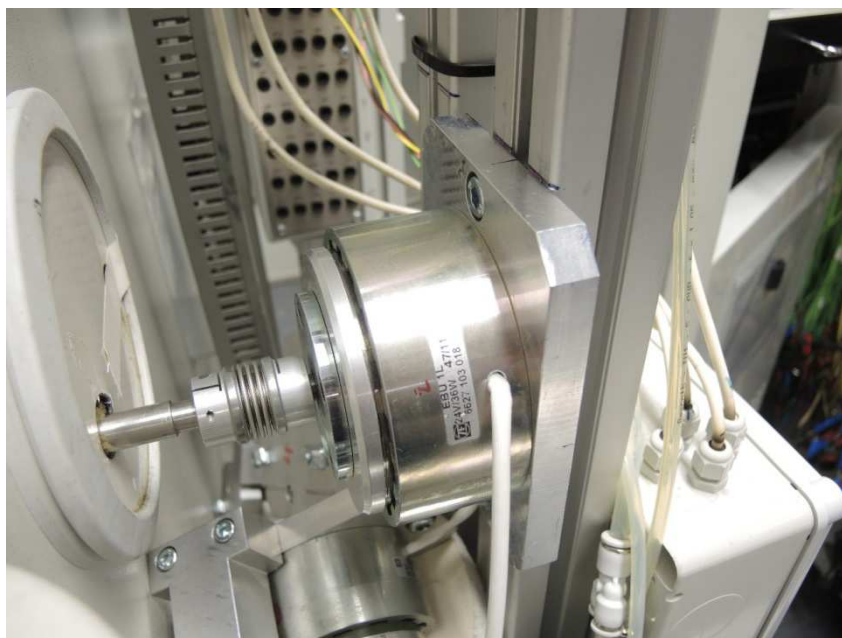


4.3.2 Instrumentace

Firma BOSCH spol. s.r.o. vyvinula dva typy simulátoru kroutícího momentu a podrobila je zkouškám. Každý z typů vykazoval jistou chybovost, která v některých případech výrazně ovlivňovala výsledky testů.

4.3.2.1 Vířivá brzda

Vířivá nebo také elektrodynamická brzda je technické zařízení, které mění pohybovou energii na energii elektrickou. Připojený pohon je brzděn kroutícím momentem opačného směru. Díky své jednoduchosti se vířivá brzda jeví jako nejlepší řešení pro simulaci kroutícího momentu. Výhodou je programovatelnost ovládání (přesné nastavení průběhu momentu) a minimální opotřebení. Během testování se ale velmi rychle mění směr otáčení (s frekvencí 3; 1,5 a 1Hz). Při takto rychlých změnách se projevuje setrvačný moment brzdy, jehož vlivem dojde k poškození převodovky a zničení aktuátoru. Z toho důvodu se od této varianty upustilo.



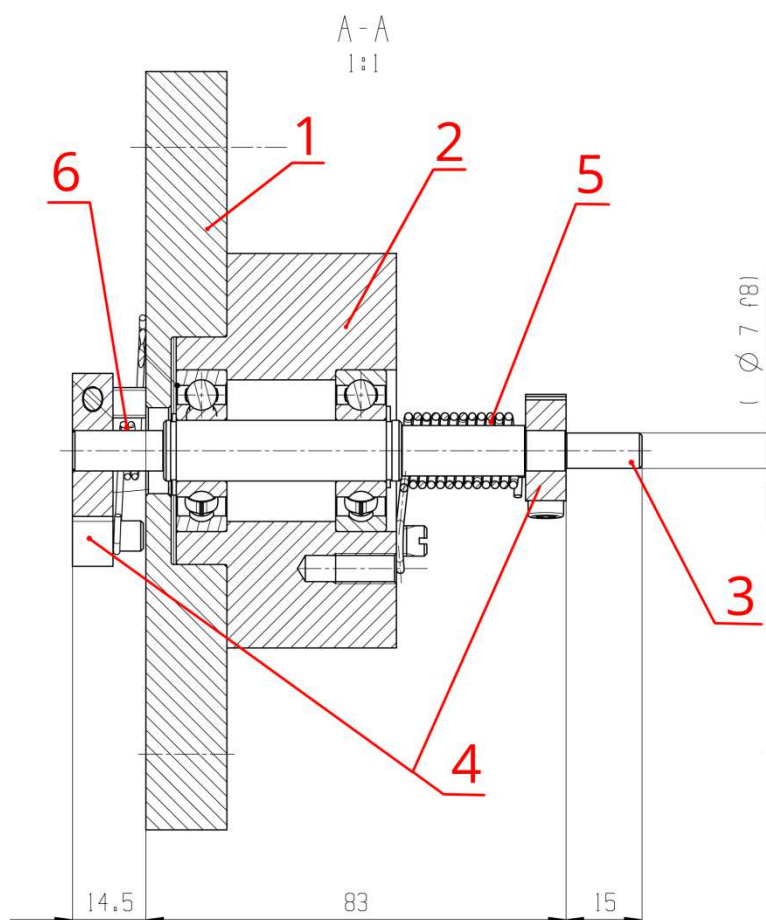
Obrázek 8: Vířivá brzda jako simulátor kroutícího momentu

4.3.2.2 Soustava torzních pružin

Další verzí je stroj se dvěma sousými torzními pružinami spojených přímo s hřídelí, která je propojená s aktuátorem v komoře. Výhodou je jednoduchost řešení, snadná indikace opotřebení simulátoru a malý setrvačný moment. Kroutící moment je generován v závislosti na natočení vstupního hřídele. Právě díky zmíněným výhodám je tato verze v současnosti používána a další text je tak věnován jejímu detailnímu popisu a rozboru.

5. Rozbor stávající konstrukce simulátoru

Názornou představu o principu v současnosti používaného konstrukčního řešení si lze udělat z obr. 9.



Obrázek 9: Stávající řešení simulátoru - řez

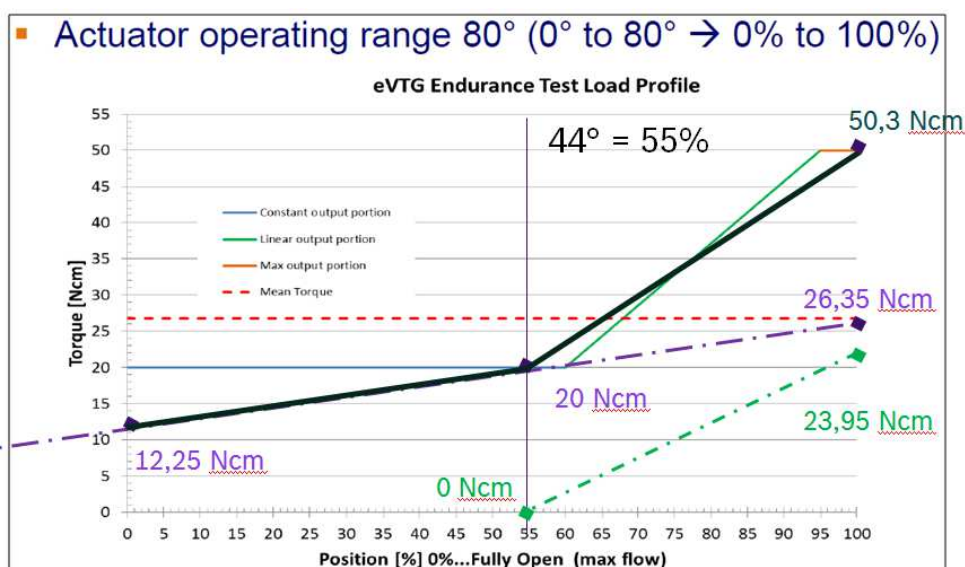


- 1 - základní deska
- 2 - tělo simulátoru - pevně spojeno se základní deskou, jsou v něm nalisována ložiska
- 3 - hřídel (při montáži je propojena s aktuátorem v komoře)
- 4 - páky umožňující přenos kroutícího momentu z torzních pružin na hřídel
- 5 - torzní pružina č. 1 - generuje téměř konstantní moment v rozsahu natočení $0^\circ - 40^\circ$
- 6 - torzní pružina č. 2 - generuje s pružinou č. 1 moment lineárního průběhu v rozsahu natočení $40^\circ - 80^\circ$

5.1 Tvorba průběhu momentu

Protože konstrukce disponuje dvěma pružinami, lze na základě porovnání jejího očekávaného charakteru s požadovaným průběhem kroutícího momentu (kap. 3) konstatovat, že v této věci přistoupil zadavatel práce na dočasné zjednodušení, když upustil od simulace konstantního průběhu momentu v posledních 4° natočení hřídele (obr. 1, str. 7, kap. 3). Díky tomu je požadovaný průběh momentu dosahován pouze přibližně.

Obrázek 10 prezentuje způsob dosažení přibližného průběhu momentu v první verzi simulátoru s torzními pružinami. Při natočení hřídele o 44° se zapojí druhá pružina s příslušnou tuhostí a výsledný kroutící moment je součtem kroutících momentů jednotlivých pružin.



Obrázek 10: Dosažení přibližného průběhu momentu



Tato konstrukce již má dostatečně malé setrvačné síly, které nepoškozují převodovku aktuátoru a zároveň splňuje zjednodušené zadání od zákazníka. Následně byl simulátor použit k životnostním testům, během kterých však po určitém počtu cyklů vykazoval zvýšenou odchylku naměřených dat od předpokládaných hodnot.

6. Analýza stávající konstrukce

V této kapitole jsou detailně popsány možné zdroje chyb, které vykazoval simulátor během testů. Jejich vliv na výsledky ověřuji teoretickým výpočtem. U vybraných konstrukčních řešení je výpočet potvrzen experimentální zkouškou.

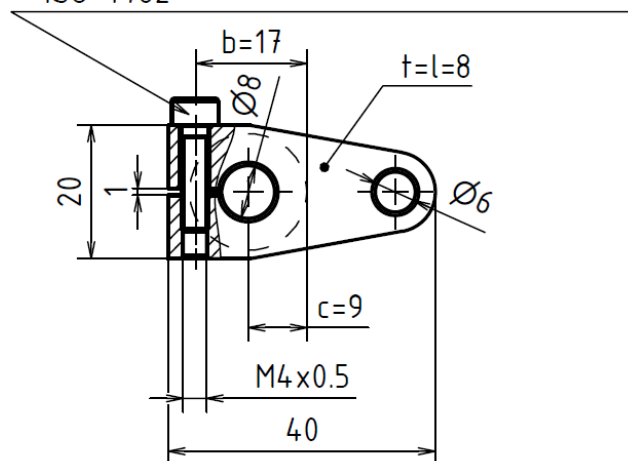
6.1 Svěrné spoje

„Svěrné spoje patří k pevnému a snadno rozebiratelnému spojení strojních součástí, při kterém dochází k sevření jedné součásti druhou nebo k vzepření jedné součásti v druhé. Při tom se jedna často pružně deformuje. Ve stykových plochách součástí vzniká sevřením nebo vzepřením odpor tření, který postačí ke spojení a k přenosu síly či kroutícího momentu. Svěrné spoje se používají zejména tehdy, má-li se spoj častěji uvolňovat, měnit vzájemná poloha spojených součástí nebo má-li se jejich poloha nastavit až při montáži.“ (cit.) [5]

Svěrný spoj je u simulátoru použit ke spojení hřídele a páky (patrné z obrázku 9 str. 14), která přenáší kroutící moment z torzní pružiny na hřídel. Zároveň vzájemné natočení páky a hřídele určuje úhel, při kterém se daná pružina připojí do soustavy.

