



NÁVRH A KONSTRUKCE SILOMĚRNÉHO ČLENU PRO VRTULOVÝ STAND

Design and construction of a propeller stand load cell

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

AUTOR PRÁCE

Lukáš Fadrhons

VEDOUCÍ PRÁCE

Ing. Tomáš Čenský, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně,
a to výhradně s použitím pramenů a literatury, uvedených v seznamu citovaných zdrojů.

V Praze dne:

.....

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval panu Ing. Tomášovi Čenskému, Ph.D. za rady s tvorbou geometrie i s generací dat v programu ANSYS.

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem a konstrukcí tenzometrického členu pro motorový stand. Pojednává o hledání a vytvoření ideální geometrie tohoto měřícího prvku, o vytvoření parametrického modelu v softwaru ANSYS 17.0 a následném nastavení programu tak, aby podal správné hodnoty deformace pod virtuálním zatížením a tím ověřil vhodnost jeho použití pro měření silových účinků od vrtulového pohonu v aerodynamickém tunelu.

Abstract

The bachelor's thesis deals with design and construction of a propeller stand load cell. It is also about searching for an ideal geometry of the load cell, creation of a parametric model in an ANSYS 17.0 software and its setting for generating correct values of strain and relative deformation under virtual loads to verify usability of this component for measuring loads from the propeller drive in an aerodynamics tunnel.

Klíčová slova

Tenzometrický člen, metoda konečných prvků, Ansys, Workbench

Keywords

Load cell, finite element method, Ansys, Workbench

Obsah

1	ÚVOD.....	7
2	SILOVÉ SNÍMAČE V MINULOSTI.....	8
2.1	Pronyho brzda.....	8
2.2	Měření silových účinků vrtule hydraulickým dynamometrem.....	9
3	VRTULOVÝ STAND.....	10
3.1	Koncepce vrtulového standu.....	10
3.2	Návrh geometrie tenzometrického členu.....	11
3.2.1	VÁLEC.....	11
3.2.2	TRUBKA.....	13
3.2.3	NÁVRH SILOMĚRNÉHO ČLENU.....	15
4	PREPROCESSING.....	16
4.1	Vytvoření geometrie v programu DesignModeler.....	17
4.2	Generování MESH.....	18
4.3	Určení okrajových podmínek.....	19
4.3.1	VETKnutí.....	19
4.3.2	ZATÍŽENÍ MOMENTEM.....	20
4.3.3	ZATÍŽENÍ VLASTNÍ VAHOU MOTORU.....	21
4.3.4	ZATÍŽENÍ TAHOVOU SILOU.....	22
4.4	Definování materiálu.....	22
5	PROCESSING.....	23
6	POSTPROCESSING.....	22
6.1	Kontrola maximálního napětí.....	23
6.2	Poměrné deformace.....	24
6.2.1	TAHOVÁ DEFORMACE.....	25
6.2.1.1	TENZOMETR 1.....	25
6.2.1.2	TENZOMETR 2.....	26
6.2.1.3	TENZOMETR 3.....	27
6.2.1.4	TENZOMETR 4.....	28
6.2.2	DEFORMACE OD ZATÍŽENÍ MOMENTEM.....	29
6.2.2.1	TENZOMETR 1.....	29
6.2.2.2	TENZOMETR 2.....	30
6.2.2.3	TENZOMETR 3.....	31
6.2.2.4	TENZOMETR 4.....	32
6.3	Kombinace účinků obou působících zatížení.....	33
7	ZÁVĚR.....	36
8	BIBLIOGRAFIE.....	37

1 ÚVOD

Tenzometrický člen pro vrtulový stand bude sloužit pro měření tahu vrtule a momentu, vzniklého od jejího pohonu. Nazývá se reakčním momentem rotujících částí pohonné jednotky [1].

První potřeba změření výkonu motoru se vyskytla s rozšířením parního stroje a jeho prodejem, chyběl totiž základní srovnávací parametr různých strojů. V pozdější době dalšího technologického pokroku a prvního rozvoje letectví už nestačilo změřit výkon na výstupu motoru, konstruktéři v té době potřebovali znát tah a s ním i moment, které budou působit na letoun. Tato měření byla možná zrealizovat teprve s vynálezem hydraulických dynamometrů.

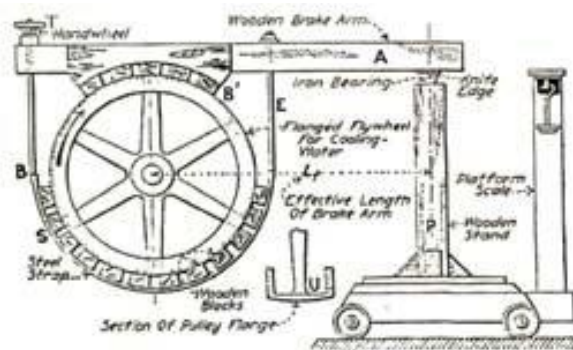
Tato práce pojednává o měřicím členu, který využívá měřicí schopnosti tenzometrů a elastickou deformaci materiálu. Díky tenzometrům je možné vytvořit jednoduchý a spolehlivý měřicí prvek. Ty jsou aplikované na měřicí geometrii, která svým chováním při deformaci zajistí možnost separace hodnot namáhání tahem a momentem. Pro nalezení vhodného tvaru slouží MKP řešič obsažený v softwaru ANSYS Workbench, s jehož pomocí je možné simulovat finální deformace a podle výsledků upravovat dále geometrii tenzometrického členu.

2 SILOVÉ SNÍMĚČE V MINULOSTI

2.1 Pronyho brzda

Pokračující vývoj parních strojů, zvyšující se poptávka a tím i výroba rozličných modelů. James Watt v té době k určení výkonu svých strojů používat indikátor tlaku ve válci, což byl jeho vlastní vynález později schopný vynášet graficky průběh tlaků ve válci. Problémem byla nepřesnost, protože parní motory v té době trpěly velmi nízkou efektivitou, s čímž toto zařízení neumělo počítat.

Jeho problém vyřešil v roce 1826 francouzský matematik a inženýr Gaspard de Prony vynálezem první třecí brzdy. Na přiloženém schématu (Obr. 2.1-1) je názorný její princip [2]. Na výstupní hřídeli motoru je nasazené kolo, brzděné po rozběhu za stálého ochlazování vodou co největší plochou dřevěných bloků. Brzdící síla se zvětšuje přitahováním lana obepínajícím spodní část kola, na němž jsou taktéž navlečeny dřevěné bloky. Výsledkem brždění je brzdná síla F na rameni L podle schématu. Ta byla rovna krouticímu momentu motoru.



An Early Style of Prony Brake
Note the inverted flanges shown at "U".

From: *Steam Engine Principles and Practices* (1938)
By, Terrell Croft

Obr. 2.1-1 Pronyho brzda [2]

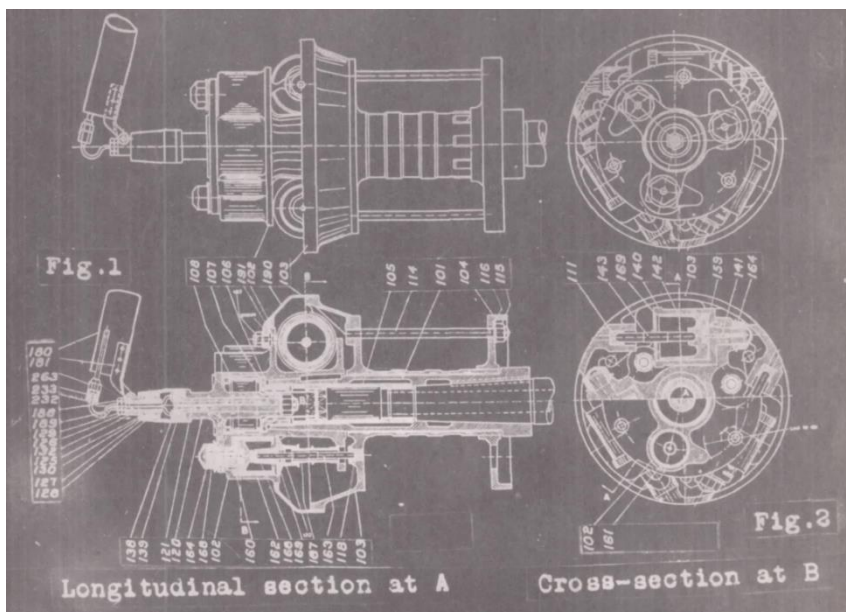
2.2 Měření silových účinků vrtule hydraulickým dynamometrem

S postupujícím rozvojem letectví už bylo potřeba složitějších měřících zařízení, která by měla měření adaptované pro hodnoty letectví. Bylo důležité změřit tahovou sílu a moment vzniklý rotací pohonného ústrojí.

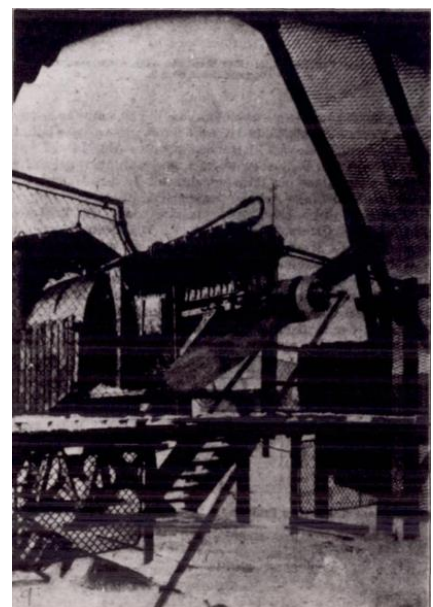
V roce 1924 vyrobil německý konstruktér W. Stiebler zařízení (Obr. 2.2-1) schopné zaznamenávat právě tyto dvě hodnoty nezávisle na sobě, v té době pro potřeby zjištění výkonu pístového leteckého motoru Liberty 12 (Obr. 2.2-2) [3]. Montoval se do letadel pro první světovou válku, zpravidla do dvouplošníků hlavně britské a italské výroby.

Na hřídel motoru je pevně připojená vrtule, která svou tahovou silou tlačí na pístnici pístu naplněného olejem a jeho tlak je zaznamenáván pomocí manometru na válec se záznamovým archem, který se v průběhu měření otáčel a posouval tak, aby se hodnoty daly zpětně odečítat a nepřekrývaly se.

Moment byl měřen na principu hydraulického dynamometru, rotující vrtule roztáčí válec s olejem, který cirkuluje v nádobě s pístem, na jehož druhém konci je rovněž manometr pro zaznamenávání hodnot tlaků, tentokrát od momentové silové dvojice [4].



Obr. 2.2-1 Schéma Stieblerova hydraulického dynamometru [3]



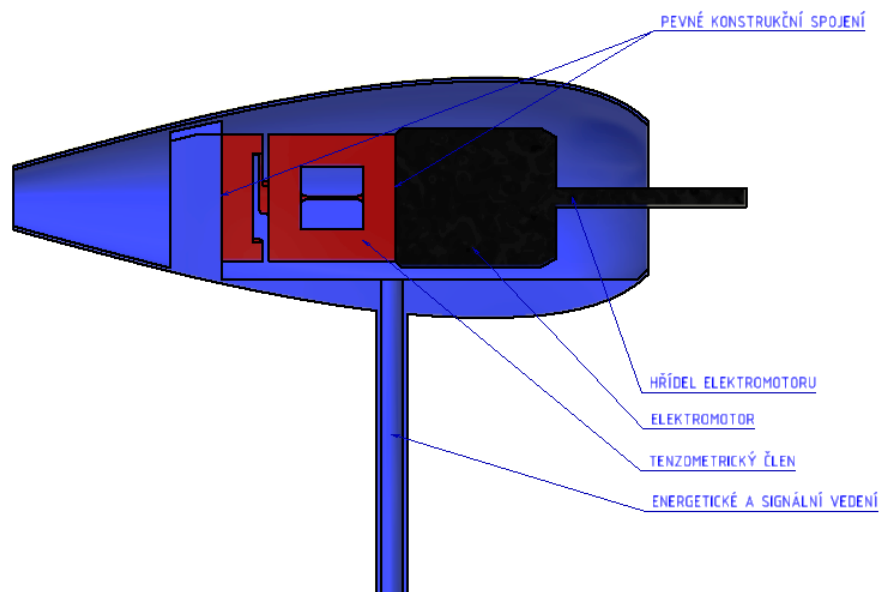
Obr. 2.2-2 Měření na Liberty 12 [3]

3 VRTULOVÝ STAND

3.1 Koncepce vrtulového standu

Vrtulový stand bude umístěn v proudu vzduchu v aerodynamickém tunelu, tomu musí odpovídat jeho tvar. Nežádoucí je přebytečný aerodynamický odpor a víření pro další měření. Pro ideální obtékání vzduchu má jeho pouzdro kapkovitý tvar symetrický s osou vrtule, situován je přímo uprostřed plošného průřezu měřicí části tunelu pro možnost použití co největšího rozsahu průměru vrtulí a stojí na duté ocelové trubce kterou jsou vedeny signální kabely do tenzometrické ústředny a výkonové kabely ke zdroji napájení motoru.

