ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ v Praze

FAKULTA STROJNÍ

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Odbor pružnosti a pevnosti

Diplomová práce

2020 **Bc. Hana Weineltová**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ v Praze

FAKULTA STROJNÍ

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Odbor pružnosti a pevnosti

Bc. Hana Weineltová

Snímač rozdílového kroutícího momentu pokusné turbíny

Diplomová práce

Praha 2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Weineltová** Jméno: **Hana** Osobní číslo: **459671**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Aplikovaná mechanika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Snímač rozdílového kroutícího momentu pokusné turbíny

Název diplomové práce anglicky:

Test Turbine Differential Torque Sensor

Pokyny pro vypracování:

1) Rešerše problematiky měření kroutícího mementu
2) Analýza stávajícího návrhu prvku pro měření rozdílového kroutícího momentu zkušební turbíny
3) Návrh měřícího členu s ohledem na požadované parametry
4) Zhodnocení navržené varianty

Seznam doporučené literatury:

[1] Schicker, R.; Wegener G.: Measuring Torque Correctly, ISBN 3-00-009015-0 Herausgeber Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 2002.
[2] Abaqus Analysis User's Manual

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Karel Doubrava, Ph.D., odbor pružnosti a pevnosti FS

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

Datum zadání diplomové práce: **22.04.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Karel Doubrava, Ph.D.	doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

23. 6. 2020
Datum převzetí zadání

Podpis studentky

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Snímač rozdílového kroutícího momentu pokusné turbíny“ vypracovala samostatně pod vedením Ing. Karla Doubravy Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze, 7. srpna 2020

Bc. Hana Weineltová

Poděkování

Na tomto místě bych ráda poděkovala panu Ing. Karlu Doubravovi Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Mé poděkování dále patří mým spolužákům, kamarádům, díky kterým byla studijní léta také zábavou a na které jsem se mohla vždy spolehnout. V neposlední řadě mé velké díky patří mým nejbližším, rodině - především rodičům, kteří mne ve studiu podporovali za jakékoli situace.

Anotace

Diplomová práce se věnuje metodám snímání krouticího momentu. Jsou probrány nejběžnější metody měření a větší pozornost je věnována měření s použitím odporových tenzometrů. V praktické části je popsán postup návrhu měřicího prvku pro snímání rozdílového krouticího momentu pokusné turbíny zahrnující optimalizaci navržené geometrie.

Abstract

This master thesis analyses methods of measuring torque. It discuses the most common methods, and focuses especially on resistance strain gauges. The process of designing the unit that measures the differential torque of the test turbine, as well as the optimization of the design geometry, is described in the practical part of the thesis.

Klíčová slova

Snímač, krouticí moment, měření krouticího momentu, tenzometr, odporové tenzometry, kompenzace teploty, návrh měřicího prvku snímače, MKP model, optimalizace geometrie, Abaqus, Matlab

Keywords

Sensor, torque, torque measuring, strain gauge, resistance strain gauges, temperature compensation, measuring element design, FEM modelgeometry optimisation, Abaqus, Matlab