6.1.1 Geometrie

ŠROUB S VNITŘNÍM ŠESTIHRANEM M4x0,5
ISO 4762



Obrázek 11: Rozměry kontrolovaného spoje



6.1.2 Výpočet

Pro výpočet síly potřebné k bezpečnému sevření hřídele jsem vzhledem k jednostranně naříznutému náboji použil výpočtový model s osamělou silou, který svou jednoduchostí vede k předimenzování svěrného spoje. Tato nepřesnost je však na straně bezpečnosti a eliminuje vlivy případných setrvačných sil na spoj. Přesnějším výpočtovým modelem je například rovnoměrné rozložení tlaku nebo model se sinusovým průběhem zatížení.

Šroub musí na hřídel vyvinout svěrnou sílu N , kterou můžeme vypočítat ze vztahu:

$$N = \frac{k \cdot M_{kmax}}{n \cdot d_h \cdot f} \quad (1)$$

$$N = \frac{2 \cdot 500}{1,2 \cdot 8 \cdot 0,12} = \frac{1000}{1,152} = 868 \text{ N}$$

kde k [bezrozměrný] je koeficient bezpečnosti - po dohodě se zadavatelem zvolen $k = 2$, M_{kmax} [Nmm] je maximální přenášený kroutící moment viz. kapitola 3 str. 7 (převedeno na Nmm z důvodu zachování rozměru), n [bezrozměrný] součinitel uložení a závisí na vůli v uložení součásti na hřídeli a velikosti defromace náboje, d_h [mm] je průměr svírané hřídele a f [bezrozměrný] je součinitel tření mezi součástmi.

Zároveň musí šroub překonat odpor náboje proti pružné deformaci:

$$F \sim \frac{N \cdot c}{b \cdot i} \quad (2)$$

$$F \sim \frac{868 \cdot 9}{17 \cdot 1} \cong 460 \text{ N}$$

kde N [N] je svěrná síla, c a b [mm] jsou rozměry (viz obrázek 11) a i [bezrozměrný] je počet šroubů.

Šroub je namáhán výslednou osovou silou o velikosti:

$$Q = N + F = 868 + 460 = 1328 \text{ N} \quad (3)$$

Také musí být provedena základní statická kontrola šroubu. Není uvažováno tření v závitě. Šroub M4 ISO 4762 - 12.9 má mez pevnosti v tahu $\sigma_{Rp0,2} = 1080 \text{ MPa} = \sigma_D$. Napětí ve šroubu získáme z rovnice:



$$\sigma = \frac{Q}{S_3} < \sigma_D \quad (4)$$

kde σ [Mpa], Q [N] je osová síla působící na šroub a S_3 [mm²] je průřez šroubu na průměru d_3 [mm]. Po dosazení získáme výsledné napětí:

$$\sigma = \frac{Q}{S_3} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 1328}{\pi \cdot 3,387^2} = 147,39 \text{ Mpa} \ll \sigma_D \quad (4.1)$$

Dále je třeba ověřit minimální délku svěrného spoje potřebnou pro přenesení momentu pomocí vzathu:

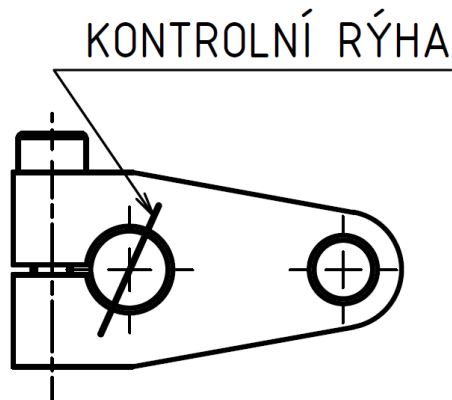
$$l \geq \frac{k \cdot M_k}{n \cdot d^2 \cdot p_D \cdot f} \quad (5)$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 500}{1,2 \cdot 8^2 \cdot 20 \cdot 0,12} = 5,43 \text{ mm}$$

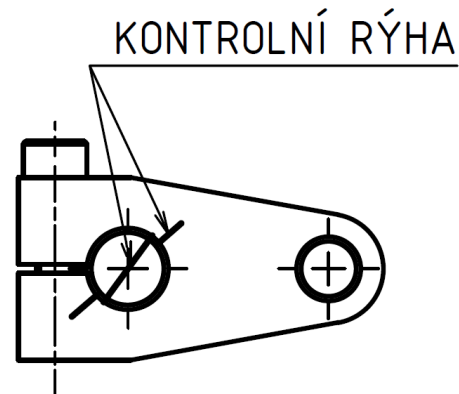
kde k [bezrozměrný] je součinitel bezpečnosti, M_k [Nmm] je maximální přenášený moment (viz. kap. 3 str. 7), n [bezrozměrný] je součinitel uložení, d [mm] je průměr hřídele, p_D [MPa] je maximální dovolený tlak v hřídeli a f [bezrozměrný] je součinitel tření mezi součástmi.

6.1.3 Experimentální ověření

Zda současné řešení spoje páky s hřídelem je dostatečné, bylo ověřeno jednoduchým experimentem. Před započítím testů byla přes páku a hřídel vyryta rýska, která vyznačovala současnou vzájemnou polohu obou součástí. Po určité době se zkontrolovalo, zda se rýha nedeformovala. Pokud by se tak stalo, je svěrný spoj nedostatečně pevný a v průběhu testu se vzájemné natočení páky a hřídele mění. V opačném případě není svěrný spoj zdrojem žádné chyby.



Obrázek 12: Bez deformace rýhy - spoj vyhovuje



Obrázek 13: Deformace rýhy - spoj nevyhovuje

6.1.4 Zhodnocení

Pomocí výše uvedených vzorců byla vypočtena síla potřebná k realizování svěrného spoje. Dále byla ověřena pevnost šroubu a potřebná délka spoje. Podle výpočtů vyšla minimální délka spoje 5,43mm, to se velmi blíží současné délce (6mm). Z toho lze usoudit, že při absolvování několika testů může dojít ke změně geometrie spoje. Spoj byl ověřen experimentem viz. kapitola 6.1.3., kdy po proběhnutí jednoho testu (cca 5×10^6 cyklů) nedošlo k vychýlení. Ze všech těchto poznatků usuzují, že svěrné spoje jsou spolehlivé a nejsou žádným výrazným zdrojem nepřesností v měření. Pro jistotu navrženo navýšení délky na $l_* = 8mm$.

6.2 Ložiska

Dalším zdrojem možných nepřesností mohou být kuličková ložiska, která spojují pohyblivý hřídel simulátoru s jeho nepohyblivým tělem. V současném řešení jsou použita dvě kuličková ložiska řady 6201.

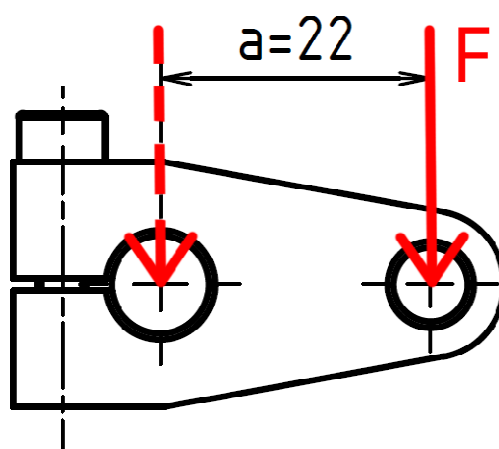
6.2.1 Tření

Na přesnost měření by teoreticky mohlo mít tření v ložiskách, avšak veškeré výpočtové vztahy počítají s poměrně vysokými otáčkami. Vzhledem k tomu, že se hřídel aktuátoru během

testu neotočí o celou otáčku, ale pouze kmitá v maximálním rozsahu 0°- 80°, nejsou tyto vztahy relevantní.

6.2.1.1 Radiální síla

Tření v ložisku je také přímo úměrné jeho radiálnímu zatížení. Celá soustava je primárně zatěžován kroutícím momentem, jenž vzniká působením síly torzní pružiny na páčky spojené s hřídelí (patrné z obrázku 9 kap. 5 str. 14).



Obrázek 14: Distribuce síly z pružiny

Na obrázku 14 je patrný přenos síly F od pružiny na hřídel - tuto sílu musí zachytit ložiska. Maximální kroutící moment je $M_{kmax} = 500 \text{ Nmm}$ (viz. kapitola 3. str.7). Síla, kterou pružina působí na páčku se rovná:

$$F = \frac{M_{kmax}}{a} \quad (6)$$

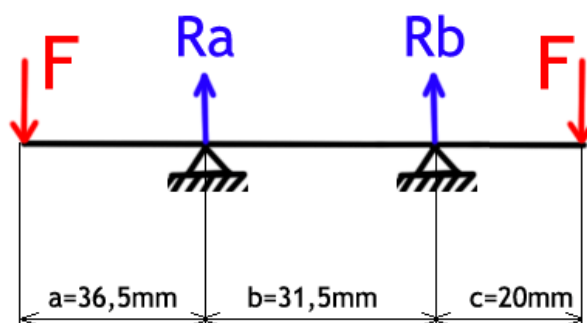
$$F = \frac{500}{22} = 22,7 \text{ N}$$

kde M_{kmax} [Nmm] je maximální kroutící moment a a [mm] je rameno, na kterém působí síla F .



6.2.1.2 Zatížení ložiska

Výsledná síla $F = 22,7\text{N}$ nepůsobí přímo na ložisko, jak prezentuje obrázek 15:



Obrázek 15: Nosník reprezentující zatížení ložisek

Z následujícího rovnic rovnováhy je možno dopočítat reakce v ložiskách a a b :

Rovnováha sil:

$$R_a + R_b - 2F = 0 \quad (7)$$

Moment k podpoře a:

$$-F \cdot a - R_b \cdot b + F \cdot (b + c) = 0 \quad (8)$$

Z rovnice (8) vyjádříme reakci R_b :

$$R_b = \frac{F \cdot (c + b - a)}{b} \quad (8.1)$$

Dosadíme do rovnice (7) a vyjádříme reakci R_a :

$$R_a = 2F - \frac{F \cdot (c + b - a)}{b} \quad (7.1)$$
$$R_a = 2 \cdot 22,7 - \frac{22,7 \cdot (20 + 31,5 - 36,5)}{31,5} \cong 34,6 \text{ N}$$

Opětovným dosazením reakce R_a do rovnice (5) získáme velikost reakce R_b :

$$R_b = 2F - R_a \quad (7.2)$$
$$R_b = 2 \cdot 22,7 - 34,6 = 10,8 \text{ N}$$



6.2.1.3 Ověření ložiska

Pro ověření je použita největší reakce - tedy reakce $R_a = 34,6N$, která je radiální silou (F_r) působící na ložisko. Axiální síla zde není uvažována, jelikož v soustavě žádné axiální zatížení není.