Samotné pouzdro má na začátku kapkového profilu díru pro výstup hřídele, na níž je usazena vrtule, a jejíž průměru bude odpovídat průměr vrtulového kuželu kryjícího vrtuli. Není možné podepřít hřídel ložiskem ukotveném v gondole, protože uložení by ovlivňovalo výsledky měření a naměřená tahová síla by potom nebyla správná. Váha motoru na rameni do půli jeho těžiště bude muset být zahrnuta do výpočtu, za předpokladu že při rozběhu motoru a tím s nastoupení tahové síly od vrtule nebude docházet k vibracím způsobenými posunutím těžiště mimo osu rotace, protože vrátí vrtuli zpět do osy motoru i vetknutí tenzometrického členu. Nebude tak absorbovat ani tahovou sílu ani momentovou dvojici, ale jeho účelem je zabránit ohybu celého spojení tenzometrického členu a motoru, které by vyvolalo házení celé soustavy a ovlivňovalo by i deformace tenzometrického členu čímž by znehodnotilo měření.

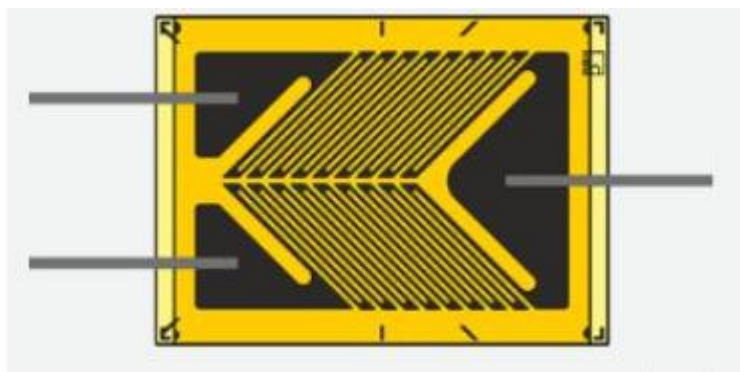


Obr. 6.2.23.1 – Schéma vrtulového standu

3.2 Návrh geometrie tenzometrického členu

3.2.1 VÁLEC

Původní úvaha o podobě tenzometrického členu započala u válce. Jeho deformace by sice byly ideální, po celém obvodu stejné. Dalo by se použít zapojení tenzometrů s mřížkou ve tvaru písmene V – tedy tenzometry s dvěma měřícími soustavami uspořádanými pod úhlem 45° k ose tenzometru, tj. s osou rovnoběžnou s osou tenzometrického válce. Tento typ tenzometru je zobrazen na Obr. 3.2.1-1. Skalním problémem ale je velký kvadratický moment průřezu, který nedovolí dosažení deformací měřitelných tenzometrem při zatížení od pohonů s uvažovaným výkonem v rozmezí 1 N až 1 kN. Velkou výhodou použití této geometrie by byla jednoduchost a názornost výpočtu [5]. Pro příklad je uveden výpočet deformace pod maximálním uvažovaným zatížením.



Obr. 3.2.1-1 Dvouosý tenzometr typ XY2 od firmy HBP [7]

Výpočtová délka bude 100 mm, průměr měřícího členu 40 mm. Materiál válce budiž ocel.

délka válečku $l = 100 \text{ mm}$

průměr válečku $d = 40 \text{ mm}$

modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Poissonovo číslo $\mu = 0,3$

výkon motoru $P = 1 \text{ kW}$

Zatěžující moment

$$M = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot 3,142 \cdot 980} = 9,744 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Modul pružnosti ve smyku

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 80\,769,231 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_P = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = 251\,327,412 \text{ mm}^4$$

Natočení válečku v nejbodě od vetknutí

$$d\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot J_P} = \frac{9,744 \cdot 1000}{80\,769,231 \cdot 251\,327,412} = 480,011 \cdot 10^{-9} \text{ rad} = 27,503 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ$$

Hodnota natočení je velice malá, je třeba jí převést na posuv v délkových jednotkách na povrchu válečku, v místě nalepení tenzometrů, a ten porovnat s hodnotami, které je tenzometr schopen měřit. Vzhledem k tomu, že platí, že deformace $\Delta x \ll d$, bude pro převod dostatečná teorie podobnosti trojúhelníků, a tedy

$$dx = \frac{d}{2} \cdot \sin d\varphi = \frac{40}{2} \cdot \sin 27,503 \cdot 10^{-6} = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

Měřící rozsah tenzometrů a jejich ústředí se pohybuje v rozsahu 1 až 1000 μm , v případě válečku je hodnota deformace ještě o tři řády menší a tudíž neměřitelná. Průměr je zde nejdůležitější veličinou, ve výpočtu J_P figuruje v kvadrátu. Řádová změna jmenovitého průměru na $d = 4 \text{ mm}$ způsobí změnu povrchové deformace na $dx = 96,002 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, což je hodnota v měřitelném spektru.

Bohužel však je hodnota deformace stále menší než jedna desetina měřitelného maxima, nebylo by tedy možné pokrýt široké výkonové rozpětí motoru kvůli nevyužití potenciálu tenzometru. Navíc je tento průměr příliš malý na nalepení tenzometrů do uspořádání do V tak, aby měřily správné hodnoty.

3.2.2 TRUBKA

Ke zvýšení deformace dle předchozího výpočtu největší měrou přispěje kvadratický moment průřezu. Stále však platí že pro namáhání krutem je nejvhodnější kruhový profil. další jeho výhodou je jednoduchost instalace tenzometrů do V. Dalším krokem je tedy nahrazení původního nevyhovujícího válečku kruhovým profilem s menším kvadratickým momentem, tj. trubkou. Pro lepší představu o dosažené změně bude ponechán vnější jmenovitý průměr 40 mm, tloušťka stěny bude 1 mm, délka prvku bude opět 100 mm, použitým materiálem bude ocel a znovu bude uvažováno zatížení od motoru o výkonu 1 kW.

délka válečku $l = 100 \text{ mm}$

vnější průměr trubky $D = 40 \text{ mm}$

vnitřní průměr trubky $d = 38 \text{ mm}$

modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Poissonovo číslo $\mu = 0,3$

výkon motoru $P = 1 \text{ kW}$

Zatěžující moment

$$M = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot 3,142 \cdot 980} = 9,744 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Modul pružnosti ve smyku

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 80\,769,231 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_P = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32} = 46\,619,664 \text{ mm}^4$$

Natočení válečku v nejvzdálenějším bodě od vetknutí

$$d\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot J_P} = \frac{9,744 \cdot 1000}{80\,769,231 \cdot 46\,619,644} = 2,588 \cdot 10^{-6} \text{ rad} = 148,281 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ$$

Převod na deformaci na povrchu trubky

$$dx = \frac{d}{2} \cdot \sin d\varphi = \frac{40}{2} \cdot \sin 148,281 \cdot 10^{-6} = 51,759 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

Dosažená hodnota deformace je velice podobná celkové deformaci u válce o průměru 4 mm, nalepení měřících senzorů by zde však bylo bezproblémové a dané řešení je možné považovat za proveditelné, pokud by měřené hodnoty nabývaly právě výpočtových hodnot. Neodpovídá však použití širšího spektra pohonů s menšími zátěžemi, opět zanechává potenciál tenzometrů využitý přibližně z jedné dvacetiny, která představuje horní hranici, tj. bylo by možné použít zhruba 5% možností tohoto měřícího prvku.

Dále je třeba zkontrolovat deformaci od zatížení tahem.

délka válečku $l = 100 \text{ mm}$

vnější průměr trubky $D = 40 \text{ mm}$

vnitřní průměr trubky $d = 38 \text{ mm}$

modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Poissonovo číslo $\mu = 0,3$

výkon motoru $P = 1 \text{ kW}$

$$\delta = \frac{l}{E \cdot A} = \frac{l}{E \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{1000}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (40^2 - 38^2)} = 38,866 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1}$$

$$\Delta l = N \cdot \delta = 100 \cdot 38,866 \cdot 10^{-6} = 3,887 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Deformace od tahu je v tomto případě akorát na hraně toho, co tenzometr může změřit, prodloužení je minimální.

Dalším krokem by mohlo být zmenšení průměru trubky, její prodloužení a ztenčení stěn, nic z toho by však nepomohlo navýšit deformaci ideálně na osmnáctinásobek své dosavadní hodnoty.

Jednoduchost výpočtu kroucení kruhového profilu byla velkou výhodou dosavadních geometrií.

3.2.3 NÁVRH SILOMĚRNÉHO ČLENU

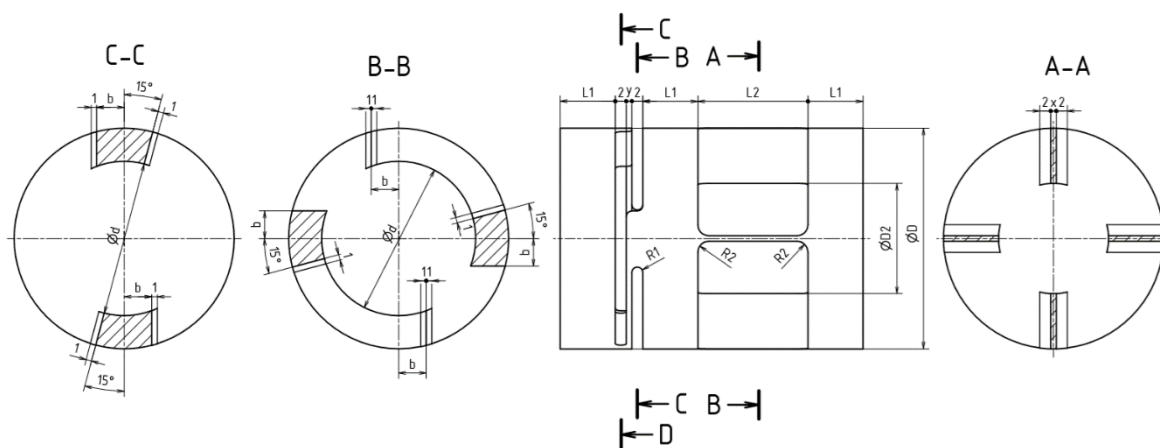
V předchozích rozborech možnostech použití kruhových profilů bylo dokázáno, že všechny uvažované možnosti mají moc velký odpor materiálu k deformaci od jejich zatížení.

Výraznější namáhání materiálu než od krutu a tahu vzniká od ohybu. Se silou na rameni vzniká moment.

Tenzometrický člen by měl být schopen měřit nezávisle na sobě jak zatížení od momentu, tak i zatížení od krutu. Proto je rozdělen na dvě části, každá je přizpůsobena deformaci od specifického namáhání. Každý z nich má proti působení namáhání umístěny prvky s malou tloušťkou, v kontrastu s nimi jsou zde objemné části s velkými kvadratickými momenty, které deformací trpět nebudou a budou tak přirozeně dělit různě deformující se úseky.

Z příloženého výkresu (Obr.3.2.3-1) je zřejmý tenký prvek v levé části, který je umístěn kolmo k tažné síle (k ose), po jeho délce bude od síly vznikat moment, v této části se bude natahovat a na povrchu tohoto prvku bude měřena deformace. Podobně pak v pravé části jsou prvky umístěné kolmo na moment čímž se na ně nejvíce promítne zatížení a vzhledem k malému průřezu daném svou stíhlostí se budou nejvíce deformovat.

Klíčové je takové dimenzování, aby silové účinky tahu neovlivňovaly natočení, totiž deformaci pravé části, a podobně aby krut bez tahové síly nezpůsobil prodloužení celého tenzometrického členu, tj. natažení v jeho ose. Dále musí být dodrženy pevnostní limity použitého materiálu, nesmí být přesažena jeho maximální pevnost v tahu, a hlavně pevnost ve smyku.