Obsah

Úvod **1**

1 Měření krouticího momentu **2**

1.1 Výpočet z elektrického výkonu 3

1.2 Měření reakční síly na rameni páky 3

1.3 Převodníky reakčního krouticího momentu 4

1.4 Přímé snímače krouticího momentu 5

1.5 Měření krouticího momentu tenzometry 5

2 Odporové tenzometry **8**

2.1 Fyzikální podstata tenzometru 9

2.2 Kompenzace teploty 11

2.3 Další parazitní vlivy 13

3 Současný stav snímače krouticího momentu **16**

3.1 Návrh provedení snímače od VZLÚ 16

3.2 Požadavky na snímač krouticího momentu 19

3.3 Namáhání snímače 20

4 Návrh snímače krouticího momentu **22**

4.1 MKP model 22

4.2 Návrhy geometrie membrány 29

4.2.1 Plné varianty membrány 29

4.2.2 Varianty s paprsky 35

4.2.3 Shrnutí navržených variant 42

5 Optimalizace geometrie membrány snímače **45**

5.1 Optimalizační parametry 45

5.2 Optimalizační funkce 46

5.3 Cílová funkce 48

5.4 Minimalizace cílové funkce 49

5.5 Varianta s optimalizovanými rozměry 52

6 Konečný návrh měřicího členu 54

6.1 Materiál měřicího prvku 55

6.2 Instrumentace tenzometry 57

6.3 Získávání momentu z deformace 60

6.4 Zhodnocení konečného návrhu 62

6.4.1 Cyklické namáhání 63

6.4.2 Vlastní frekvence 63

Závěr 65

Literatura 67

Přílohy 72

Úvod

Předmětem diplomové práce je analýza snímání krouticího momentu. Tato problematika je nezanedbatelnou součástí oboru experimentální pružnosti a pevnosti. Ve strojírenské praxi je takřka nemožné vyhnout se součástem, které by nebyly krouticím momentem zatíženy. Nejedná se pouze o rotující součásti jako jsou hřídele v turbínách či automobilech, ale týká se to také například šroubových spojení. Znalost hodnoty krouticího momentu je pak nepostradatelná při dimenzování strojních součástí, nebo při získávání dalších fyzikálních veličin.

Existuje nespočet metod, jak lze krouticí moment měřit a každý způsob je vhodný pro jiné aplikace. Aby byly přiblíženy nejběžnější způsoby snímání krouticího momentu, jsou úvodní kapitoly věnovány tomuto tématu.

Zadání této práce vzniklo na základě požadavku Výzkumného a zkušebního leteckého ústavu (VZLÚ). Na konci roku 2020 bude v laboratořích tohoto ústavu uvedena do provozu pokusná turbína, do které je možné instalovat snímač rozdílového krouticího momentu. Cílem práce je navrhnout podobu měřicího členu snímače tak, aby splnil zadané parametry a zároveň bylo možné návrh realizovat. Samotnému návrhu předchází seznámení se s funkcí stávajícího návrhu, díky tomuto kroku je pak možné vytvořit koncept, který bude nejlépe plnit svou funkci. Při návrhu se naskytne příležitost využít v praxi znalosti získané v teoretické části.

V závěrečných kapitolách bude zhodnoceno, zda navržená varianta splnila požadovaná kritéria. Téměř nikdy není možné navrhnout strojní součást tak, aby nedisponovala žádnými negativními vlastnostmi. Ve zhodnocení budou vedle kladných vlastností navržené varianty diskutovány i nevýhody, který návrh přináší.

1 Měření krouticího momentu

Moment síly M při působení na těleso vyvolá jeho úhlové zrychlení α dané vztahem (1.1), případně způsobí deformaci tělesa.

$$\alpha = \frac{d^2\Phi}{dt^2} \tag{1.1}$$

Kde

Φ ... úhel natočení [rad]

Při pohybu tělesa kolem pevné osy je moment definován vztahem

$$M = Fr \tag{1.2}$$

Kde

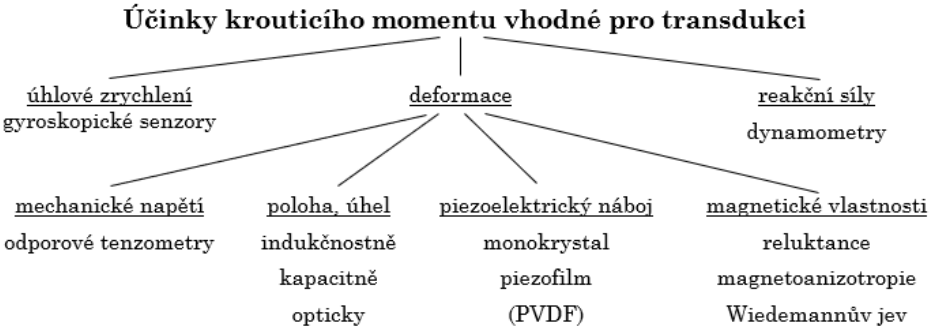
M ... moment síly [Nm]

F ... síla [N]

r ... rameno síly [m]