Ložisko je dimenzováno podle katalogu výrobků firmy SKF, viz příloha 2. Zvolil jsem ložisko SKF 6201, které má tyto parametry:

vnější průměr	$D = 32 \text{ mm}$
vnitřní průměr	$d = 12 \text{ mm}$
šířka	$B = 10 \text{ mm}$
maximální dynamická únosnost	$C = 7,28 \text{ kN}$
maximální statická únosnost	$C_0 = 3,10 \text{ kN}$
výpočtový součinitel	$f_0 = 13$

Zdroj: katalog SKF- kuličková ložiska, příloha 2

Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P [kN] uvádí výrobce dva vztahy:

$$P = F_r ; \quad \text{pro } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (9)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a ; \quad \text{pro } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (10)$$

V tomto případě postačuje vztah (8), jelikož axiální sílu F_a neuvažujeme. Ekvivalentní dynamické zatížení tedy je:

$$P = F_r = 34,6N \ll C_0 = 3100 \text{ N}$$

6.2.2 Zhodnocení

Vzhledem ke skutečnosti, že je ložisko namáháno více statickou silou než dynamickou, bylo výsledné zatížení ložiska P porovnáno pouze se statickou únosností ložiska C_0 . V tomto kritériu ložisko vyhovuje. Předimenzování napomáhá větší odolnosti při cyklickém pohybu. Ložiska a jejich vnitřní tření nelze pokládat jako zdroj chyb.

Z výše uvedených důvodů usuzuji, že tření v ložiskách není zásadním zdrojem chyb měření. Jako jediná úprava je navržena výměna klasického otevřeného ložiska řady 6201 zakrytovaným ložiskem SKF 6201. Zakrytování může eliminovat zvýšení tření v ložisku na minimum, jelikož zabrání pronikání nečistot mezi kuličky.

6.3 Torzní pružiny

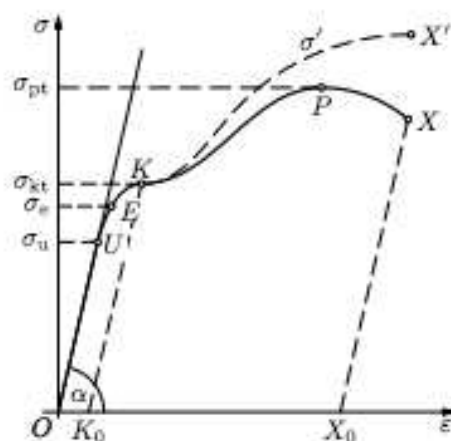
Torzní pružiny patří k nejnamáhanějším součástem celého simulátoru. Tvoří kroutící moment v závislosti na jejich natočení. Během testu jsou cyklicky zkrucovány. S rostoucím počtem cyklů se zvětšuje i šance jejich plastické deformace či prasknutí.

6.3.1 Namáhání

Všechny užitě zkrutné pružiny jsou namáhány cyklicky, kdy počet cyklů překračuje hodnotu 10^5 cyklů. Maximální natočení pružiny dosahuje 80° .

„U cyklicky zatížených pružin rozlišujeme dvě oblasti únavového namáhání pružiny. V první oblasti s omezenou životností pružiny (životnost menší než cca. 10^7 pracovních cyklů) klesá s rostoucím počtem pracovních cyklů únavová pevnost pružiny. V oblasti neomezené životnosti (požadovaná životnost pružiny větší než 10^7 pracovních cyklů) zůstává již mez únavy materiálu, a tedy pevnost pružiny, přibližně konstantní.“ (cit.) [9]

6.3.1.1 Materiál pružiny a jeho vlastnosti



Obrázek 16: Obecný graf závislosti napětí na deformaci

Obrázek 16 prezentuje závislost napětí na deformaci základního materiálu pružiny. Bod U je mez úměrnosti - po tuto hranici platí Hookeův zákon a deformace součásti je čistě elastická.



Bod E je mez elasticity. Při tomto napětí již dojde k malým elastickým deformacím. Bod K reprezentuje mez kluzu (R_p). Po odstranění napětí zůstává součást deformovaná. Pokud nemá materiál výraznou mez kluzu, určuje se poččetně jako 0,2% hodnoty napětí ($R_{p0,2}$), které způsobuje plastickou deformaci. V bodě P nabyde hodnota napětí meze pevnosti (R_m) - při této hodnotě může dojít k přetržení součásti. Pevnost pružiny může být také ovlivněna povrchovou úpravou, zejména pak pokovením, které způsobuje pokles meze pevnosti.

Firma BOSCH spol. s.r.o. užívá v současném řešení simulátoru zkrutné pružiny od nizozemské firmy Alcomex Veren B.V. V katalogu je uveden materiál DIN 17 440 (ČSN 17 240), což je austenitická korozivzdorná ocel bez další povrchové úpravy. Veškeré vlastnosti základního materiálu jsou shrnuty v tabulce:

Materiál	$R_{p0,2}$ [Mpa]	$R_{p1,0}$ [Mpa]	R_m [Mpa]
X6CrNi18-10	210	170	540 - 1780*

Zdroj: www.inoxspol.cz

*závisí na chemicko-tepelném zpracování

6.3.1.2 Skutečná mez pevnosti v tahu

Během namáhání může napětí v drátu pružiny dosáhnout mezních hodnot. Při dosažení meze pevnosti v tahu může dojít k výrazným plastickým deformacím či k přetržení drátu pružiny. Velký vliv má také geometrie koncových ramen, smysl namáhání (proti nebo po směru vinutí) a počet cyklů, které musí pružina absolvovat. Pro výpočet je nutné znát skutečnou mez pevnosti v tahu drátu pružiny, která se liší od meze pevnosti v tahu základního materiálu.

Mez pevnosti v tahu drátu R_{mD} získáme z experimentálně zjištěného vztahu:

$$R_{mD} = A \cdot d^B \quad (11)$$

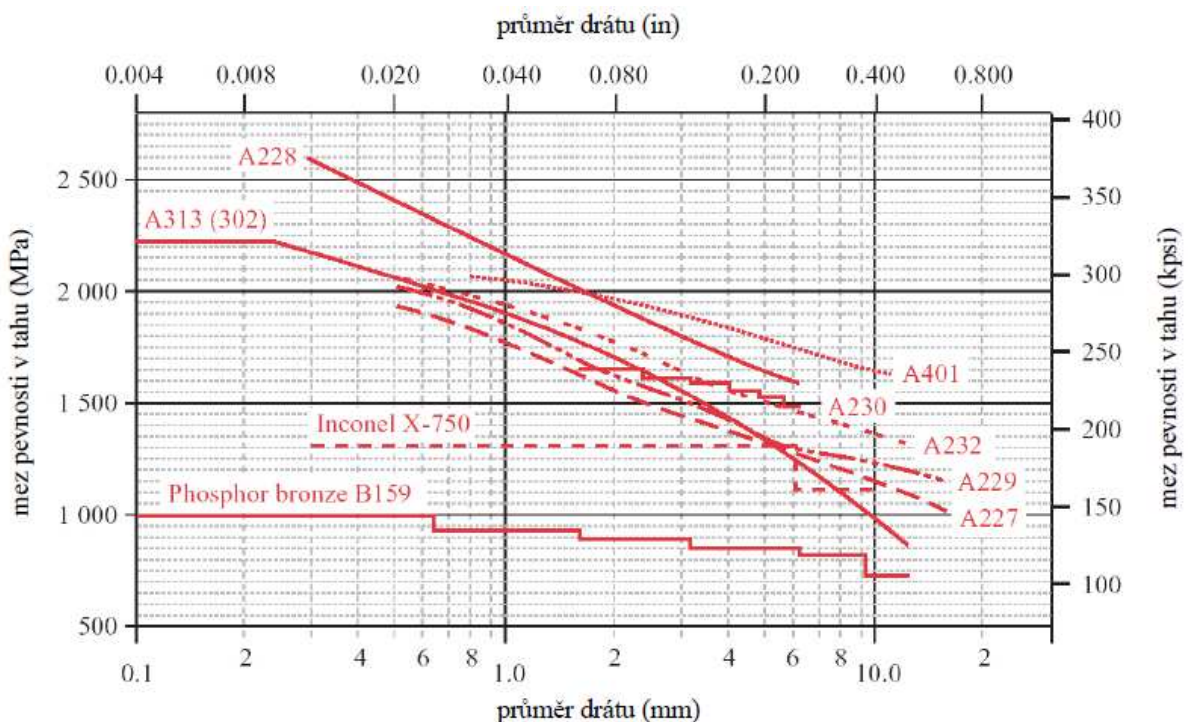
kde A [MPa] je koeficient meze pevnosti materiálu a B [bezrozměrný] je exponent dle následujícího obrázku 17.



ASTM #	Material	Range		Exponent <i>b</i>	Coefficient <i>A</i>		Correlation Factor
		mm	in		MPa	psi	
A227	Cold-drawn	0.5-16	0.020-0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Music wire	0.3-6	0.010-0.250	-0.1625	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Oil-tempered	0.5-16	0.020-0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Chrome-v.	0.5-12	0.020-0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Chrome-s.	0.8-11	0.031-0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Obrázek 17: Tabulka koeficientů

[7]



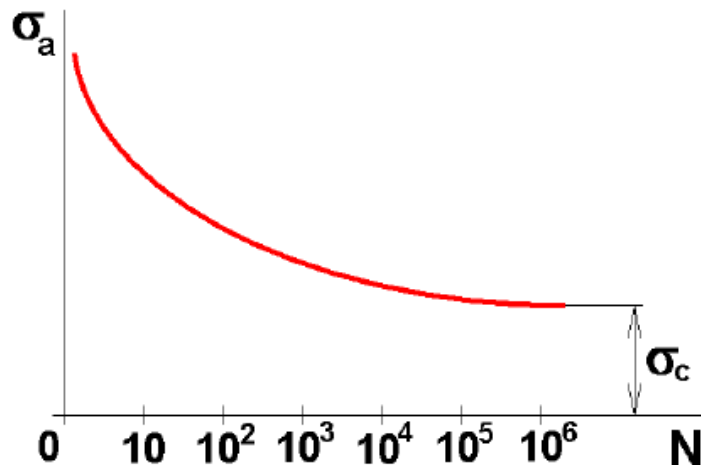
Obrázek 18: Grafické znázornění záoslosti meze pevnosti v tahu na průměru drátu

Dle obrázku 17 byl vybrán korekční koeficient *B* pro materiál, který je svými vlastnostmi nejbližší materiálu DIN 17 240. Nejbližší je za studena tažený drát z oceli ASTM A227. Pro tento materiál je součinitel $B = -0,1822$. Snížená mez pevnosti v tahu pro drát o průměru $d = 1,5 \text{ mm}$ se získá ze vztahu (11):

$$R_{mD} = A \cdot d^B = 1753,3 \cdot 1,5^{-0,1822} = 1461,3 \text{ MPa} \quad (11.1)$$

6.3.1.3 Cyklické namáhání

Dalším faktorem snižujícím mez pevnosti v tahu je cyklické namáhání. Jeden test trvající 75 hodin zahrnuje zhruba 10^6 cyklů. Závislost meze pevnosti na počtu cyklů vyjadřuje tzv. Wöhlerova křivka:



Obrázek 19: obecná Wöhlerova křivka

kde σ_a [MPa] je amplituda napětí, σ_c [MPa] je tzv. mez únavy a N [bezrozměrné] je počet cyklů. Po dosažení hodnoty σ_c je možno součást zatížit neomezeným počtem cyklů. Wöhlerova křivka se určuje experimentální zkouškou pro daný materiál na hladké normalizované zkušební tyči s leštěným povrchem, která je zatěžována střídavými cykly s postupně se zmenšující amplitudou.