Obr. 3.2.3-1 Výkres tenzometrického členu

4 PREPROCESSING

Pro namáhání komplikovanějších tvarů a analýzu následků jeho účinků bude použit software od ANSYS, platforma Workbench.

Ta přímo obsahuje několik programů, jmenovitě některé z nich:

- DesignXplorer

Program pro vytváření 3D modelu pro následující operace

- OptiSLang

Provádí citlivostní a víceúčelové analýzy, multidisciplinární optimalizace, analýzy spolehlivosti a odolnosti a identifikaci parametrů

- Meshing

Ansys umí sám vhodně nastavit parametry pro tvorbu sítě na importovanou CAD geometrii. Síť tvoří za pomoci tetrahedrálních, hexahedrálních elementů, dále pak 2D kvadratickou a trigonometrickou síť a 1D nody. Doladění sítě pak závisí na uživateli, který mění parametry, např. počet nodů v určité oblasti, typ sítě a podobně.

- SpaceClaim

Pokus ANSYSu o vytvoření nového, inovativního 3D geometrického modelovacího programu. Obsahuje preprocesor pro strukturální analýzy.











Při návrhu geometrie tenzometrického členu bylo vycházeno z poznatků teorie pružnosti a pevnosti a zhodnocení nejvýhodnějšího namáhání pro tento příklad. Výhoda zvolení geometrie zatěžované v obou případech namáhání na ohyb byla rozebrána v minulé kapitole.

První model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor. Ten byl zvolen kvůli uživatelské přívětivosti, jednoduchosti a možnosti vytvoření parametrického modelu. Jeho velkou výhodou je i možnost tvorby skic, Obr. 3.2.3-1 je právě skicou vytvořenou v tomto programu. Nabízí i možnosti exportu modelu v různých formátech, např. .STEP, který je možný naimportovat přímo do ANSYSu, není ale možné s ním přenést parametricky zadané rozměry, což je součástí zadání této práce.

4.1 Vytvoření geometrie v programu DesignModeler

Nový 3D model byl vytvořen přímo v aplikaci Workbench v jeho součásti DesignModeler. Tenzometrický člen si zachovává symetrii kolem osy pohonu, mimo objemnější části s velkým kvadratickým momentem jsou viditelné i části, které se budou zjevně nejvíce deformovat a na kterých bude probíhat měření. Všechny ostré hrany u míst s podezřením na extrémní napjatosti jsou zaobleny, aby se v rohu nekoncentrovalo napětí.

Vybrané rozměry modelu lze v tabulce parametrů postavené mimo model měnit s ohledem na velikost zatížení. Jsou to právě nejvíce zatěžované části modelu, tj. ohýbané sloupky, u nichž je možné měnit jejich tloušťku, šířku a délku, dále pak průměr celého tenzometrického členu, jednak kvůli instalaci k různým typům motoru a zachování poměru velikosti tenzometrického členu oproti celému pohonu, zadruhé znovu práce kvůli regulaci velikosti napětí. Přehled vybraných rozměrových parametrů je v tabulce níže. Ostatní rozměry modelu se vztahují na ty části, které deformaci příliš nepodléhají kvůli svému velkému kvadratickému momentu průřezu, nebude na nich ani probíhat žádné měření, proto jejich velikost není třeba měnit v závislosti na různém zatížení. Názvy parametrů ve sloupci B jsou i názvy kót na Obr.3.2.3-1.

	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	[-] Input Parameters			
3	[-]  Geometry (A1)			
4	 P1	D	20	mm ▾
5	 P3	d	14	mm ▾
6	 P4	b	5	mm ▾
7	 P12	y	1,5	mm ▾
8	 P13	x	1,5	mm ▾
9	 P16	L1	10	mm ▾
10	 P17	L2	20	mm ▾
11	 P18	d1	10	mm ▾
12	 P19	D2	10	mm ▾

Obr.4.1-1 Volitelné parametry modelu

4.2 Generování MESH

Jak už bylo zmíněno dříve, ANSYS Mesh si výpočetní síť umí vymodelovat sám. Na uživateli zůstává, aby dle vyhodnocované geometrie určil místa zájmu a v těchto oblastech síť zjemnil a dostal lepší výsledek. K tomuto účelu slouží jak obecná nastavení, tak i konkrétní požadavky pro lokální síť, například zmenšení vzdálenosti mezi NODY na hranách, přesná definice jejich počtu na určitou vzdálenost, linearizace sítě na ploše a podobně.

V tomto případě byla v programu nastavena metoda diskretizace pro standartní mechanické úlohy, velikost vzdálenosti mezi NODY se odvíjí dle zakřivenosti modelu a vzdálenosti mezi hranami, dále bylo nastaveno precizní dodržení tvaru původní geometrie se středním vyhlazením hran, a v posledním kroku nastavení upravující vzdálenost mezi jednotlivými body podle velikosti přilehlých ploch a hran.

Programem vytvořená síť přesně odpovídá potřebám výpočtu, v místech o velkém objemu materiálu, tj. velkým kvadratickým momentem průřezu, jsou NODY dále od sebe a nebudou zbytečně zatěžovat výpočet získáváním precizních hodnot, které nejsou v těchto místech potřeba, protože deformace ani napjatost zde nebudou nabývat velikých hodnot. Naopak v místech určených k měření mají jednotlivé body mezi sebou málo místa, na tenkých planžetách se sdružují ve třech přes směr ohybu, což zajistí přesné vyhodnocení dané oblasti.



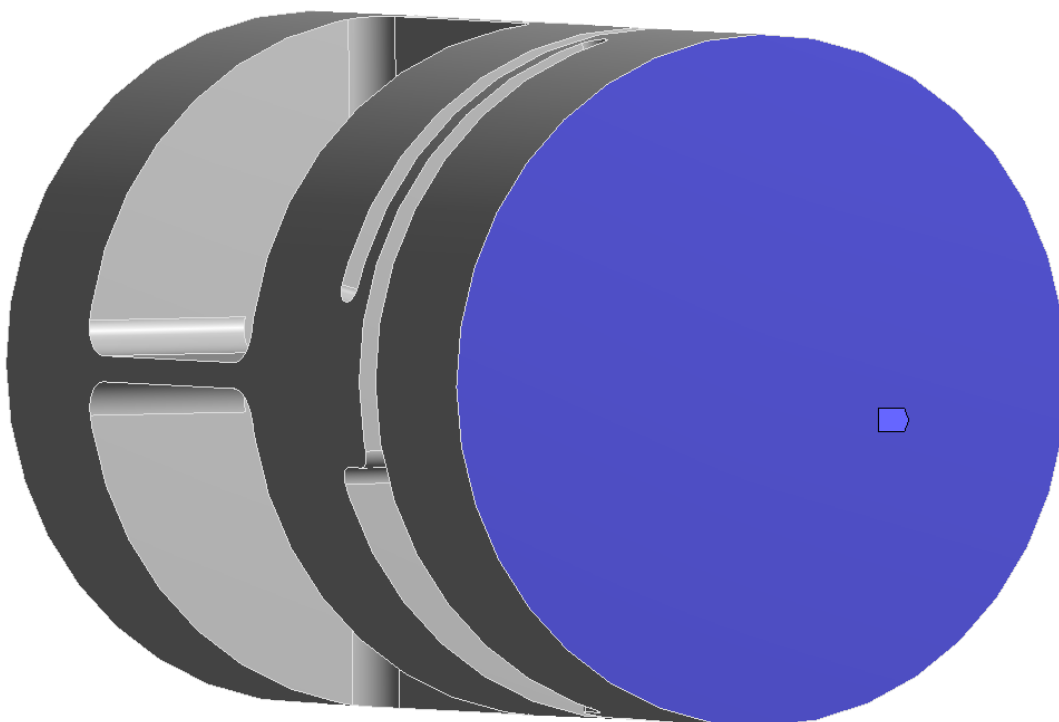
Obr. 4.2 Výpočtová MESH

4.3 Určení okrajových podmínek

4.3.1 VETKNUTÍ

Okrajovými podmínkami se chápá způsob umístění modelu v prostoru, omezení jeho pohyblivosti odebráním stupňů volnosti a jeho zatížení vnějšími silami. Pro zjednodušení výpočtu je v místě připojení modelu ke gondole definováno vetknutí namísto například pevného šroubového spojení použitého ve skutečném modelu. Toto usnadnění neovlivní zkoumané deformace.

C: Static Structural
Fixed Support
Time: 1, s
02.08.2017 13:20
■ Fixed Support



Obr. 4.3.1-1 Vetknutí tenzometrického členu

4.3.2 ZATÍŽENÍ MOMENTEM

Na opačné straně tenzometrického členu je na jeho čelo definováno působení momentu. Ten je vyvíjen motorem a jeho hodnotu je možné vypočítat za předpokladu znalosti výkonu daného pohonu a jeho otáček. Proto je jeho hodnota v programu také parametrická, uživatel si ji změní podle toho, jaký motor do měřícího aparátu použije. Pro názorný výpočet budou uvažovány následující hodnoty:

výkon motoru $P = 1000 \text{ W}$

otáčky motoru $f = 980 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Velikost momentu se určí podle následujícího vztahu

$$M = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 980} = 9,744 \text{ N} \cdot \text{m}$$

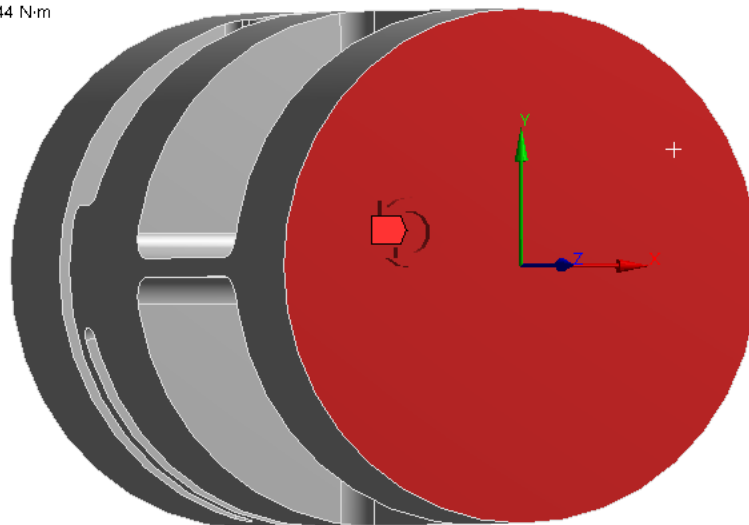
C: Static Structural

Moment

Time: 1, s

02.08.2017 13:59

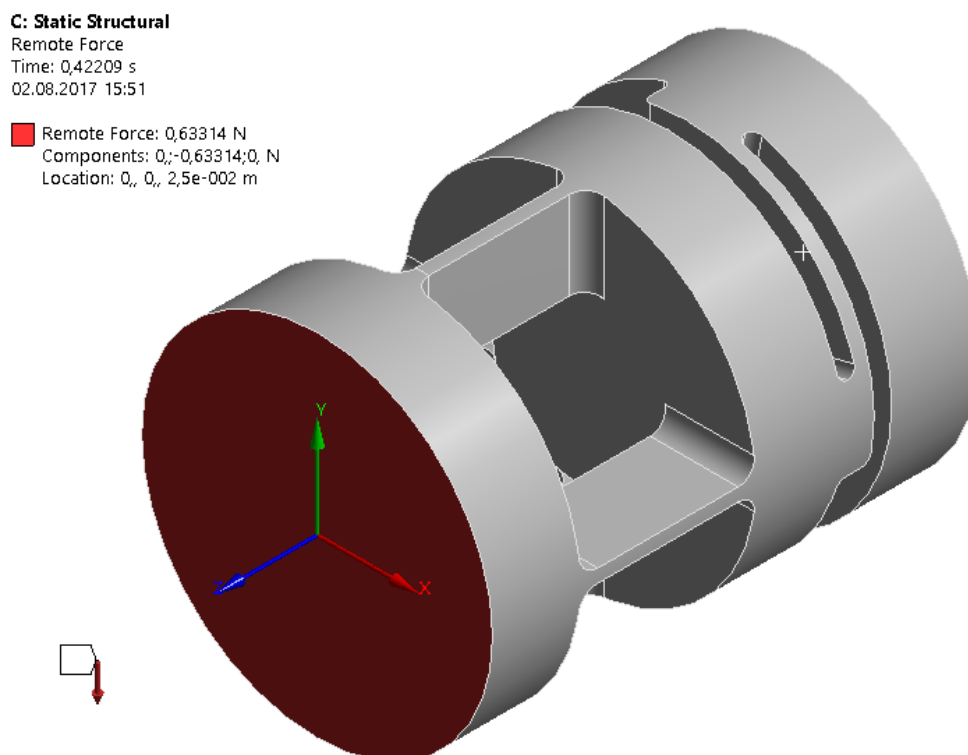
Moment: 9,744 N·m
Components: 0,0,9,744 N·m



Obr. 4.3.2-1 Zatížení momentem

4.3.3 ZATÍŽENÍ VAHOU MOTORU


Vzhledem k absenci jakékoliv další podpory soustavy tenzometrický člen – motor mimo již zmíněné vetknutí, vzniká vlastní tíhou motoru ohybový moment. Jak již bylo řečeno v kapitole 3.1, není možné použít podporu pod výstupem z motoru. Proto je nezbytné tuto sílu zahrnout do výpočtového modelu. Jelikož použité motory se liší jak svým výkonem, tak i svou velikostí a vahou, je velikost tohoto zatížení také uživatelsky měnitelná. První komplikací je, že ANSYS neumí počítat se dvěma silami s vazbou na jedno čelo, proto je nezbytné výpočet rozdělit na dva časové úseky, tzv. STEPS. Vetknutí je definované po celý výpočet stejně, v prvním časovém úseku je zahrnuté namáhání od tahové síly a momentu, v druhém právě tato síla na rameni. Velikost ramene představuje vzdálenost od těžiště motoru k místu spojení s tenzometrickým členem, velikost síly se rovná hmotnosti pohonu. Obě dvě uživatel volí v tabulce se vstupními parametry. V modelovém případě je hmotnost pohonu $m = 150 \text{ g}$ a jeho těžiště leží ve vzdálenosti $h = 25 \text{ mm}$.