V dnešním vysoce mechanizovaném světě se točivý moment řadí mezi nejdůležitější měřené veličiny, neboť v kombinaci s rychlostí otáček hřídele umožňuje výpočet mechanického výkonu. [11]

Měření momentu se provádí nepřímo, měří se příčiny vzniku momentu nebo jeho účinky. Měřit příčiny vzniku krouticího momentu je nevýhodné z hlediska nerespektování ztrát při přenosu momentu k zátěži. Tyto metody tedy slouží k orientačním odhadům a v praxi se měří účinky momentu. [5]



Obrázek 1.1: Přehled účinků krouticího momentu [5]

Na Obrázku 1.1 jsou účinky krouticího momentu, které je možné měřit a využívají se pro realizaci senzorů. Ze schématu je patrné, že většina senzorů snímá deformační účinky krouticího momentu. [5]

1.1 Výpočet z elektrického výkonu

Krouticí moment je možné vypočítat z elektrického výkonu a otáček pomocí vztahu.

$$M = \frac{P}{\omega} \tag{1.3}$$

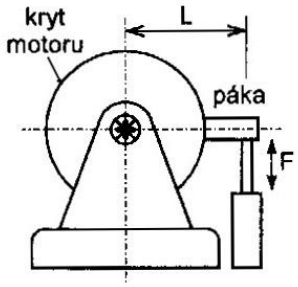
Kde $\omega = \dfrac{\pi \cdot n}{30}$

P	...	výkon	[W]
ω	...	úhlová rychlost	$[\mathrm{rad} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$
n	...	otáčky	$[\mathrm{min}^{-1}]$

Při takovémto získávání momentu však vznikají relativně velké chyby. Výhodou této metody je skutečnost, že není potřeba žádného mechanického zásahu do hnací soustavy, přesto je tato metoda vhodná pouze v omezeném rozsahu a nelze ji použít, pokud je informace o krouticím momentu potřebná v souvislosti s jiným členem mechanické soustavy. [11]

1.2 Měření reakční síly na rameni páky

Senzory měřící reakční sílu krouticího momentu využívají principu třetího Newtonova zákona, totiž rovnosti krouticího a reakčního momentu. Tato metoda často slouží ke stanovení výkonu. V ideálním případě se krouticí moment rotoru rovná opačnému momentu, který působí na stator a kryt motoru. Na Obrázku 1.2 je zobrazena konfigurace měření. [5] [11]



Obrázek 1.2: Schéma konfigurace měření [5]

Skříň motoru, či jiného otáčivého zařízení, je pomocí kuličkových ložisek uložena ke stojanu a přes páku délky L připojena k senzoru síly. Senzor snímá velikost síly F_R, která odpovídá reakčnímu momentu M_R statorových částí stroje.

$$M_R = F_R \cdot L \tag{1.4}$$

1.3 Převodníky reakčního krouticího momentu

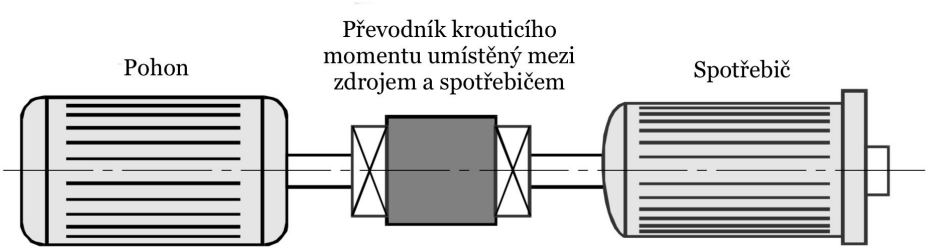
Převodníky reakčního krouticího momentu měří reakční krouticí moment přenášený na základ nebo jakýkoli jiný pevný prvek soustavy. Tyto převodníky kombinují v jednom zařízení funkce ložiska a snímače síly popsaného v odstavci 1.2. Snímač je tvořen dvěma montážními přírubami, z nichž jedna je spojena s pevnou konstrukční částí a druhá s rotační částí. Při rotaci vznikají mezi přírubami smykové síly, které jsou měřeny pomocí tenzometrů umístěných na deformačním členu. Podrobné provedení snímače se liší podle velikosti a typu převodníku, obvykle jsou tenzometry uspořádány pod úhlem 45° k ose otáčení, protože v rovině pod tímto úhlem se nachází hlavní napětí. [11] [3]