Pro oceli s mezí pevnosti R_m od 500 do 1500 MPa lze místo zkoušky využít pro zjištění hodnoty σ_c zjednodušený vzorec:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m \quad (12)$$

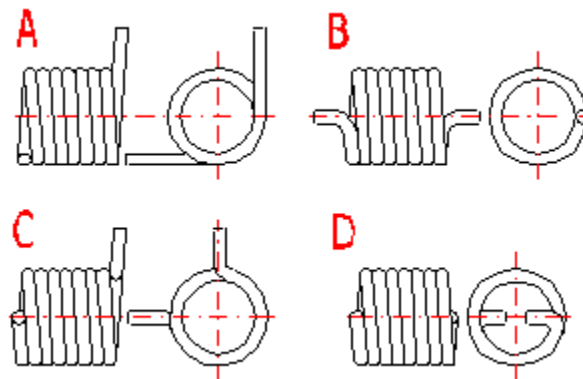
kde R_m [MPa] je mez pevnosti v tahu pro základní materiál. V tomto případě za R_m dosadíme mez pevnosti v tahu se započteným vlivem průměrů drátu R_{mD} :

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_{mD} = 0,35 \cdot 1430 = 511,5 \text{ MPa} \quad (12.1)$$



6.3.1.4 Geometrie

Zkrutné pružiny jsou vyráběny s velkou škálou typů zakončení. Stejně tak firma Alcomex má ve své nabídce čtyři základní typy zakončení pružiny:

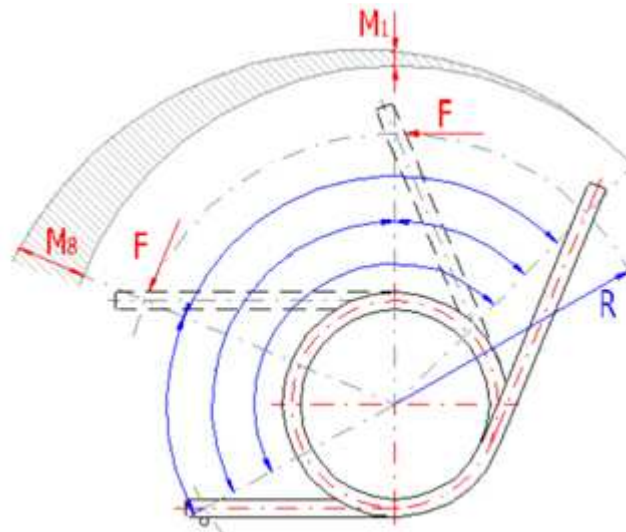


Obrázek 20: Typy zakončení pružin

- Typ A - tangenciální zakončení
- Typ B - axiální zakončení
- Typ C - radiální se zahnutím ven
- Typ D - radiální se zahnutím dovnitř

Ve stávající konstrukci jsou použity zkrutné pružiny typu A - tedy s tangenciálním zakončením. U typů B až C, kdy je koncové rameno zahnuté, snižuje ohyb pevnost. Na správné fungování má také vliv úhel mezi rameny. Přestože společnost Alcomex uvádí u všech pružin stejný úhel mezi rameny, byly mezi dodanými kusy firmě BOSCH velké rozdíly. Před montáží je proto nutné pružiny protřídit a vybrat ty s odpovídajícím úhlem mezi rameny. Dodatečné ohýbání může zásadně ovlivnit živostnost celé pružiny.

6.3.2 Výpočet napětí



Obrázek 21: Charakteristické parametry pružiny

Pro vypočtení napětí v drátu pružiny lze použít následující rovnice, pro které je nutné znát charakteristické parametry pružiny, viz obrázek 21.

Rovnice pro ohybové napětí:

$$\sigma = K_b \cdot \frac{32 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \quad (13)$$

kde σ [Mpa] je ohybové napětí v drátu pružiny, K_b [bezrozměrný] je výpočtový součinitel, M_k [Nmm] je kroutící moment působící na pružinu a d [mm] je průměr drátu.

Výpočtový součinitel K_b pro zkrutné pružiny spočteme dle rovnice:

$$K_b = \frac{4C - 1}{4C - 4} \quad (14)$$

kde C [bezrozměrný] je poměr středního průměru pružiny D_i a průměru drátu d :

$$C = \frac{D_i}{d} \quad (15)$$

Rovnice pro výpočet natočení α :

$$\alpha = \frac{2 \cdot D_i \cdot \pi \cdot n \cdot \sigma}{E \cdot d} \quad (16)$$



kde α [rad] je úhel natočení pružiny, D_i [mm] je průměr navinutí pružiny, n [bezrozměrný] je počet závitů, σ [MPa] je napětí v drátu pružiny, E [MPa] je modul pružnosti v tahu a d [mm] je průměr drátu.

Vlivem tangenciálního ramene pružiny vzniká vlivem ohybu ramene odchylka od natočení β kterou lze spočítat dle rovnice (16):

$$\beta = 97,37 \cdot \frac{F \cdot (4 \cdot R^2 + D_i^2)}{E \cdot d^4} \quad (17)$$

kde F [N] je síla působící na konci ramene R [mm], D_i [mm] je střední průměr pružiny E [MPa] je modul pružnosti v tahu a d [mm] je průměr drátu.

Následující tabulka shrnuje vypočtené hodnoty pro použité pružiny ve stávající verzi simulátoru.

Pružina	TO1350R	TO1000R
tuhost [Nmm/°]	1,76	6,66
d [mm]	1,50	1,25
F [N]	22,7	22,7
D_i [mm]	13,50	10,3
c [bezrozměrný]	9,00	8,24
K_b [bezrozměrný]	1,09	1,10
M_{kmax} [Nmm]	500	500
σ [MPa]	1650	2877
σ_C [MPa] pro 10^6 cyklů	500	647
α [°]	53,33	14,89

6.3.3 Ověření

Během zkušebních testů se stávající verzi simulátoru docházelo ke znatelným plastickým deformacím pružin a v některých případech i k přetržení drátu pružiny, což mělo za následek znehodnocení testu.



6.3.4 Zhodnocení

Teoretický výpočet potvrdil zvýšené namáhání torzních pružin. Podle Wöhlerovy křivky byla snížena mez pevnosti na tzv. mez únavy, při které by měly současně vydržet 10^6 a více cyklů. Tuto hodnotu překračuje napětí v drátu více než třikrát.

Tento nedostatek lze odstranit zvolením většího průměru drátu, změnou průměru návinnu pružiny. Lze také změnit počet činných závitů pružiny. V tomto případě je nutné změnit také torzní tuhost pružiny. Torzní úhlovou tuhost k [Nmm/°] můžeme získat ze vzorce (18):

$$k = \frac{\pi \cdot E \cdot d^4}{64 \cdot 180 \cdot n \cdot D_i} \quad (18)$$

kde E [MPa] je modul pružnosti v tahu základního materiálu pružiny, d [mm] je průměr drátu pružiny, n [bezrozměrný] je počet činných závitů a D_i [mm] je střední průměr návinnu pružiny.

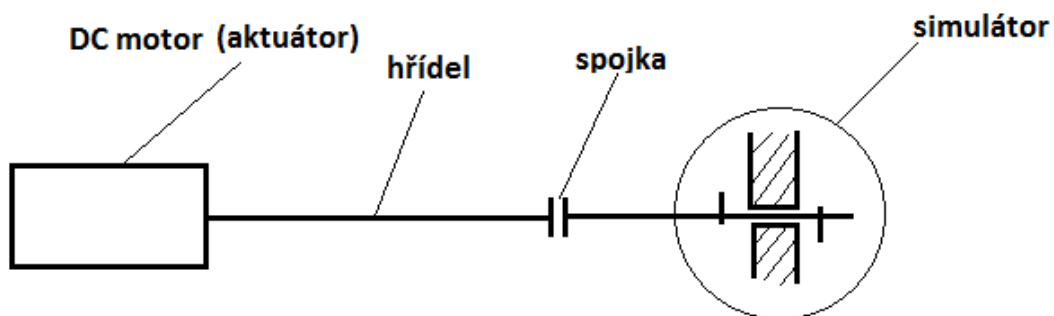
Při zachování stejných rozměrů je nutné po určitém počtu cyklů všechny pružiny preventivně vyměnit.

7. Vlastní frekvence

Potencionálně nejnebezpečnějším zdrojem chyb při průběhu testu by mohla být vlastní frekvence simulátoru. Soustava je buzena frekvencemi odpovídajícími frekvencím kmitů aktuátoru. Těmito frekvencemi jsou: 1Hz, 1,5Hz a 3Hz. Vlastní frekvence simulátoru se v průběhu testu také mění. Změna je zapříčiněna připojováním a odpojováním jednotlivých pružin.

7.1 Moment setrvačnosti

Pro výpočet vlastní frekvence soustavy je potřeba znát moment setrvačnosti všech rotujících součástí. Pro zjednodušení se uvažuje setrvačnost pouze rotujících součástí aktuátoru (DC motor) a hřídel, která spojuje aktuátor se simulátorem. Zanedbána je pružná spojka, viz. obrázek 22. Dále je zanedbán rotační pohyb trozních pružin, pohyb ložisek a rotace páček nalisovaných na hřídeli. Moment setrvačnosti soustavy I_s je tedy součtem momentu setrvačnosti motoru a hřídele.



Obrázek 22: Schéma testování aktuátoru

7.1.1 Hřídel

Hřídel uvažuji jako absolutně tuhý, homogenní válec, který rotuje okolo své podélné osy, která prochází středy obou podstav. Hřídel je vyroben z běžné konstrukční oceli o hustotě $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$. Průměr hřídele $d = 8 \text{ mm}$ a délka hřídele (od motoru ke spojce + hřídel v simulátoru) $l = 416 \text{ mm}$.