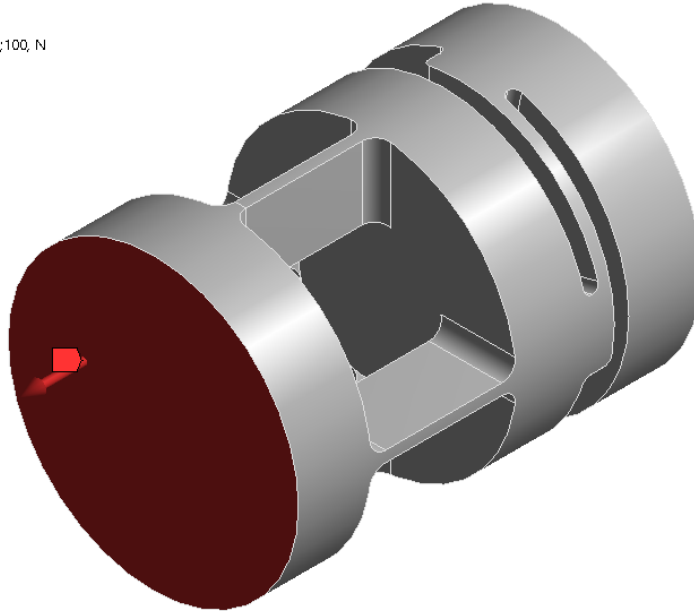


Obr. 4.3.3-1 Zatížení vlastní vahou motoru





4.3.4 ZATÍŽENÍ TAHOVOU SILOU

Podobně jako u předchozích zatížení je síla přiřazena celé čelní ploše kvůli zanedbání konstrukčního řešení spojení pro ulehčení výpočtu. Tím její velikost následně rozpočítá na všechny NODY, jež tvoří MESH na povrchu čela. Opět se bude lišit podle výkonu pohonného ústrojí, pro modelový výpočet je použita hodnota 100 N. Je také předmětem nastavení parametrů.

C: Static Structural
Force
Time: 1, s
02.08.2017 14:53
 Force: 100, N
Components: 0,;0,;100, N



Obr. 4.3.4-1 Zatížení tahovou silou

 P14	Velikost momentu	9744	N mm
 P15	Velikost tahové síly	100	N
 P21	Vzdálenost těžiště motoru	25	mm
 P22	Remote Force Y Component	-1,5	N

Obr. 4.3.4-2 Volitelné parametry pro silové zatížení

4.4 Definování materiálu

Ansys Workbench má svůj vlastní podprogram Technical data pro definování vlastností materiálu použitého pro model. Podobně jako z Geometrie jsou z něj importována data do buňky, v níž se aplikuje MESH a probíhají v ní výpočty.

Pro modelový příklad je použita chrom niklová austenitická ocel X8CrNiS, dle ČSN EN 10088 1.4305. Její mechanické vlastnosti jsou zaneseny do Technical data.

hustota $\zeta = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

pevnost v tahu $R_m = 415 \text{ MPa}$

modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

5 PROCESSING

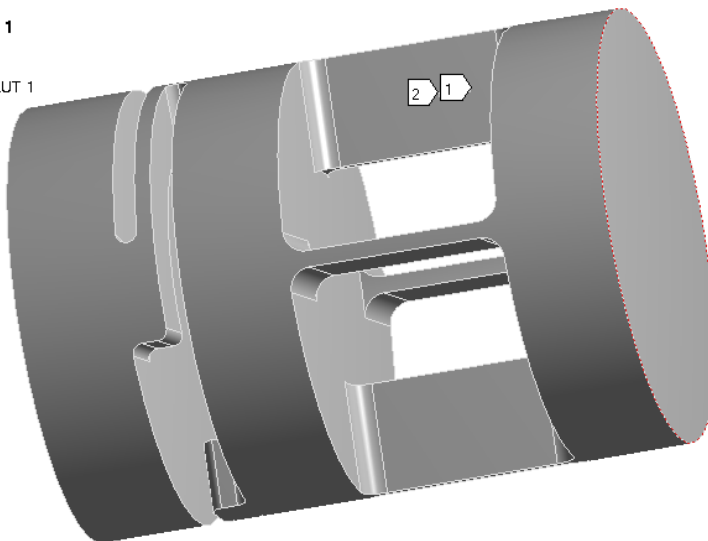
V tomto kroku program vyhodnotí zadanou MESH a okrajové podmínky. Pro získání správných výsledků je třeba zadat výstupy, které jsou objektem zájmu.

V první řadě je třeba zkontrolovat, jestli nebyly přesaženy mechanické limity materiálu. Funkce Equivalent Stress vygeneruje průběh napětí podle teorie HMH v celém modelu.

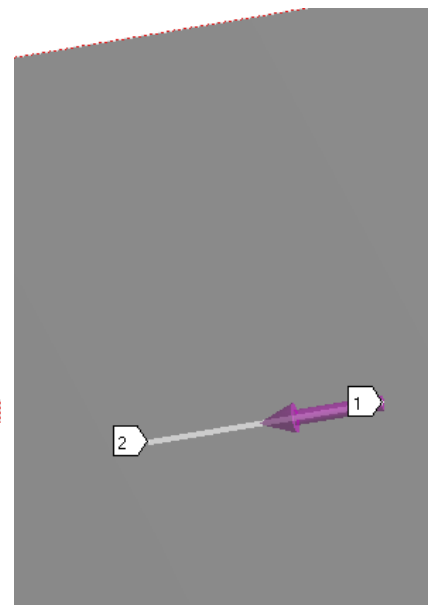
Předmětem zájmu jsou poměrné deformace. Pro jejich zjištění je třeba v místě tenzometrů vytvořit několik tzv. Path, neboli cestu vedoucí po planžetě v místě nalepení snímače. Její délka odpovídá délce tenzometru. V této délce potom program zkontroluje průběh probíhající deformace. Jejich umístění naznačí funkce Equivalent Elastic Strain, která vykreslí barevnou škálou oblasti podle jejich poměrné deformace a určí maxima.

MKP je variační metoda hledající minimum nějakého funkcionálu, v tomto případě deformačně-napěťové analýzy energii napjatosti. Funkcionál je přiřazená číselná hodnota každé funkci popisující deformační posuv bodu v tělese. Každou libovolnou deformační energii napjatosti určuje napjatost v ostatních bodech tělesa. Díky tomu jeden bod nemůže zaujmout libovolné místo ale pouze jedno definované právě body ostatními. Pravidlo minima kvadratického funkcionálu pak říká, že nastane vždy ten nejméně energeticky náročný deformovaný tvar [6].

Tenzometr KRUT 1
02.08.2017 19:32
■ Tenzometr KRUT 1



Obr.5-1 PATH zastupující tenzometr pro měření momentu



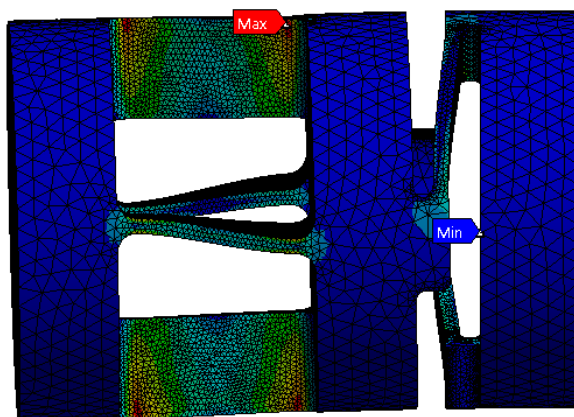
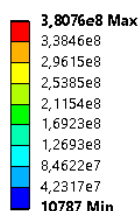
Obr.5-2 Detail PATH

6 POSTPROCESSING

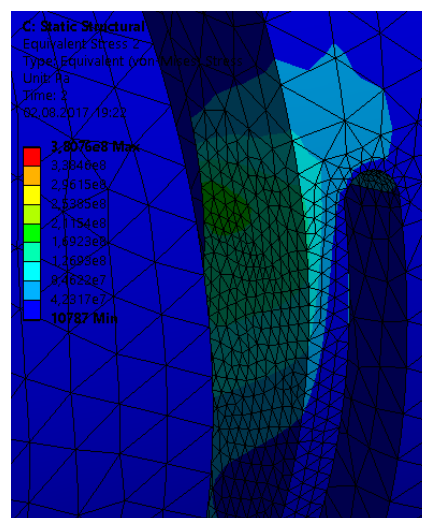
6.1 Kontrola maximálního napětí

Program vygeneroval model rozdělený mapami o různých barvách a barevné měřítko. Oblasti ve stejné barvě představují místa zatížená řádově stejným napětím. Pro výpočet byla využita teorie HMH. Z Obr.6.1-1 je zřejmé, že rozložení napětí odpovídá očekávání, oblasti, které neměly podléhat deformaci spadají do oblastí s nejmenším vnitřním napětím, naopak planžety jsou v místech umístění tenzometrů namáhány řádově $2 \cdot 10^4$ x více. Při modelovém zatížení, které je nejvyšší ze zkoumaných v této práci, je maximální napětí 380,76 MPa, což je hodnota v koutu planžety a která je nižší než maximální dovolené napětí pro danou ocel.

C: Static Structural
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 2
02.08.2017 19:22



Obr.6.1-1 Rozložení napětí



Obr. 6.1-2 Rozložení napětí na planžetě

6.2 Poměrné deformace

Jejich výpočet probíhá po délce již výše zmíněných cest, které suplují nalepené tenzometry na modelu. Rozsah měření tenzometru je cca (1–1000) μm , v rozmezí těchto hodnot musí být i programem vypočtené hodnoty poměrné deformace.