Výhodami přírubového provedení snímače jsou jeho extrémně nízká vestavná délka a vysoká odolnost vůči přetížení i parazitním vlivům. Použití takovéhoto senzoru je dále výhodné díky možnosti průchodu hřídele středem senzoru. To umožňuje provoz zařízení při měření momentu. [3] [2]

1.4 Přímé snímače krouticího momentu

Dynamické měření patří s měřením reakčního momentu mezi dvě hlavní metody měření krouticího momentu. Pokud je třeba spolu s momentem měřit také zrychlení, využívá se místo měření reakčního momentu přímé měření. Tato metoda je známá jako in-line měření krouticího momentu. [11] [1]

Přímého měření krouticího momentu je dosaženo umístěním snímače krouticího momentu mezi komponenty přenášející krouticí moment. Na Obrázku 1.3 je zobrazen princip, jakým funguje rotační převodník krouticího momentu. Tato metoda umožňuje montáž snímače přímo na hnací linku nebo pomocí spojek co nejblíže k místu, kde je požadováno měření krouticího momentu. [1]

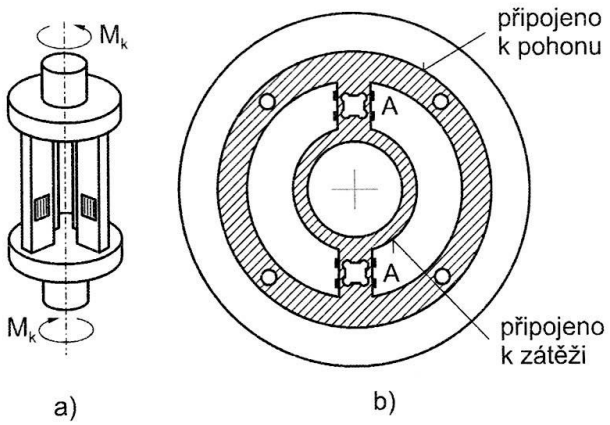


Obrázek 1.3: Princip rotačního převodníku krouticího momentu [11]

Měřený signál je možné získat hydraulickým či pneumatickým principem, anebo převedením elastické deformace na změnu kapacity, indukčnosti, odporu, propustnosti nebo fáze. Dnes jsou deformace nejčastěji měřeny pomocí tenzometrů, které dosahují nejvyšší úrovně přesnosti a dynamické odezvy. [11]

1.5 Měření krouticího momentu tenzometry

Senzory měřící krouticí moment pomocí tenzometrů snímají deformaci hřídele mezi motorem a zátěží nebo měří deformaci vloženého pružného členu, který je pro tyto účely speciálně tvarovaný. Na obr. 1.4 jsou k vidění provedení pružného členu. Křížový člen je výhodný pro snadné lepení tenzometrů, prstencový má pak výhodu odolnosti vůči parazitním deformacím. [5]



Obrázek 1.4: Provedení pružných členů a) Křížový b) Prstencový [5]

Hlavní rysy měření pomocí tenzometrů, které mají význam při měření krouticího momentu, jsou vynikající vlastnosti z pohledu linearity, hystereze a reprodukovatelnosti. Zanedbatelná hmotnost tenzometrů umožňuje vysoké frekvence zkoumaných procesů. Z měření lze získat statické i dynamické momenty a tenzometry jsou vysoce stabilní i za přítomnosti vibrací. Tenzometry speciálně upravené pro minimální kolísání výstupního signálu při kolísání teploty mohou být použity v širokém rozmezí teplot. Krouticí moment lze měřit v kladném i záporném směru bez ohledu na otáčení hřídele. Pomocí měřicího můstku je možné kompenzovat i další rušivé vlivy, jakými jsou ohybové momenty, axiální síly, boční síly a rotační účinky. [11]