Nejdříve je nutné dopočítat hmotnost rotujícího hřídele:

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \quad (19)$$

$$m = 7850 \cdot \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} \cdot 0,416 = 0,164 \text{ kg}$$

Moment setrvačnosti hřídele I_h pak získáme ze vztahu:

$$I_h = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad (20)$$

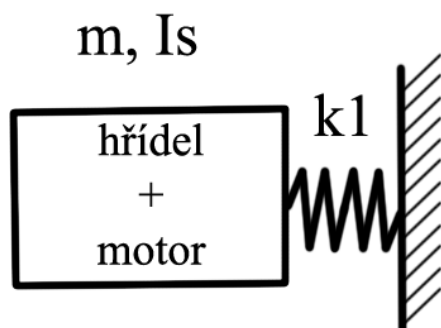
$$I_h = \frac{1}{2} \cdot 0,164 \cdot 0,004^2 = 1,312 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

7.1.2 Motor

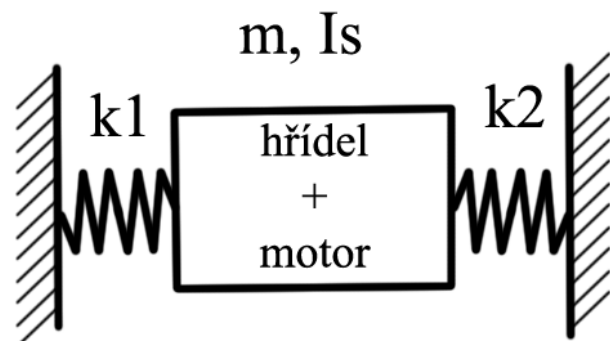
Firma BOSCH spol. s.r.o. poskytla data přímo od výrobce DC motoru. Setrvačný moment pohyblivých částí je $I_m = 26,17 \text{ g} \cdot \text{cm}^2 = 0,2617 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

7.2 Výpočtový model

Pro zjednodušení a zpřehlednění mechaniky kmitů soustavy je potřeba si ji zjednodušit na výpočtový model. Každé nastavení musí mít svůj vlastní výpočtový model. Následující obrázky prezentují výpočtový model pro první a druhé nastavení, to znamená, že je nejdříve zapojena pouze první pružina a poté se připojí pružina druhá (viz. obrázek 24).



Obrázek 23: Názorný výpočtový model s jednou pružinou



Obrázek 24: Názorný výpočtový model se dvěma pružinami



Výpočtové modely na obrázcích 23 a 24 jsou pouze schematické a nepopisují reálnou konstrukci.

Vztah mezi veličinami uvedenými na obrázcích 23 a 24 popisuje rovnice (12):

$$I_s \cdot \ddot{\varphi} + k_1 \cdot \varphi = M_k \quad (21)$$

kde $I_s [kg \cdot m^2]$ je moment setrvačnosti všech rotujících součástí (motor a hřídel), $\ddot{\varphi} [\frac{\circ}{s^2}]$ je úhlové zrychlení rotujících součástí, $k_c [\frac{Nm}{\circ}]$ je součet všech tuhostí torzních pružin, $\varphi [rad]$ je natočení hřídele a $M_k [Nm]$ je kroutící moment.

Pro přibližný výpočet vlastní frekvence Ω [Hz] můžeme použít zjednodušený vztah

$$\Omega^2 = \frac{k_c}{I_s} \quad (22)$$

ze kterého jednoduše vyjádříme vlastní frekvenci jako:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k_c}{I_s}} \quad (22.1)$$

Celkovou tuhost pružin získáme jako součet všech tuhostí:

$$k_c = \sum_{i=1}^n k_i \quad (23)$$

V případě stávající konstrukce může n nabývat hodnot 1 - 2.

Vlastní frekvence stávajícího řešení simulátoru se zapojenou první pružinou je:

$$\Omega^I = \sqrt{\frac{k_1}{I_s}} = \sqrt{\frac{k_1}{I_h + I_m}} = \sqrt{\frac{0,00176}{(1,312 + 0,2617) \cdot 10^{-6}}} = 33,44 \text{ Hz}$$

Vlastní frekvence stávajícího řešení simulátoru se zapojenou první a druhou pružinou je:

$$\Omega^{II} = \sqrt{\frac{k_c}{I_s}} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{I_h + I_m}} = \sqrt{\frac{0,00176 + 0,00648}{(1,312 + 0,2617) \cdot 10^{-6}}} = 72,36 \text{ Hz}$$



7.3 Zhodnocení

V průběhu testu kmitá testovaný aktuátor v rozsahu 1 až 3Hz, což je mnohem menší frekvence než přibližná vlastní frekvence simulátoru. Na základě uvedeného lze konstatovat, že při provozu takto nastaveného simulátoru nehrozí jeho rozkmitání vlivem dosažení jeho rezonančních frekvencí.

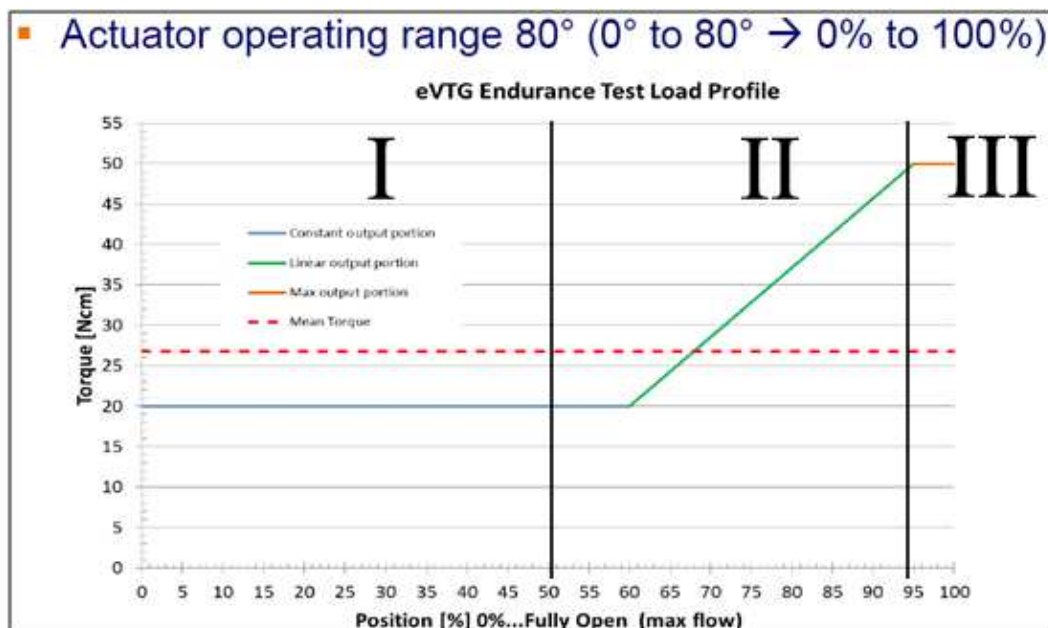
8. Konstrukční úpravy

Aby se snížila chybovost a zároveň se zvýšila přesnost simulace kroutícího momentu navrhl jsem následující konstrukční úpravy. V této kapitole se podrobně věnuji dílčím úpravám stávajícího řešení simulátoru. Konstrukční úpravy jsou patrné z výkresové dokumentace viz příloha 1.

8.1 Průběh momentu

V kapitole 5.1 je popsán způsob, jak bylo dosaženo stávajícího průběhu momentu. Upravená verze simulátoru musí již přesněji kopírovat předepsaný průběh včetně posledního konstantního úseku v posledních čtyřech stupních natočení. Pro tvorbu kroutícího momentu bylo rozhodnuto o ponechání torzních pružin. Pro přehlednost je celkový průběh momentu rozdělen do následujících intervalů:

- I. konstantní interval
- II. konstantní a lineární interval
- III. konstantní interval



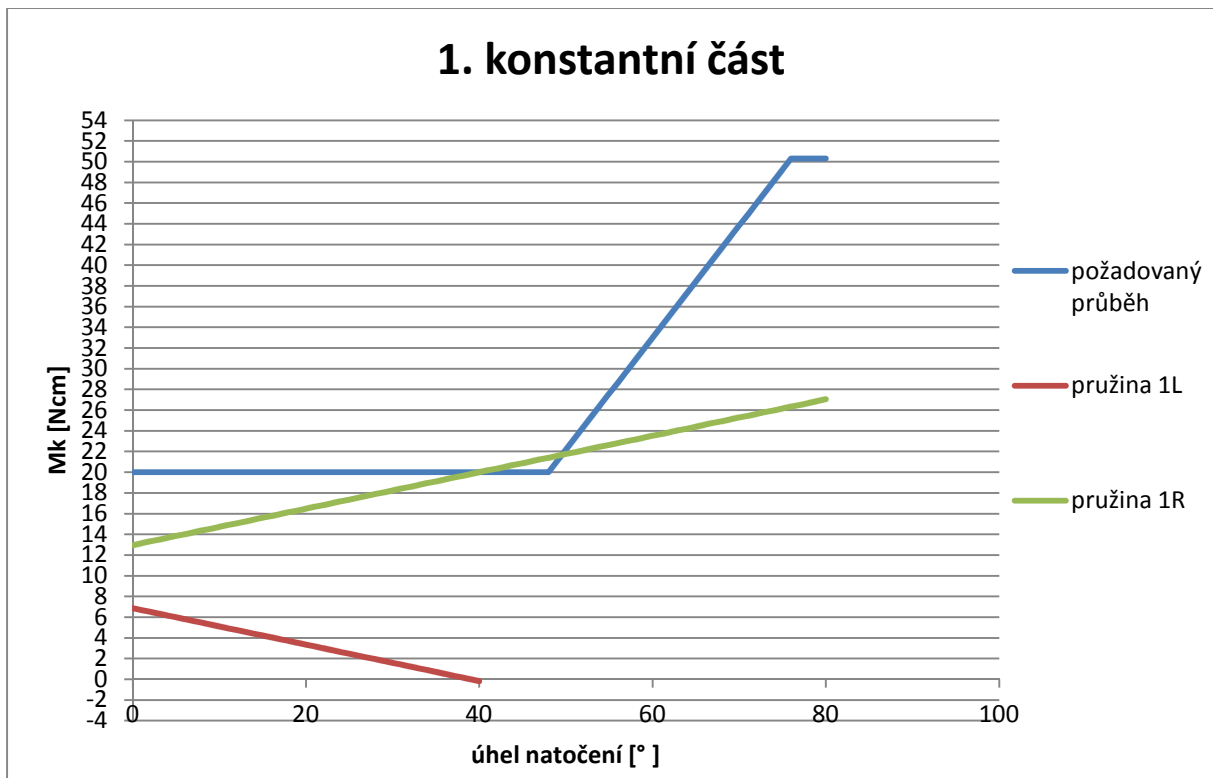
Obrázek 25: Intervaly

Obrázek 25 prezentuje rozložení intervalů v grafu závislosti kroutícího momentu na procentuálním otevření lopatek. Pro lepší přehlednost v následujících kapitolách je uváděna závislost momentu na úhlu natočení aktuátoru. Vztah mezi procentuálním otevřením lopatek a natočením hřídele aktuátoru je následující: 0% = 0° respektive 100% = 80°.