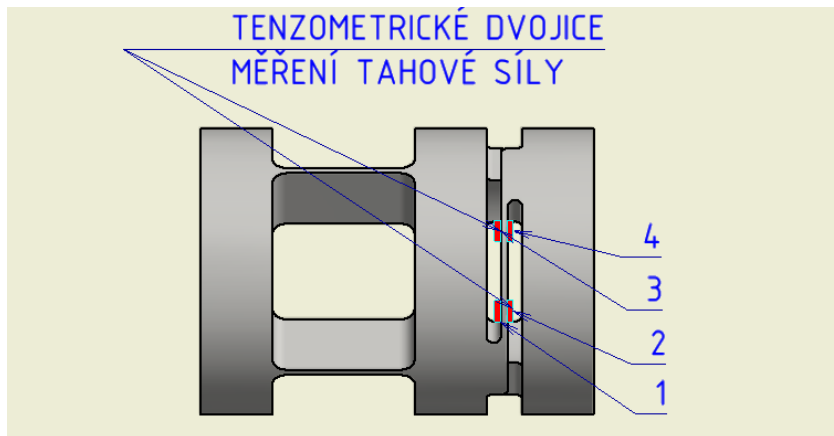
Tenzometry jsou cívky vodiče nalepené přes deformovanou plochu, využívají závislosti velikosti odporu na teplotě, hustotě vodiče, jeho délce a průřezu. Tím že se plocha pod tenzometrem bude deformovat (zkracovat nebo natahovat), bude se tím i měnit délka vinutí (v malé míře i jeho průřez) a s ním i odpor vodiče. Podle změny odporu se vypočte změna délky vodiče, tj. materiálu, na kterém byl nalepen. Vinutí lze pozorovat na Obr. 6.2.1.4-4. Pro správný výsledek musí být orientováno ve směru deformace, případně aplikovat více tenzometrů, nejlépe dle katalogu výrobce.

elektrický odpor	R [Ω]
hustota drátu	ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
délka drátu	l [m]
plocha drátu	S [m^2]

$$R = \frac{\rho \cdot l}{S} [\Omega]$$

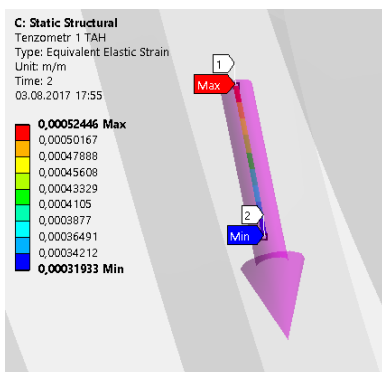
6.2.1 TAHOVÁ DEFORMACE

Pro kontrolu tahové deformace jsou umístěny tenzometry na planžetách kolmých ke směru tahové síly. Lokální maxima napjatosti, a tudíž i deformace, jsou koncentrovány v rozích, které nejsou vhodné pro nalepení senzorů, proto jsou od rohů o 2 mm posunuty. Změřená deformace bude menší, ale výhodou je snazší nalepení měřících zařízení. Na následujících obrázcích jsou uvedeny čtyři tenzometry, vždy dva a dva proti sobě pro korekci hodnot a po dvou na každém konci planžety, viz. Obr. 6.2.1-1.

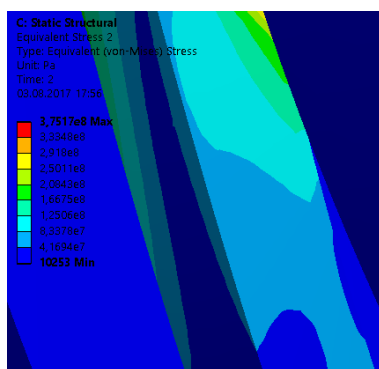


Obr. 6.2.1-1 Schéma umístění tenzometrů pro měření tahu

6.2.1.1 TENZOMETR 1



Obr. 6.2.1.1-1 Poměrná deformace

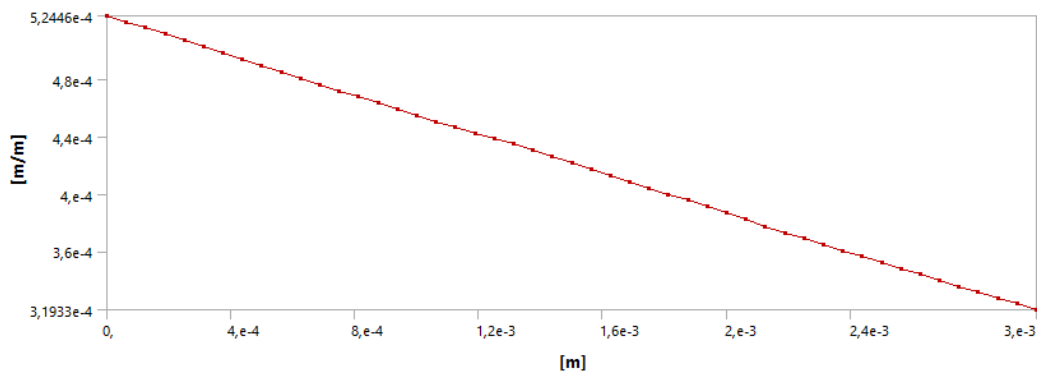


Obr.6.2.2.1.1-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

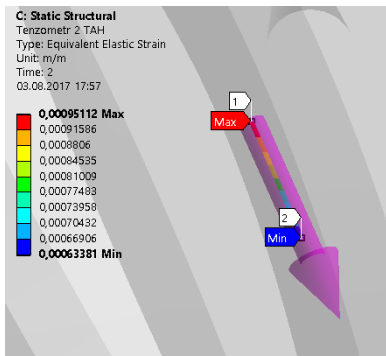
max. napětí $\sigma_{\max} = 150 \text{ MPa}$

max. deformace $\Delta x = 524,46 \text{ } \mu\text{m/m}$

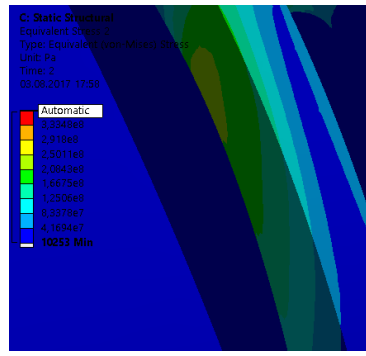


Graf.6.2.1.1-3 Průběh deformace po délce tenzometru

6.2.1.2 TENZOMETR 2



Obr. 6.2.1.2-1 Poměrná deformace

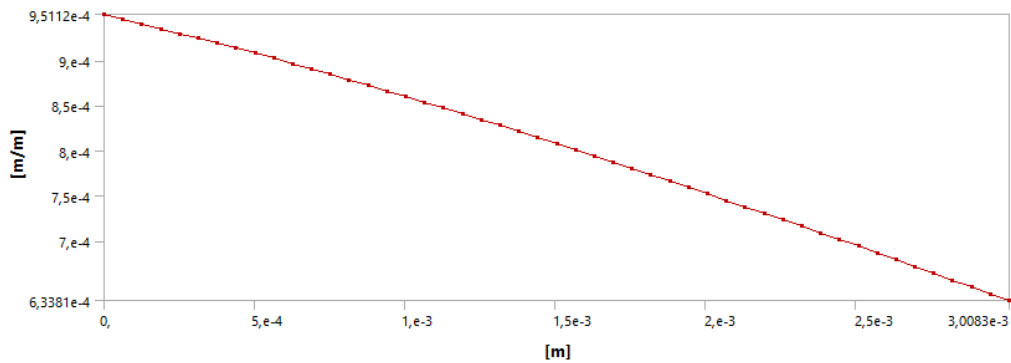


Obr. 6.2.1.2-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

max. napětí $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$

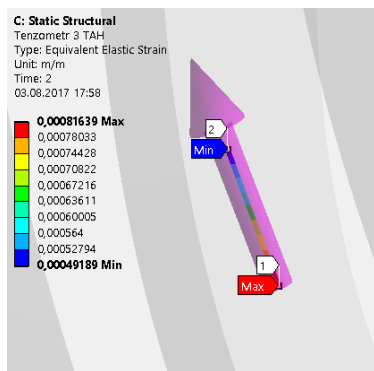
max. deformace $\Delta x = 951,12 \text{ } \mu\text{m/m}$



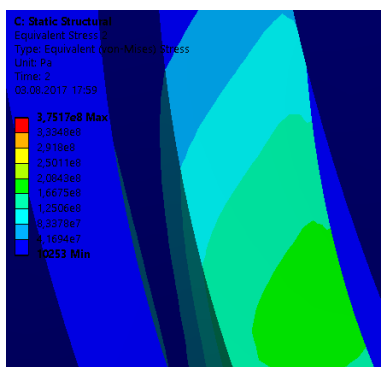
Graf.6.2.1.2-3 Průběh deformace po délce tenzometru

Z porovnání naměřených hodnot těchto dvou protilehlých tenzometrů je zjevné, že kvůli rozdílným napětím způsobeným odlišnou geometrií se liší i poměrné deformace na obou stranách planžety. Z konstrukčního hlediska je těžké najít vhodnější tvar planžety. Rozdílná deformace ale pro vyhodnocení měření nepředstavuje problém

6.2.1.3 TENZOMETR 3



Obr. 6.2.1.3-1 Poměrná deformace

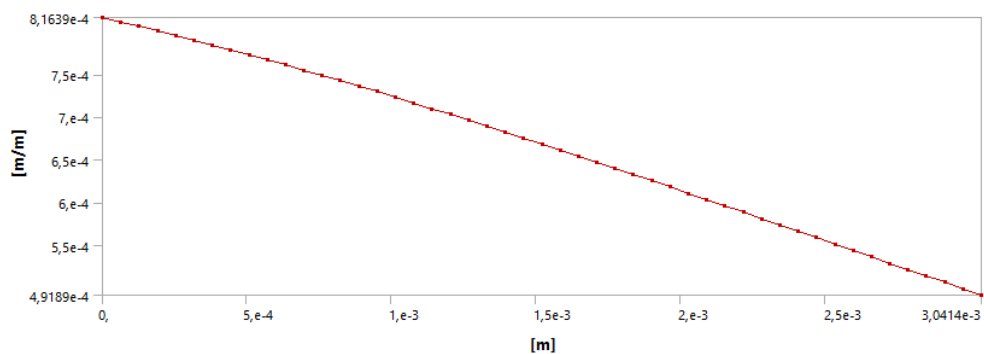


Obr.6.2.1.3-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

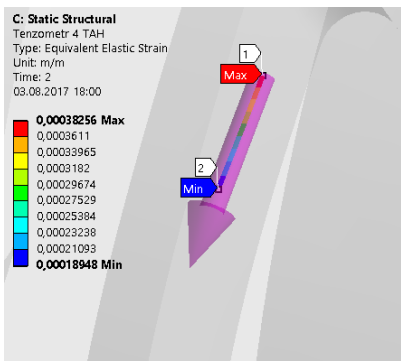
max. napětí $\sigma_{\max} = 190 \text{ MPa}$

max. deformace $\Delta x = 816,39 \text{ } \mu\text{m/m}$

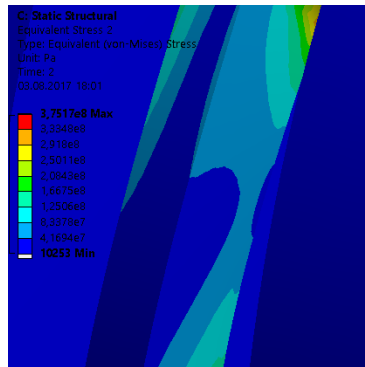


Graf.6.2.1.3-3 Průběh deformace po délce tenzometru

6.2.1.4 TENZOMETR 4



Obr. 6.2.1.4-1 Poměrná deformace

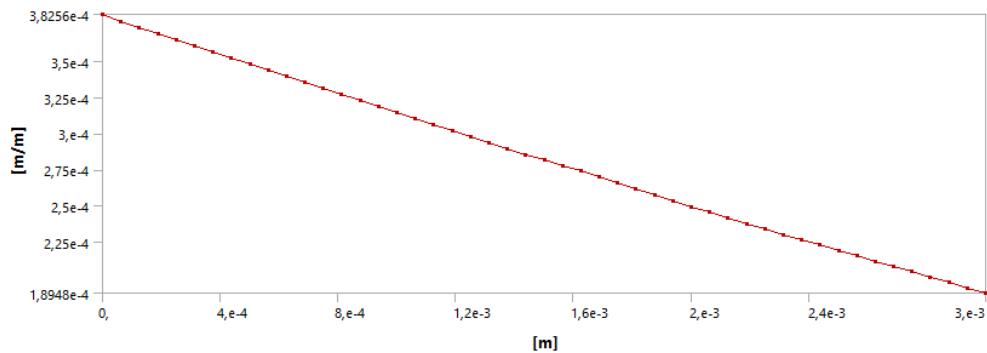


Obr.6.2.1.4-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

max. napětí $\sigma_{\max} = 150 \text{ MPa}$

max. deformace $\Delta x = 382,56 \text{ } \mu\text{m/m}$



Graf.6.2.1.4-3 Průběh deformace po délce tenzometru

Hodnoty $382,56 \text{ } \mu\text{m/m}$ až $951,12 \text{ } \mu\text{m/m}$ jsou tenzometry měřitelné a měření vyhovují.