Měřicí těleso tvoří část rotující soustavy a je elasticky deformováno měřeným točivým momentem. Struktura převodníků momentu se může lišit formou přenosu signálu, ale také mechanickým provedením snímače. Základní rozdělení rozlišuje snímače na momentové hřídele, momentové náboje a momentové příruby. [11]

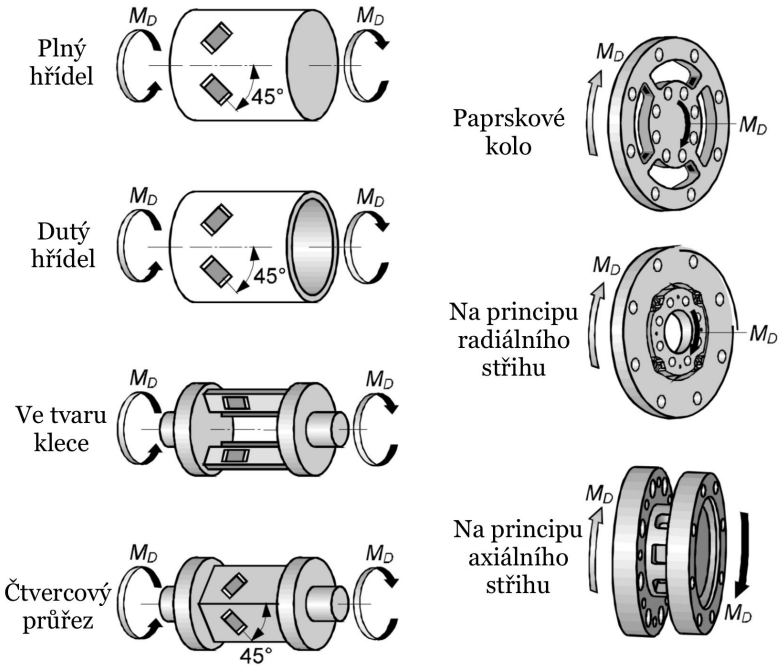
Měřicí tělesa mohou mít v podstatě libovolný tvar, nicméně musejí mít hladké povrchy, na nichž lze pomocí tenzometrů měřit namáhání vyvolané krouticím momentem. Často jsou používána měřicí tělesa s plným, dutým nebo čtvercovým průřezem. V případě použití takovýchto konstrukcí vytváří točivý moment pouze torzní napětí dané vztahem (1.5). Čtvercový průřez mimo snadné lepení tenzometrů umožňuje vysoké rozsahy měření momentu. U jiných tvarů měřicích těles (např. paprsky nebo klece) krouticí moment generuje lokální ohybové napětí. Takovéto tvary jsou

výhodné při nízkých hodnotách krouticího momentu, neboť nabízejí větší deformace spolu s větší tuhostí v ohybu. Na Obrázku 1.5 je zobrazen přehled v dnešní době nejpoužívanějších tvarů měřicích těles. [11] [9]

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \tag{1.5}$$

Kde

τ_K	...	smykové napětí	[Pa]
M_K	...	krouticí moment	[Nm]
W_K	...	modul průřezu v krutu	[m^3]

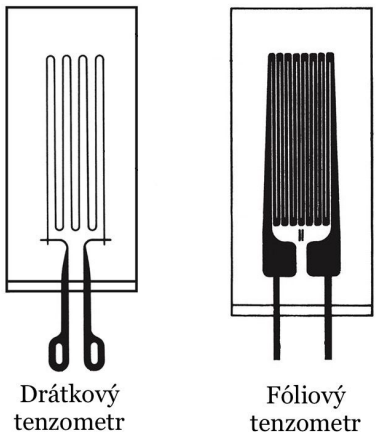


Obrázek 1.5: Přehled tvarů měřicích těles [11]