8.1.1 Interval I

V prvním intervalu (0°- 40°) je nutné dosáhnout konstantního, tedy neměnného momentu v závislosti na natočení hřídele. V původním řešení se zákazník spokojil s minimálním nárůstem momentu viz obrázek 10 kap. 5.1 str. 15.

Konstantního průběhu bylo dosaženo přidáním další pružiny se stejnou tuhostí, která však tvoří kroutící moment v opačném směru, než pružina první - to je zajištěno opačným smyslem navinutí pružiny. Pro přehlednost je značena R (pravá) a L (levá). Výsledný moment je tedy součtem momentu od pružiny 1L a pružiny 1R, jak prezentuje obrázek 26:



Obrázek 26: Průběhy momentů pružin

Pro grafické zobrazení závislosti momentu na natočení bylo uvažováno lineární chování torzních pružin - kroucí moment roste přímo úměrně natočení. Pro popis této závislosti byla použita obecná rovnice přímky:

$$y = k \cdot x + q \quad (24)$$

kde člen y je výsledný moment, k je známá tuhost, x je aktuální natočení a q je předpětí zajištěné natočením pružiny. Můžeme ji tedy přepsat do názornějšího tvaru:

$$M_k = k \cdot \varphi + M_{k0} \quad (24.1)$$

Volbou parametru M_{k0} je nastaven průsečík průběhu momentu pružiny s průběhem požadovaným. Pro průsečík při natočení 40° spočteme předpětí pružiny $1R$, dosadíme za tuhost $k_{1R} = 0,176 \frac{Ncm}{^\circ}$, za $\varphi = 40^\circ$ a za $M_k = 20 Ncm$ (požadovaná hodnota momentu).

$$M_{k0} = M_k - (k_{1R} \cdot \varphi)$$

$$M_{k0R} = 20 - (0,176 \cdot 40) = 12,96 Ncm$$



Pro dosažení výsledného konstantního průběhu je přidána druhá pružina (označena jako 1L). Pružina má stejnou velikost tuhosti $k_{1L} = -0,176 \frac{Ncm}{\circ}$. Záporné znaménko značí opačný smysl navinutí. Jiné bude počáteční předpětí M_{k0L} , které získáme z rovnice:

$$M_{k0L} = M_k - M_{k0R} \quad (25)$$

$$M_{k0L} = 20 - 12,96 = 7,04 \text{ Ncm}$$

V prvním intervalu je výsledný kroutící moment M_k^I roven:

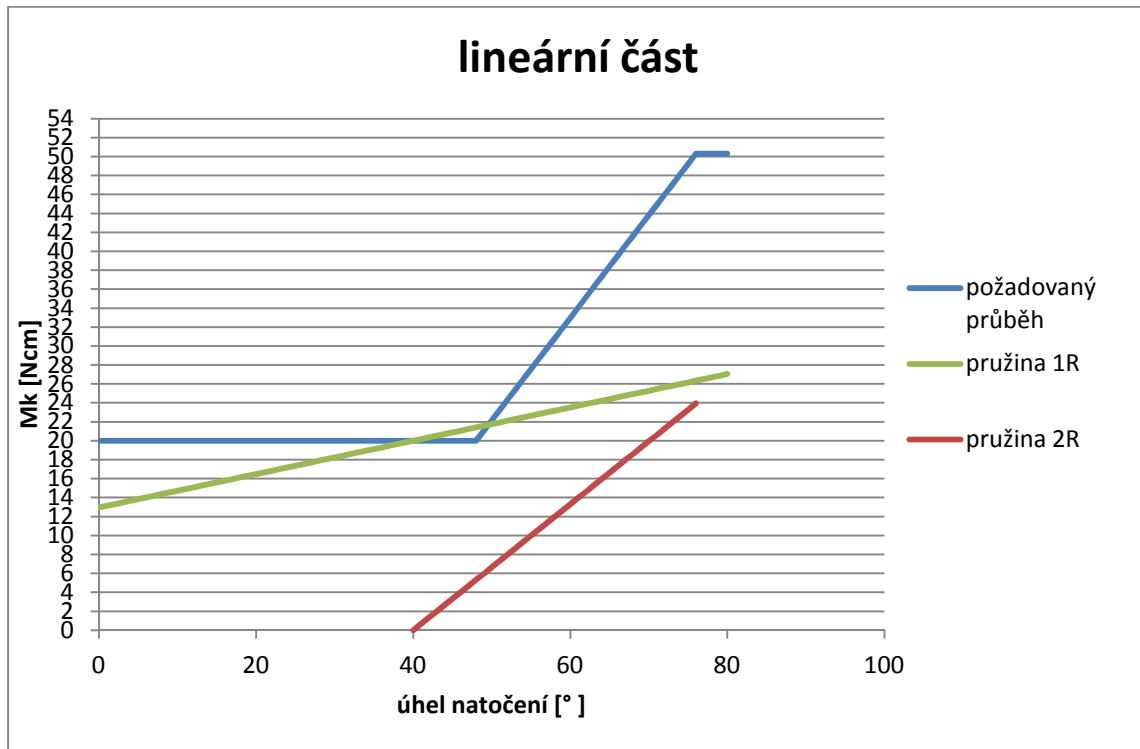
$$M_k^I = M_{k1R} + M_{k1L} \quad (26)$$

$$M_k^I = (0,176 \cdot \varphi + 12,8) + ((-0,176) \cdot \varphi + 7,04); \varphi \in \langle 0^\circ, 40^\circ \rangle$$

Při dosažení úhlu natočení $\varphi = 40^\circ$ klesne moment generovaný pružinou 1L na nulu, dojde k odlehnutí konce pružiny od páčky, a tím při dalším nárůstu natočení již neovlivňuje tvorbu kroutícího momentu.

8.1.2 Interval II

V tomto intervalu ($40^\circ - 76^\circ$) je opět využito principu součtu pŕubŕhů momentů dvou pružin. Nyní ale musí být výsledný součet lineární.



Obrázek 27: Prŕubŕhy momentů pružin v lineární části

Z obrázku 27 je patrné, že od úhlu natočení 40° se do systému zapojí pružina označená 2R. V tomto případě musí mít stejný smysl vinutí, aby v součtu s pružinou 1R vznikla rostoucí lineární závislost na natočení. Z katalogu firmy Alcomex byla nejideálnější torzní pružina s tuhostí $k_{2R} = 0,648 \frac{Ncm}{^\circ}$. Zobrazený průběh je opět popsán rovnicí (24. 1) viz kapitola 8. 1. 1. Pružina 2R nebude mít žádné předpětí $\rightarrow M_{k0} = 0$. Výsledný průběh momentu v intervalu $40^\circ - 76^\circ$ je popsán rovnicí:

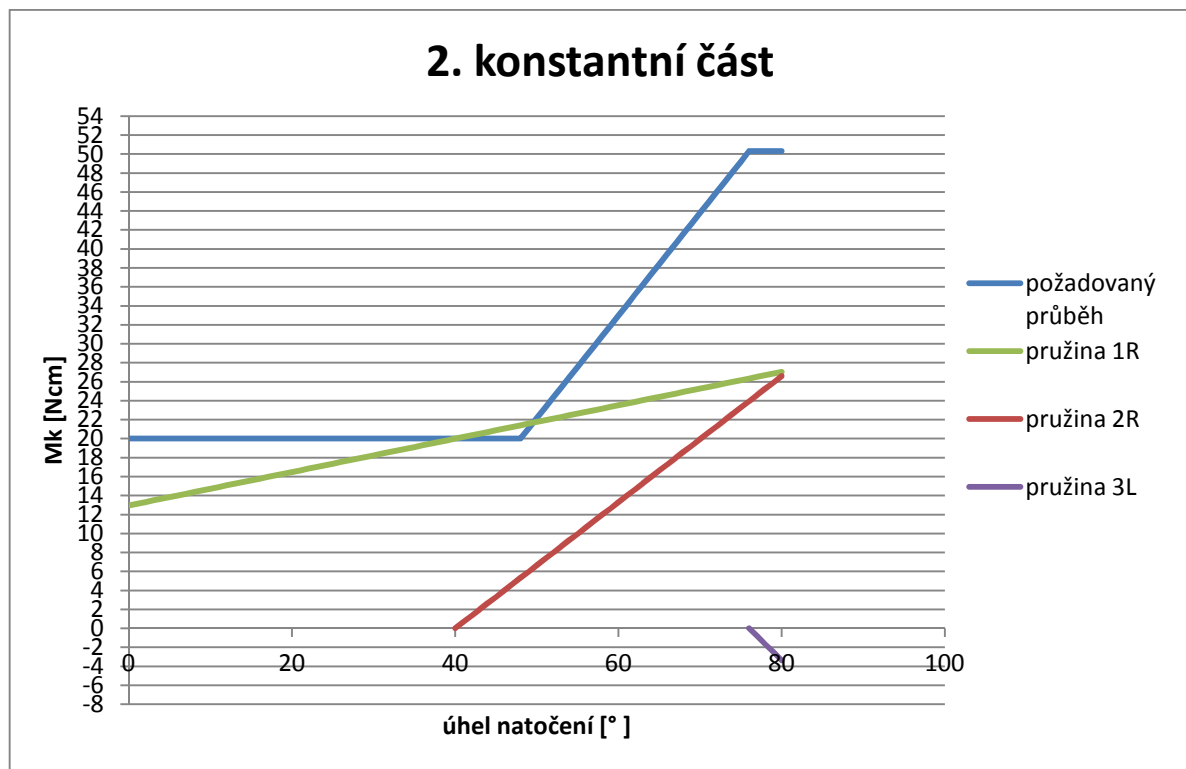
$$M_k^{II} = M_{k1R} + M_{k2R} \quad (27)$$

$$M_k^{II} = (0,176 \cdot \varphi + 12,8) + ((0,648 \cdot \varphi) - 26,6); \varphi \in < 40^\circ - 76^\circ >$$

Korekce konstantou o hodnotě $-26,6$ je nutná pro dosazování jednotné hodnoty za úhel φ .

8.1.3 Interval III

V poslední části ($76^\circ - 80^\circ$) bylo nutné přidat čtvrtou pružinu, označenou 3L. Při posledních čtyřech stupních natočení hřídele, musí být průběh momentu opět konstantní. Toho bylo dosaženo pomocí třetí pružiny s opačným smyslem vinutí.