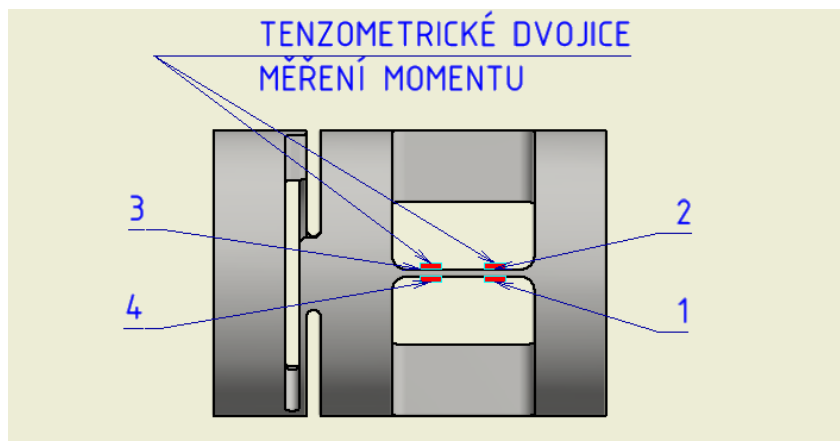
Kontrolovaná délka je 3 mm, to odpovídá délce tenzometru. Jako příklad může sloužit tenzometr od výrobce HBP – měřicí technika, pro tyto účely postačuje lineární tenzometr třídy LY1 (Obr. 6.2.1.4-4), prodáváný i v délce 3 mm.



Obr. 6.2.1.4-4 Tenzometr řady LY1 výrobce HBP [7]

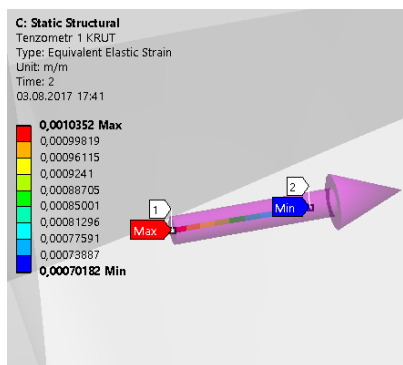
6.2.2 DEFORMACE OD ZATÍŽENÍ MOMENTEM

Pro kontrolu deformace od momentu jsou umístěny tenzometry na planžetách rovnoběžnými se směrem osy natočení. Lokální maxima napjatosti, a tudíž i deformace, jsou opět koncentrovány v rozích, proto je rozmístění tenzometrů analogicky stejné jako v případě měření tahu. Na následujících obrázcích jsou uvedeny čtyři tenzometry, vždy dva a dva proti sobě pro korekci hodnot a po dvou na každém konci planžety, viz. Obr. 6.2.2-1.

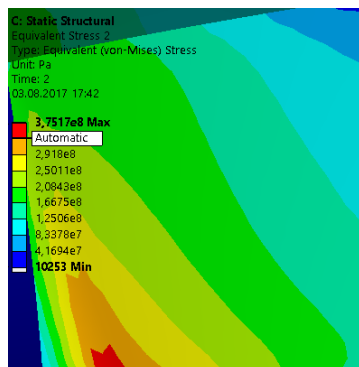


Obr. 6.2.2-1 Schéma umístění tenzometrů pro měření velikosti momentu

6.2.2.1 TENZOMETR 1



Obr. 6.2.2.1-1 Poměrná deformace

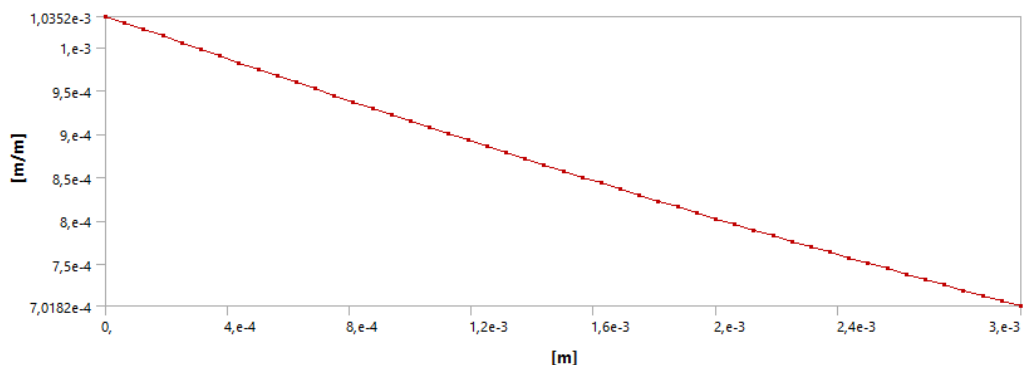


Obr. 6.2.2.1-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

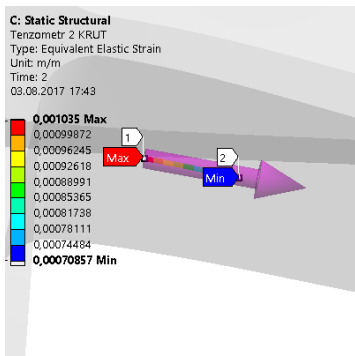
max. napětí $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$

max. deformace $\Delta y = 1035,2 \text{ } \mu\text{m/m}$

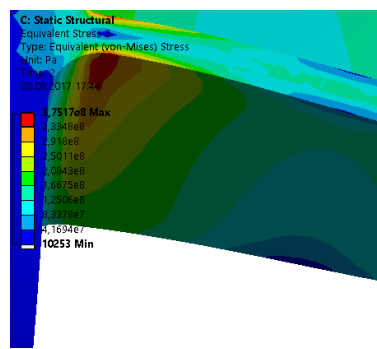


Graf.6.2.2.1-3 Průběh deformace po délce tenzometru

6.2.2.2 TENZOMETR 2



Obr. 6.2.2.2-1 Poměrná deformace

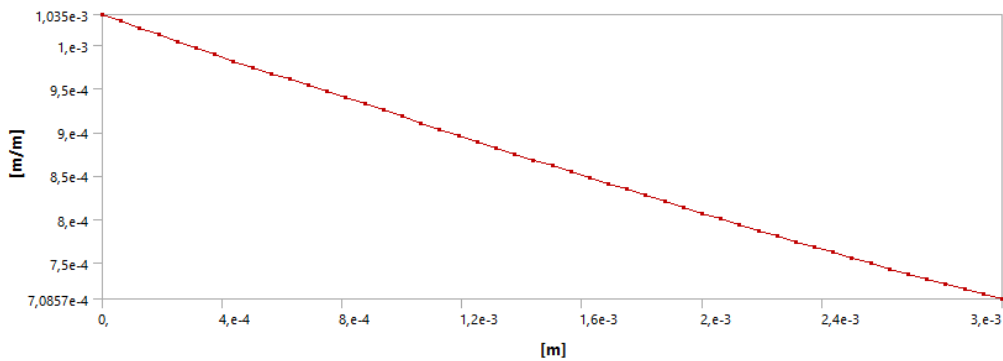


Obr. 6.2.2.2-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

max. napětí $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$

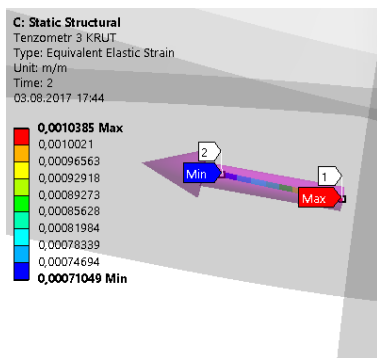
max. deformace $\Delta y = 1035 \text{ } \mu\text{m/m}$



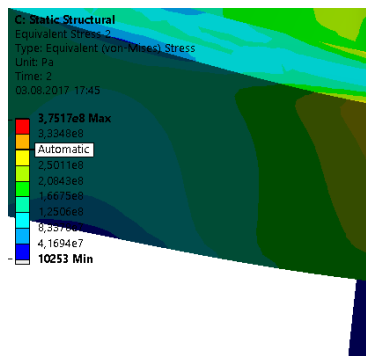
Graf.6.2.2.2-3 Průběh deformace po délce tenzometru

Vyhodnocené výsledky zde naznačují vhodnější geometrii planžet. Rozložení napětí je lineárnější, aplikace tenzometrů zde bude snazší. Poměrné deformace nabývají větších hodnot díky možnosti použití delší planžety.

6.2.2.3 TENZOMETR 3



Obr. 6.2.2.3-1 Poměrná deformace

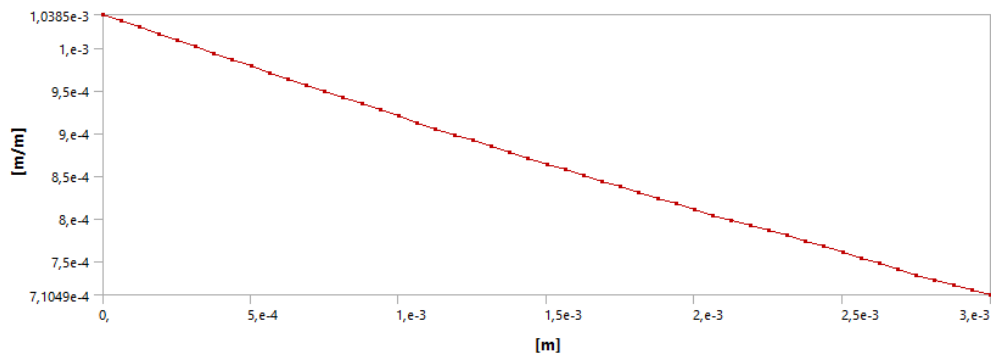


Obr.6.2.2.3-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

max. napětí $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$

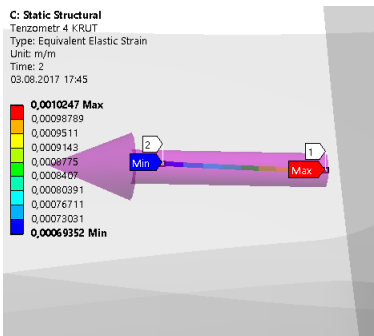
max. deformace $\Delta y = 1038,5 \text{ } \mu\text{m/m}$



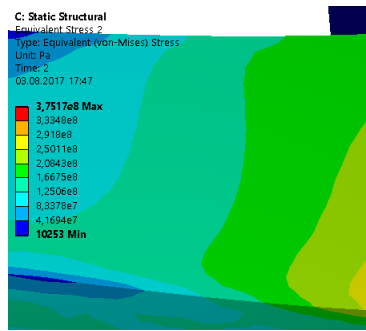
Graf.6.2.2.3-3 Průběh deformace po délce tenzometru

Na Obr.6.2.2.3-2 je zjevný lokální extrém v koutě přechodu planžety do válce na kraji tenzometrického členu. Této skutečnosti se bohužel nelze snadno zbavit, jeho redukce proběhla už při prvotním návrhu zvětšením zaoblení hrany na $R_h = 2 \text{ mm}$. V případě malého překročení modulu pružnosti zvoleného materiálu začne oblast plastizovat, tenzometr je kvůli této skutečnosti mimo jádro maximálního napětí odsunut.

6.2.2.4 TENZOMETR 4



Obr. 6.2.2.4-1 Poměrná deformace

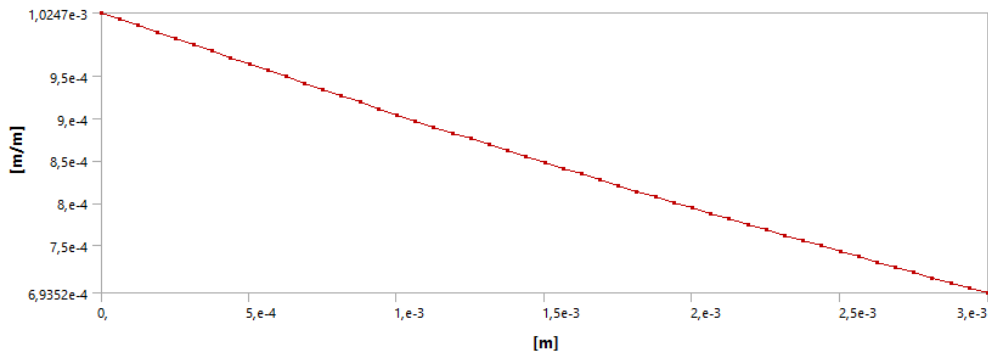


Obr.6.2.2.4-2 Rozložení napětí

ODEČTENÉ HODNOTY

max. napětí $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$

max. deformace $\Delta y = 1024,7 \text{ } \mu\text{m/m}$



Graf.6.2.2.4-3 Průběh deformace po délce tenzometru

Z měření vyplývá zřejmá skutečnost rovnoměrného rozložení napětí po celé planžetě, symetrického podle její pomyslně středové osy, z toho důvodu se i zjištěné poměrné deformace liší jen minimálně.