Obrázek 28: Průběhy momentů v druhé konstantní části

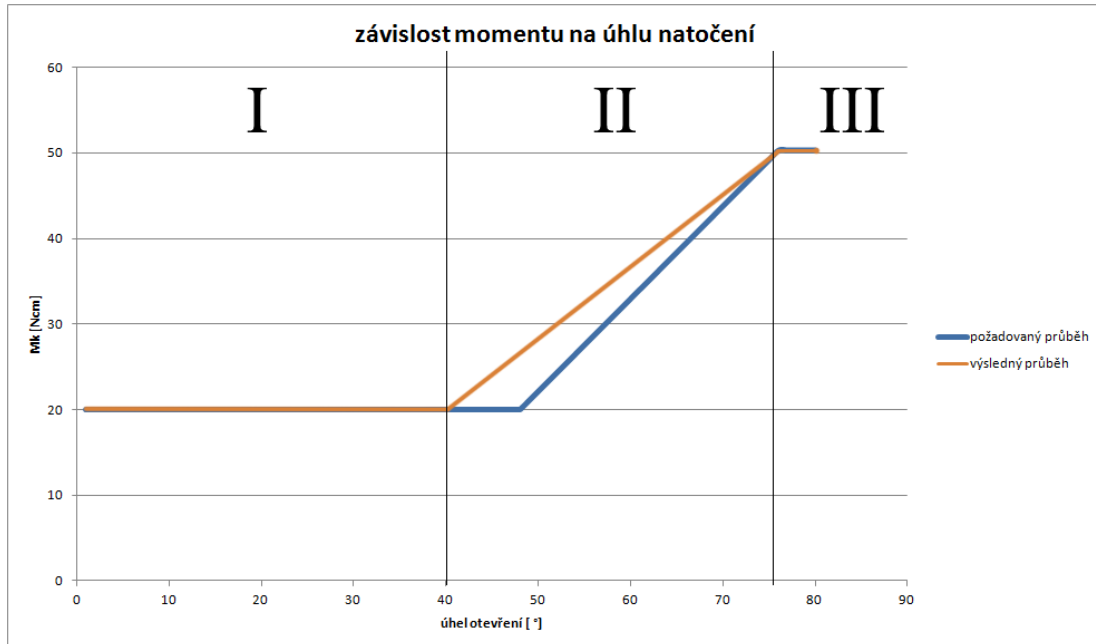
Z obrázku 28 je patrné, že jako poslední se do systému zapojí pružina 3L. Součtem momentu pružin 1R, 2R a 3L získáme konstantní průběh momentu v posledních 4° natočení hřídele. Nejvhodnější pružina z katalogu je pružina s tuhostí $k_{3L} = -0,864 \frac{Ncm}{^\circ}$.

$$\begin{aligned} M_{k3L} &= k_{3L} \cdot \varphi \\ M_{k3L} &= -0,864 \cdot \varphi; \varphi \in \langle 76^\circ, 80^\circ \rangle \end{aligned} \quad (28)$$

Nyní již můžeme zapsat výslednou rovnici pro průběh momentu ve třetím intervalu jako součet rovnice (9) a (10).

$$\begin{aligned} M_k^{III} &= M_k^{II} + M_{k3L} \\ M_k^{III} &= (0,176 \cdot \varphi + 12,8) + (0,648 \cdot \varphi) + ((-0,864) \cdot \varphi); \varphi \in \langle 76^\circ, 80^\circ \rangle \end{aligned} \quad (29)$$

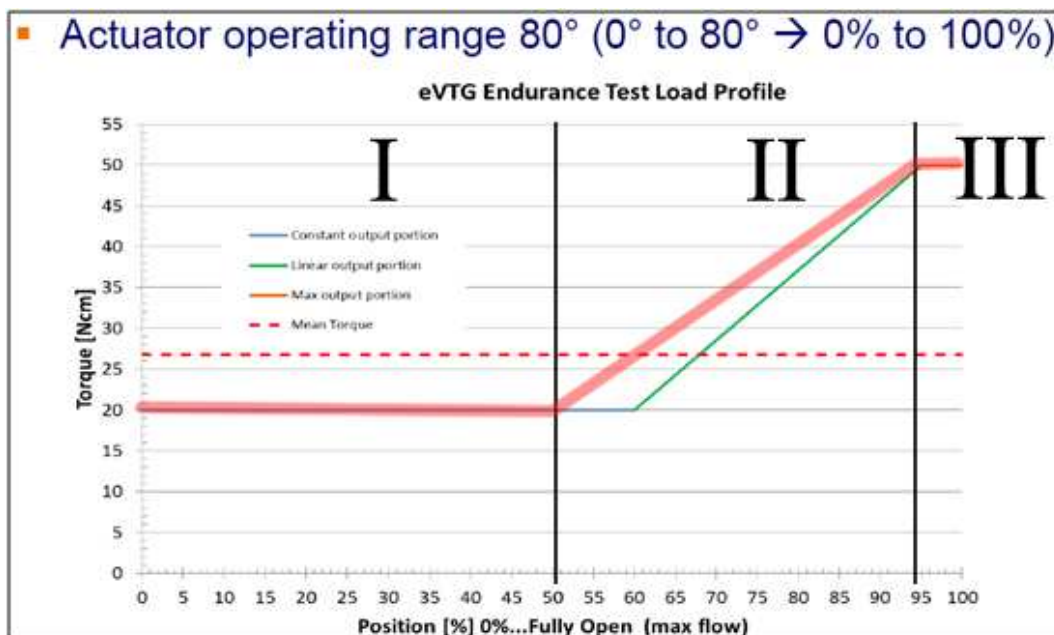
8.1.4 Výsledný průběh



Obrázek 29: Upravený průběh momentu

Obrázek 29 prezentuje výsledek kombinace čtyř torzních pružin (1R, 1L, 2R a 3L). V druhém intervalu je patrná odchylka od požadované hodnoty. Ta je způsobena omezeným výběrem tuhostí pružin. Jelikož průběh v intervalu II vzniká součtem dvou průběhů a zároveň musí v intervalu III nabývat vyšších, aby bylo možné vytvořit konstantní moment. Zadavatel tuto odchylku akceptoval. Ve zbylých dvou intervalech je průběh v podstatě totožný. Výsledná soustava je tedy tvořena čtyřmi torzními pružinami, které se v závislosti na natočení připojují, či odpojují od soustavy. Přehled torzních pružin prezentuje následující tabulka:

Označení pružiny	Katalogové číslo	Tuhost $\left[\frac{Nm}{\circ}\right]$	Průměr drátu d [mm]	Průměr návinu D_i [mm]	Interval působení
1R	TO1350R	1,76	1,5	13,5	I, II, III
1L	TO1430L	-1,76	1,5	18,5	I
2R	TO580R	6,48	0,75	9,8	II, III
3L	TO1600L	-8,64	2,0	16,0	III



Obrázek 30: Průběh výsledného momentu v závislosti na procentuálním otevření klapky

Pro přehlednost je na obrázku 30 promítnutý výsledný průběh kroutícího momentu v závislosti na procentuálním otevření klapky. Maximální odchylka intervalu II při otevření na 60% (48°) dosahuje hodnoty 33,6%. Zadavatel tuto odchylku akceptoval, jelikož prioritní bylo vytvoření třetího, konstantního, intervalu.

8.2 Uchycení přidaných torzních pružin

Po teoretickém nadimenzování jednotlivých torzních pružin je třeba zakomponovat je do současné verze simulátoru. To s sebou přineslo další nutné modifikace konstrukce. Jelikož se počítá s různými úhly zapojení, musí být uložení pružin dostatečně tuhá, aby nedošlo k uvolnění či odlehnutí konců pružiny od kosnturkce. Přenos korutícího momentu z pružiny na hřídel budou stále zajišťovat páčky s jednostranným svěrným spojem, jejich konstrukce byla ověřena v kap. 6.1 str. 17.



8.2.1 Pružina 1L

Pružina 1L má větší průměr návinu - lze ji tedy nasunout přes pružinu 1R. Obě budou přenášet kroutící moment přes stejnou páčku. Zůstane zachována velikost simulátoru při dosažení přesnějšího průběhu momentu.

8.2.2 Pružina 3L

Naopak pružina 3L je z důvodu odlišné délky nasazena na hřídel za pružinu 2R. Přenos momentu zajistí přidaná páčka stejných rozměrů. O zapření pružiny se postará prodloužený šroub s maticí.

8.3 Vlastní frekvence s přidanými pružinami

Přidáním dalších dvou pružin se opět změnila vlastnosti celé soustavy. Je proto nutné znovu ověřit vlastní frekvenci.

První frekvence se zapojenými pružinami 1R a 1L:

$$\Omega_*^I = \sqrt{\frac{k_c}{I_s}} = \sqrt{\frac{k_{1R} + |k_{1L}|}{I_h + I_m}} = \sqrt{\frac{0,00176 + 0,00176}{(1,312 + 0,2617) \cdot 10^{-6}}} = 47,29 \text{ Hz}$$

Druhá frekvence se zapojenými pružinami 1R a 2R:
(stejná konfigurace jako u původní verze)

$$\Omega_*^{II} = \sqrt{\frac{k_c}{I_s}} = \sqrt{\frac{k_{1R} + k_{2R}}{I_h + I_m}} = \sqrt{\frac{0,00176 + 0,00648}{(1,312 + 0,2617) \cdot 10^{-6}}} = 72,36 \text{ Hz}$$

Třetí frekvence se zapojenými pružinami 1R, 2R a 3L:

$$\Omega_*^{III} = \sqrt{\frac{k_c}{I_s}} = \sqrt{\frac{k_{1R} + k_{2R} + |k_{3L}|}{I_h + I_m}} = \sqrt{\frac{0,00176 + 0,00648 + 0,00864}{(1,312 + 0,2617) \cdot 10^{-6}}} = 103,57 \text{ Hz}$$



8.4 Ukazatel natočení

V požadavcích firmy BOSCH spol. s.r.o. bylo zkonstruování ukazatele aktuálního natočení hřídele při průběhu testu. Pracovníci, kteří obsluhují test a simulátor, potřebují znát aktuální natočení pro rychlou kontrolu správnosti průběhu testu a pro seřizování simulátoru. Tuto funkci zajišťuje plastová ručička umístěná hned za pružinou 2R. Základní deska je opatřena stupnicí pro jednoduchý a rychlý odečet úhlu natočení.

9. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo zanalyzovat současný model simulátoru kroutícího momentu pro životnostní zkoušky aktuátoru a případně navrhnout konstrukční úpravy. V průběhu testování vykazoval simulátor odchylky od teoreticky vypočteného průběhu kroutícího momentu. Proto byly postupně zanalyzovány všechny nejvýznamnější potenciální zdroje chyb, zejména pak:

- svěrné spoje
- ložiska
- torzní pružiny
- vliv vlastní frekvence

Dle výše uvedených výsledků by měla být největším zdrojem chyb únava torzních pružin vlivem vysokého počtu cyklů. Geometrie (zejména pak průměr návinu pružiny, průměr drátu a počet činných závitů) razantně ovlivňuje mez pevnosti v tahu. Při cyklickém namáhání je tato mez ještě snížena vlivem geometrie a vysokým počtem cyklů (přes 10^6), což dle Wöhlerovy křivky vede k dalšímu významnému snížení meze pevnosti i meze plasticity původního materiálu. Hlavně plastické deformace můžou mít zásadní vliv na tvorbu kroutícího momentu. Při vzniku plastických deformací v drátu dojde ke změně geometrie pružiny, což má za následek i změnu výsledného průběhu momentu. S rostoucím počtem cyklů může plastická deformace vést až k přetržení drátu pružiny. Tím by byl simulátor vyřazen z provozu. Během provozu stávající verze simulátoru tato skutečnost již několikrát nastala.