Hodnoty lehce nad 1000 μm jsou tenzometry měřitelné a požadavkům opět vyhovují.

Kontrolovaná délka je znovu 3 mm, proto můžeme použít stejný typ tenzometru jako v případě měření účinků tahové síly (Obr.6.2.1.4-4).

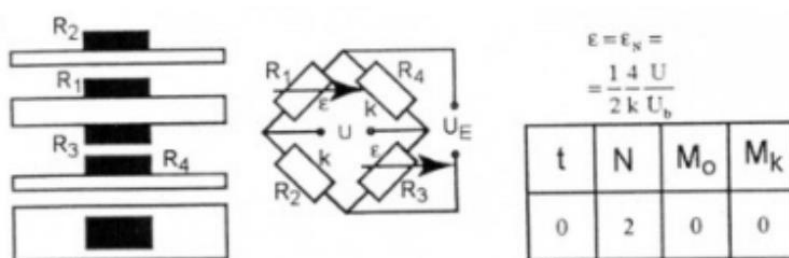
6.3 Kombinace účinků obou působících zatížení

Tenzometrický člen má za úkol měřit tahovou sílu od pohonu a jeho momentový účinek na trup letounu. Tyto dvě zatížení působí vždy spolu, což má za následek deformaci od dvou účinků. Pro odečet hodnot je ale důležité mít jistotu, že namáhání momentem tento člen pouze natáčí ale neprodlužuje, a naopak že tahem je způsobené jeho prodloužení, tzn. tahová síla nedeformuje planžety, na nichž je měřena deformace způsobená momentem, respektive že od účinku momentu nevzniká deformace na planžetách určených pro měření tahu.

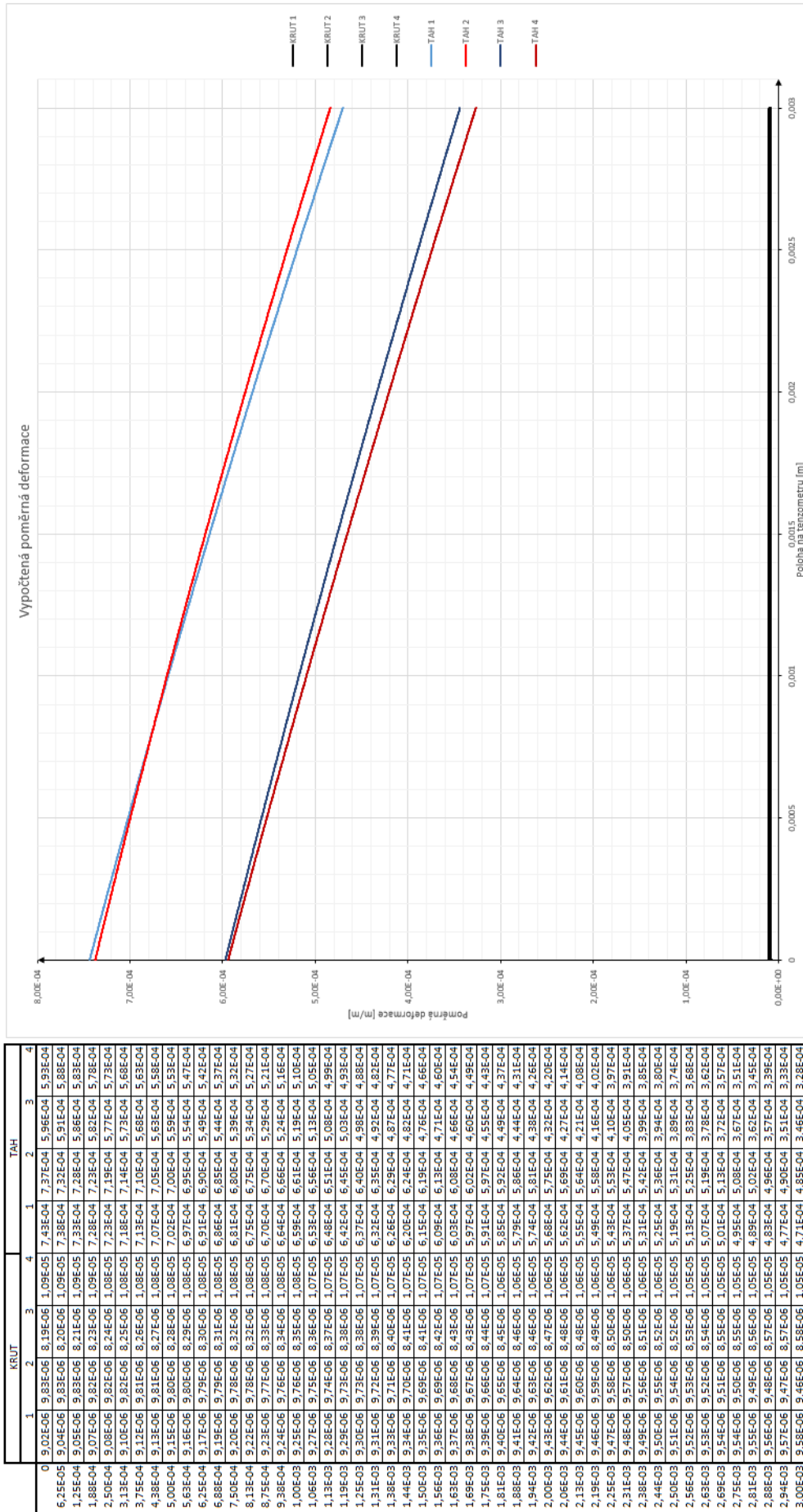
Tato skutečnost bude ověřena vypnutím vždy jednoho z těchto zatížení a zkoumáním následné deformace. Kontrolní vyhodnocení proběhne opět při největším zatížení.

Na přiloženém grafu (Graf 6.3-1) je souhrn všech naměřených poměrných deformací od všech tenzometrů ve chvíli, kdy na tenzometrický člen působí jen tahová síla a nulový moment. V tomto případě jsou poměrné deformace na planžetě kolmé ke směru tahu více než 100x větší než neměřené hodnoty na druhé planžetě.

Na druhém grafu (Graf 6.3-2) je situace přesně obrácená, na těleso nepůsobí žádná tahová síla, pouze moment. Kombinace použité geometrie a zatížení vlastní vahou motoru však způsobuje deformaci i na tenzometrech, které by jinak měly měřit pouze tahovou sílu, ve skutečnosti moment totiž tah vyvolává a ohyb od motoru horní stranu také natahuje. Hodnoty jsou přibližně 4x menší než hodnoty naměřené na planžetách určených k měření momentu. Ta se řádově zmenší ve skutečném výsledku naměřeném tenzometry díky jejich typu zapojení do můstku (Obr.6.3-3). Moment bude na tenzometry působit v případě bez ohybu tahovou silou, a ne ohybem jako v případě tahu. Proto se obě protější strany deformovat ve stejném smyslu, na rozdíl od tahu, kdy se bude jedna strana natahovat a druhá zkracovat. V tomto typu zapojení jsou čtyři tenzometrické snímače, dva umístěné dle schématu na planžetách, ty budou měřit a kompenzovat hodnoty deformací, dva budou umístěny mimo měřící těleso na stabilním kovovém podkladu a budou fungovat jako tepelná kompenzace. Naměřená hodnota deformace bude dvojnásobná oproti skutečnosti.

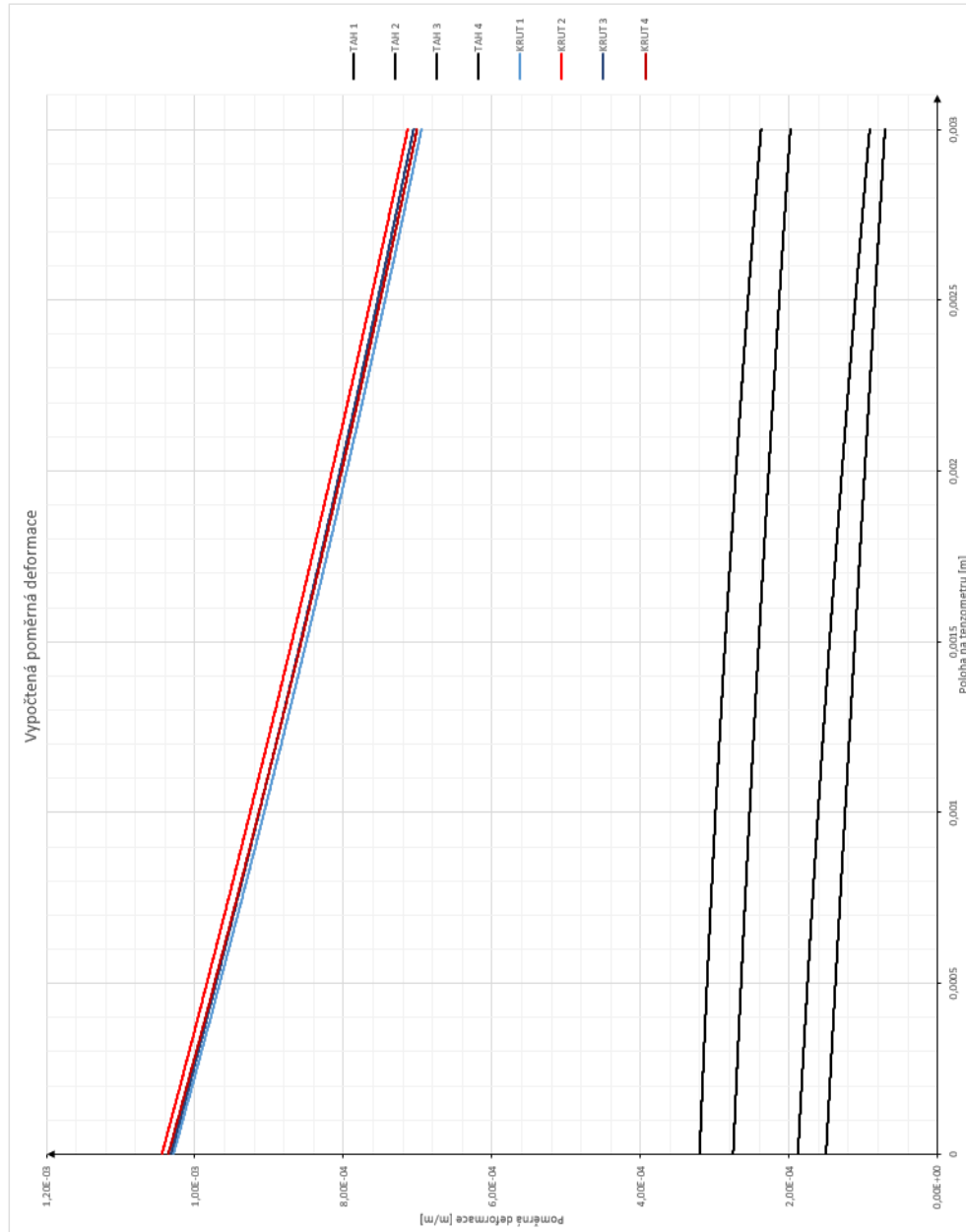


Obr. 6.3-3 Schéma zapojení tenzometrického můstku



Obr. 6.3-1 Naměřené deformace jednotlivými tenzometry za působení tahové síly

0	TAH				KRUT			
	1	2	3	4	1	2	3	4
1,59E-04	3,02E-04	1,87E-04	2,75E-04	1,03E-03	1,04E-03	1,03E-03	1,03E-03	1,03E-03
6,25E-05	1,49E-04	3,19E-04	1,86E-04	2,74E-04	1,02E-03	1,04E-03	1,02E-03	1,03E-03
1,25E-04	1,47E-04	3,18E-04	1,85E-04	2,73E-04	1,01E-03	1,03E-03	1,02E-03	1,02E-03
1,88E-04	1,45E-04	3,16E-04	1,83E-04	2,71E-04	1,01E-03	1,02E-03	1,01E-03	1,01E-03
2,50E-04	1,44E-04	3,15E-04	1,82E-04	2,70E-04	9,98E-04	1,01E-03	1,00E-03	1,00E-03
3,13E-04	1,42E-04	3,14E-04	1,80E-04	2,69E-04	9,96E-04	1,01E-03	9,94E-04	9,97E-04
3,75E-04	1,41E-04	3,13E-04	1,79E-04	2,68E-04	9,92E-04	9,98E-04	9,87E-04	9,89E-04
4,38E-04	1,39E-04	3,12E-04	1,77E-04	2,66E-04	9,74E-04	9,90E-04	9,79E-04	9,82E-04
5,00E-04	1,38E-04	3,11E-04	1,75E-04	2,65E-04	9,67E-04	9,83E-04	9,71E-04	9,74E-04
5,63E-04	1,36E-04	3,09E-04	1,74E-04	2,63E-04	9,58E-04	9,76E-04	9,64E-04	9,66E-04
6,25E-04	1,34E-04	3,08E-04	1,72E-04	2,62E-04	9,52E-04	9,70E-04	9,57E-04	9,59E-04
6,88E-04	1,33E-04	3,07E-04	1,70E-04	2,61E-04	9,44E-04	9,63E-04	9,50E-04	9,52E-04
7,50E-04	1,31E-04	3,05E-04	1,68E-04	2,59E-04	9,37E-04	9,56E-04	9,43E-04	9,44E-04
8,13E-04	1,29E-04	3,04E-04	1,67E-04	2,58E-04	9,29E-04	9,49E-04	9,35E-04	9,36E-04
8,75E-04	1,28E-04	3,03E-04	1,65E-04	2,56E-04	9,22E-04	9,42E-04	9,28E-04	9,29E-04
9,38E-04	1,26E-04	3,01E-04	1,63E-04	2,55E-04	9,15E-04	9,34E-04	9,21E-04	9,21E-04
1,00E-03	1,24E-04	2,99E-04	1,61E-04	2,53E-04	9,07E-04	9,27E-04	9,13E-04	9,13E-04
1,06E-03	1,23E-04	2,97E-04	1,59E-04	2,52E-04	9,00E-04	9,19E-04	9,06E-04	9,06E-04
1,13E-03	1,21E-04	2,96E-04	1,57E-04	2,50E-04	8,93E-04	9,12E-04	8,99E-04	8,99E-04
1,19E-03	1,19E-04	2,94E-04	1,55E-04	2,48E-04	8,85E-04	9,05E-04	8,92E-04	8,92E-04
1,25E-03	1,18E-04	2,93E-04	1,53E-04	2,47E-04	8,78E-04	8,97E-04	8,85E-04	8,85E-04
1,31E-03	1,16E-04	2,91E-04	1,51E-04	2,46E-04	8,71E-04	8,90E-04	8,78E-04	8,78E-04
1,38E-03	1,14E-04	2,89E-04	1,49E-04	2,44E-04	8,64E-04	8,83E-04	8,71E-04	8,71E-04
1,44E-03	1,13E-04	2,88E-04	1,47E-04	2,42E-04	8,57E-04	8,76E-04	8,64E-04	8,64E-04
1,50E-03	1,11E-04	2,86E-04	1,45E-04	2,41E-04	8,50E-04	8,70E-04	8,57E-04	8,57E-04
1,56E-03	1,10E-04	2,84E-04	1,43E-04	2,39E-04	8,43E-04	8,63E-04	8,51E-04	8,50E-04
1,63E-03	1,08E-04	2,82E-04	1,41E-04	2,37E-04	8,36E-04	8,56E-04	8,44E-04	8,43E-04
1,69E-03	1,06E-04	2,80E-04	1,39E-04	2,35E-04	8,29E-04	8,49E-04	8,37E-04	8,36E-04
1,75E-03	1,05E-04	2,79E-04	1,37E-04	2,34E-04	8,22E-04	8,43E-04	8,31E-04	8,29E-04
1,81E-03	1,03E-04	2,77E-04	1,35E-04	2,32E-04	8,15E-04	8,36E-04	8,24E-04	8,22E-04
1,88E-03	1,01E-04	2,75E-04	1,33E-04	2,31E-04	8,09E-04	8,29E-04	8,18E-04	8,16E-04
1,94E-03	9,97E-05	2,73E-04	1,31E-04	2,29E-04	8,02E-04	8,22E-04	8,11E-04	8,09E-04
2,00E-03	9,80E-05	2,71E-04	1,28E-04	2,27E-04	7,95E-04	8,15E-04	8,04E-04	8,02E-04
2,06E-03	9,64E-05	2,69E-04	1,26E-04	2,26E-04	7,88E-04	8,08E-04	7,98E-04	7,96E-04
2,13E-03	9,49E-05	2,67E-04	1,24E-04	2,24E-04	7,82E-04	8,01E-04	7,92E-04	7,89E-04
2,19E-03	9,33E-05	2,65E-04	1,22E-04	2,22E-04	7,75E-04	7,94E-04	7,86E-04	7,83E-04
2,25E-03	9,16E-05	2,63E-04	1,20E-04	2,20E-04	7,69E-04	7,88E-04	7,80E-04	7,76E-04
2,31E-03	8,98E-05	2,61E-04	1,18E-04	2,19E-04	7,63E-04	7,82E-04	7,74E-04	7,70E-04
2,38E-03	8,81E-05	2,59E-04	1,15E-04	2,17E-04	7,57E-04	7,75E-04	7,68E-04	7,64E-04
2,44E-03	8,63E-05	2,57E-04	1,13E-04	2,15E-04	7,50E-04	7,69E-04	7,62E-04	7,57E-04
2,50E-03	8,46E-05	2,55E-04	1,11E-04	2,13E-04	7,44E-04	7,63E-04	7,55E-04	7,51E-04
2,56E-03	8,29E-05	2,53E-04	1,08E-04	2,11E-04	7,38E-04	7,57E-04	7,48E-04	7,44E-04
2,63E-03	8,11E-05	2,51E-04	1,06E-04	2,09E-04	7,32E-04	7,50E-04	7,42E-04	7,38E-04
2,69E-03	7,94E-05	2,49E-04	1,04E-04	2,08E-04	7,25E-04	7,44E-04	7,35E-04	7,31E-04
2,75E-03	7,77E-05	2,47E-04	1,01E-04	2,06E-04	7,19E-04	7,38E-04	7,28E-04	7,25E-04
2,81E-03	7,59E-05	2,44E-04	9,88E-05	2,04E-04	7,13E-04	7,32E-04	7,22E-04	7,19E-04
2,88E-03	7,41E-05	2,42E-04	9,64E-05	2,02E-04	7,07E-04	7,27E-04	7,17E-04	7,13E-04
2,94E-03	7,23E-05	2,40E-04	9,41E-05	2,00E-04	7,01E-04	7,21E-04	7,11E-04	7,07E-04
3,02E-03	7,05E-05	2,38E-04	9,17E-05	1,98E-04	6,95E-04	7,15E-04	7,05E-04	7,01E-04



Obr. 6.3-2 Naměřené deformace jednotlivými tenzometry za působení momentu

7 ZÁVĚR

V minulé kapitole byly prozkoumány účinky a následky namáhání na tenzometrický člen. Těmi jsou vzniklá napětí, z nichž všechna splňovala pevnostní podmínky podle uvažovaného materiálu, a v první řadě zkoumané měrné deformace, u nichž byla zkontrolována a posouzena velikost. V případě měření výkonnějších pohonů je možné upravit parametr vnějšího průměru tenzometrického členu a tím zvětšit planžetu a s ní i její deformaci. Program si následně automaticky upraví síť na aktuální geometrii podle zvolených parametrů v okně Parametres. V kontrolovaném rozsahu výkonů (100–1000) W bylo potřeba měnit pouze šířku planžet, ostatní parametry mohly zůstat nezměněny. Výsledek provedených měření je uveden v tabulce na Obr. 7-1. Hodnoty maximálních poměrných deformací v tabulce jsou hodnotami lokálních maxim z několika kontrolovaných míst po celé délce tenzometru (viz. tabulka na Obr. 6.3-1). Ten bude ve výsledku měření vykazovat hodnoty průměrné, ale tyto je třeba zkontrolovat a zaručit, aby nebyly překročeny.

V případě měření výkonů mimo tento rozsah může uživatel změnit za pomoci parametru at' už jen rozměry planžet, tak i velikost celého tenzometrického členu. Díky tomu je model univerzální pro měření širokého spektra motorů.

Model slouží pro ověření použitelnosti členu. Tento program má uživateli umožnit výběr geometrie, kterou pro svůj měřený pohon použije. Následně jej před měřením v aerodynamickém tunelu bude třeba zkalibrovat.

VOLBA POHONU			VOLBA ROZMĚRŮ								KONTROLA		DEFORMACE			
ot	980 ot/min		OBEČNÉ ROZMĚRY						ŠÍŘKA PLANŽET		MAX NAPĚTÍ	MOMENT		TAH		
VÝKON	TAH	MOMENT	PRŮMĚRY			DĚLKY			MOMENT	TAH		MIN	MAX	MIN	MAX	
P [W]	F [N]	M [Nm]	D1 [mm]	D1 [mm]	d [mm]	b [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	y [mm]	x [mm]	σ [MPa]	Δdx [$\mu\text{m/m}$]	Δdx [$\mu\text{m/m}$]	Δdy [$\mu\text{m/m}$]	Δdy [$\mu\text{m/m}$]	
100	10	0,974	20	10	14	5	10	20	0,7	0,7	257	465,85	458,56	133,83	767,81	
200	20	1,949	20	10	14	5	10	20	0,7	0,7	374	931,72	937,18	265,22	1090,51	
300	30	2,923	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	127	307,74	311,86	84,03	354,62	
400	40	3,898	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	159	410,22	415,73	126,43	439,76	
500	50	4,872	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	190	519,53	512,61	169,02	524,92	
600	60	5,847	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	225	615,08	623,37	211,67	610,15	
700	70	6,821	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	263	717,46	727,13	254,37	695,37	
800	80	7,795	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	300	819,83	830,89	297,11	780,61	
900	90	8,770	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	338	922,31	934,76	339,81	865,87	
1000	100	9,744	20	10	14	5	10	20	1,5	1,5	375	1024,7	1038,5	382,56	951,12	

Obr. 7-1 Zjištěné hodnoty poměrných deformací v maximálních napětí

Table of Design Points															
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1	Name	Update Order	P1 - D	P3 - d	P4 - b	P12 - y	P13 - x	P16 - L1	P17 - L2	P18 - d1	P19 - D2	P20 - Remote Force Z Coordinate	P21 - Remote Force Y Component	P24 - Force Magnitude	P25 - Moment Z Component
2	Units		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	m	N	N	N m
3	DP 0	1	20	14	5	0,7	0,7	10	20	10	10	0,025	-1,5	10	0,974
4	DP 1	2	20	14	5	0,7	0,7	10	20	10	10	0,025	-1,5	20	1,949
5	DP 2	3	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	30	2,923
6	DP 3	4	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	40	3,898
7	DP 4	5	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	50	4,872
8	DP 5	6	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	60	5,847
9	DP 6	7	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	70	6,821
10	DP 7	8	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	80	7,795
11	DP 8	9	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	90	8,771
12	DP 9 (Current)	10	20	14	5	1,5	1,5	10	20	10	10	0,025	-1,5	100	9,744

Obr. 7-2 Nastavení všech rozměrů a velikostí zatížení v nadstavbě Parametres v software ANSYS Workbench

8 BIBLIOGRAFIE

- [1] LNĚNIČKA, Jaroslav.: *O některých momentech provázejících létající stroje* [online]. 2011. Dostupné z: http://www.airspace.cz/akademie/rocnik/2011/08/o_momentech.php
- [2] BABCOCK, Bruce: *The Design, Construction, and Use of a SMALL PRONY BRAKE* [online]. Ohio, Amanda, 2008. Dostupné z: <http://www.gasenginemagazine.com/farm-shows/the-design-construction-and-use-of-a-small-prony-brake>
- [3] Stieber, W.: *Stieber dynamometer hub for aircraft propellers* [online]. Washington, DC, 1924. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930086550.pdf>
- [4] GOVE, W. – GREEN, W.: *The direct measurement of engine power on an airplane in flight with a hub type dynamometer* [online]. Washington, DC, 1927. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930091319.pdf>
- [5] MICHALEC, Jiří. a kol.: *Pružnost a pevnost I*. Technická 4, 166 07 Praha 6, 2006. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky.
- [6] ŠPANIEL, Miroslav – HORÁK, Zdeněk: *Úvod do metody konečných prvků*. Technická 4, 166 07 Praha 6, 2006. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky.
- [7] HBP měřicí technika, *HBM strain gauges* [online]. 2017. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/wp-content/uploads/s3996.pdf>