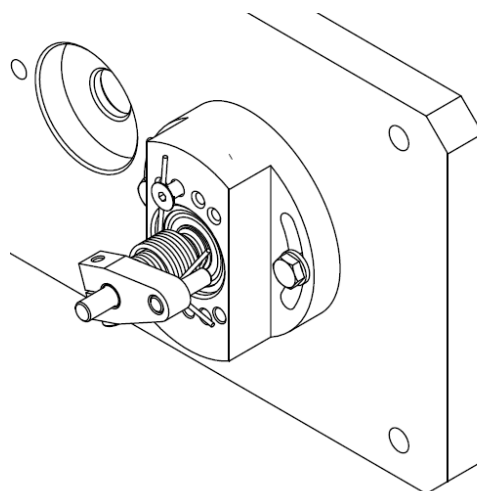
Vlastní frekvence soustavy byly z důvodu rozsahu práce spočteny přibližně. Zanedbal se setrvačný moment a hmotnost pružin. Také se uvažovala spojovací hřídel mezi aktuátorem a simulátorem jako absolutně tuhá. Výsledné vlastní frekvence jsou v řádech desítek až stovek hertzů, kdežto frekvence, ve kterých test probhá, jsou v jednotkách hertzů. Z toho lze vyvodit, že během testu se simulátor nedostane do rezonance. Pro přesnější výpočet vlastní frekvence celé soustavy by byl zapotřebí výpočet pomocí metody konečných prvků.

Svěrné spoje vyhovují zatížení ve stávající konstrukci. Vypočtená minimální délka spoje vyšla 5,43mm, což je velmi blízko délce použité (6mm). Proto bylo navrženo navýšení délky svěrného spoje na 8mm. Díky tomuto dostatečnému předimenzování nedojde během testů k jejich uvolnění a změně geometrie spoje. Při montáži simulátoru je třeba dbát na správné dotažení všech šroubových spojů.

Ložiska jsou namáhána pro ně atypickým, cyklickým pohybem. Jejich radiální zatížení bylo porovnáváno hlavně se statickou únosností. Značné předimenzování eliminuje zvýšení opotřebení od kuliček, které se pohybují po krátké dráze v cyklech.

9.1 Postup montáže

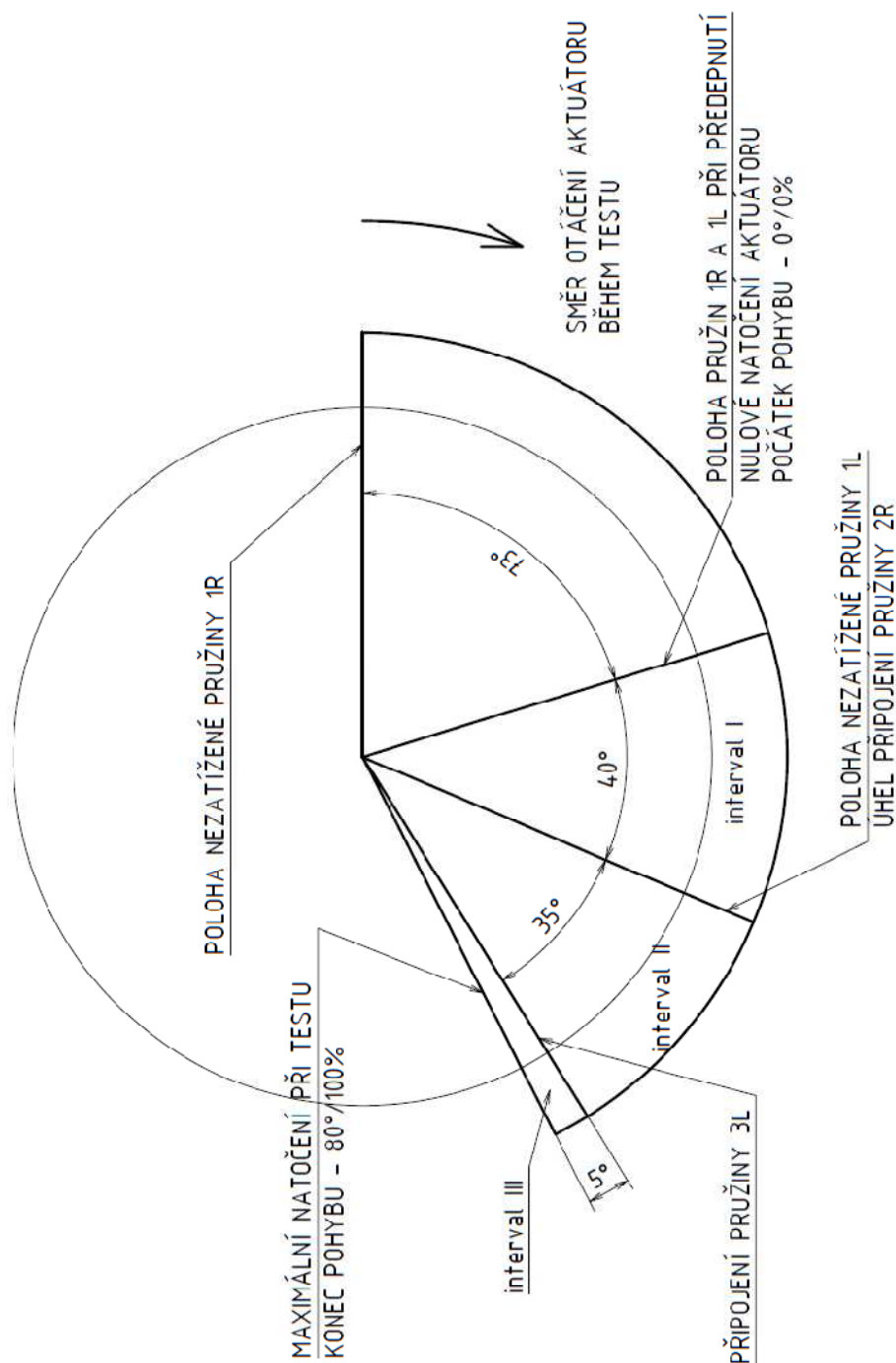
Jedním z požadavků firmy BOSCH spol. s.r.o. je vytvoření stručného návodu pro postup montáže - nastavení nové verze simulátoru.



Obrázek 31: Pohled na vstupní část simulátoru



Pro seřízení byl sestaven kruhový diagram průběhu testu, ze kterého vyplývají polohy jednotlivých páček a úhlové předepnutí vybraných pružin.



Obrázek 32: kruhový diagram průběhu testu



Seznam použité literatury

- [1] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací*. Třetí. Praha: Vydavatelství ČVUT, 09/2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [2] BOLEK, Prof. Ing. Dr. Alfred a Prof. Ing. Josef KOCHMAN A KOL. *Části strojů 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1989. ISBN 80-03-0046-7.
- [3] INOXSPOL. NEREZOVÁ OCEL 1.4301. In: *Inoxspol.cz* [online]. INOXspol: INOX, 2017 [cit. 2017-04-21]. Dostupné z: <http://inoxspol.cz/nerezova-ocel-14301.html>
- [5] STEJSKAL, V., J. BROUSIL a S. STEJSKAL. *Mechanika III: skript*. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02388-5.
- [6] SKF. Torzní tuhost. In: *SKF* [online]. SKF: SKF, 2000 [cit. 2017-05-27]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-149325/Torzni%20tuhost.pdf>
- [7] *KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ: strojní součásti, přednášky* [online]. Brno: VUT Brno, 2017 [cit. 2017-04-28]. Dostupné z: http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databazepredmetu/5KS/_prednasky
- [8] MITCALC. VÝPOČET PRUŽIN. In: *[MITCalc]* [online]. 2017 [cit. 2017-04-28]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm>
- [9] MITCALC. Šroubovité pružiny: Válcové, zkurtné. In: *[MITCalc]* [online]. MITCalc: MITCalc, 2017 [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.cz/doc/sprtorsion/help/cz/sprtorsiontxt.htm>



Seznam použitých symbolů a zkratek

A [mm]	vzdálenost od testovací komory
a [mm]	charakteristický rozměr
α [°]	úhel natočení
B [bezrozměrný]	výpočtový součinitel
b [mm]	charakteristický rozměr
β [°]	odchylka natočení
C [kN]	dynamická únosnost ložiska
C_0 [kN]	statická únosnost ložiska
C [bezrozměrný]	výpočtový součinitel
c [mm]	charakteristický rozměr
D_i [mm]	průměr návinnu pružiny
d [mm]	průměr drátu torzní pružiny
d_n [mm]	průměr hřídele simulátoru
d_3 [mm]	nejmenší průměr závitu šroubu
E [MPa]	modul pružnosti v tahu/ohybu
e [bezrozměrný]	výpočtový součinitel pro ložiska
F [N]	vnější síla
F_a [N]	axiální síla
F_r [N]	radální síla
f [bezrozměrný]	součinitel tření
f_0 [bezrozměrný]	výpočtový součinitel pro ložiska
φ [°]	úhel natočení
$\ddot{\varphi}$ [rad/s ²]	úhlové zrychlení
g [m/s ²]	tíhové zrychlení
I_h [kg/m ²]	moment setrvačnosti hřídele
I_m [kg/m ²]	moment setrvačnosti DC motoru
I_s [kg/m ²]	moment setrvačnosti soustavy
i [bezrozměrný]	počet šroubů
k [bezrozměrný]	součinitel bezpečnosti
k [Nmm/°]	torzní tuhost
k_c [Nmm/°]	celková torzní tuhost
l [mm]	charakteristická délka
l_* [mm]	zvolená délka svěrného spoje
M_{k0} [Ncm]	předpětí torzní pružiny
M_{kmax} [Ncm]	maximální kroučící moment
M_{kmin} [Ncm]	minimální kroučící moment
m [kg]	hmotnost
N [N]	osová síla
N [bezrozměrný]	počet cyklů
n [bezrozměrný]	počet činných závitů
Ω [Hz]	vlastní frekvence
Ω^* [Hz]	vlastní frekvence po úpravě
P [N]	ekvivalentní zatížení
P_D [MPa]	dovolený tlak
Q [N]	výsledná osová síla



R [mm]	délka ramene
R_a [N]	reakce v podpoře a
R_b [N]	reakce v podpoře b
R_m [MPa]	mez pevnosti v tahu
R_{mD} [MPa]	mez pevnosti v tahu drátu pružiny
R_p [MPa]	mez kluzu
$R_{p0,2}$ [MPa]	smluvní mez kluzu
ρ [kg/m ³]	hustota
S_3 [mm ²]	průřez dřívku šroubu na průměru d_3
σ [MPa]	normální napětí
σ_c [MPa]	mez únavy
σ_D [MPa]	maximální dovolené napětí