2 Odporové tenzometry

Měření pomocí tenzometrů předpokládá, že deformace měřeného objektu je bezeztrátově přenesena do tenzometru. To vyžaduje dobré spojení tenzometru s měřeným předmětem. Nejlepší spojení zajišťují lepené spoje. V téměř všech případech je toto možné pouze na volném povrchu měřeného objektu, ať už se jedná o dutinu či vnější povrch. Tenzometrické měření uvnitř hmoty měřeného objektu je možné ve speciálních případech, kdy je například tenzometr umístěn do plastových dílů již během výroby nebo u betonových konstrukcí, kam jsou tenzometry umisťovány během lití. [7]

Základní typy tenzometrů rozlišujeme podle materiálů, ze kterých jsou vyrobeny, na kovové a polovodičové. Kovové pak podle provedení dále dělíme na drátkové a fóliové viz Obrázek 2.1 . Měřicí mřížku drátkového tenzometru tvoří zpravidla konstantanový drátek o průměru 0,01 až 0,03 mm. Fóliové tenzometry mají měřicí mřížku z odleptané fólie o tloušťce 5 až 10 μm. Fóliové tenzometry mají lepší deformační vlastnosti a díky lepšímu odvodu tepla také příznivější tepelné vlastnosti oproti drátkovým tenzometrům. Další výhodou je jejich snadná hromadná výroba. [8] [4]



Obrázek 2.1: Kovové tenzometry [7]

Základní tenzometry měří deformaci pouze v jednom směru. Měření deformací v různých směrech umožňují tzv. tenzometrické růžice nebo též rozety. Ty jsou slo-

žené obvykle z 2 až 4 tenzometrů svírajících různé úhly (nejčastěji 45°, 60° nebo 90°) a při neznámé napjatosti umožňují určení hlavního napětí. [8] [4]

2.1 Fyzikální podstata tenzometru

Princip odporového tenzometru spočívá ve využití deformačních účinků síly nebo momentu, které způsobí změnu odporu snímače o ΔR z původní hodnoty dané vztahem (2.1).

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S} \tag{2.1}$$

Kde

R	...	elektrický odpor	[Ω]
ρ	...	měrný elektrický odpor	[Ωm]
l	...	délka vodiče	[m]
S	...	průřez vodiče	[m^2]

Běžné hodnoty elektrického odporu tenzometrů jsou 120 až 600 Ω. U velmi citlivých tenzometrů se hodnoty výjimečně mohou pohybovat v řádu tisíců ohmů. [4]

Dále je definována poměrná změna elektrického odporu vztahem (2.2).

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta l}{l} - \frac{\Delta S}{S^2} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \tag{2.2}$$

Při zatížení tahem, resp. tlakem platí pro poměrnou změnu průřezu vztah (2.3).

$$\frac{\Delta S}{S} = -2\nu \frac{\Delta l}{l} \tag{2.3}$$

Kde

ν	...	Poissonovo číslo [1]

Vztah (2.2) lze tedy přepsat do tvaru (2.4).

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta l}{l} + 2\nu \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{\Delta l}{l} \left(1 + 2\nu + \frac{\frac{\Delta \rho}{\rho}}{\frac{\Delta l}{l}} \right) \tag{2.4}$$

Výraz v závorce je označován jako součinitel deformační citlivosti vodiče k. Pak lze tedy vztah (2.4) zjednodušit na (2.5).

$$\frac{\Delta R}{R} = k\frac{\Delta l}{l} = k\epsilon \tag{2.5}$$

Součinitel k tedy definuje vztah mezi poměrnou změnou elektrického odporu $\frac{\Delta R}{R}$ a poměrnou změnou délky vodiče tenzometru $\frac{\Delta l}{l}$, která byla způsobena deformací povrchu, na němž je tenzometr nalepen. Pro součinitel deformační citlivosti k platí dále vztah (2.6).

$$k = 1 + 2\nu + \pi_i E_d \tag{2.6}$$

Kde

π_i ... podélný piezorezistenční součinitel

E_d ... modul pružnosti materiálu vodiče

Kovové tenzometry mají typickou hodnotu součinitele deformační citlivosti $k \cong 2$, avšak tato hodnota se může lišit podle materiálu vodiče. [8] [4]

Díky rozměrům tenzometru je deformace omezena na deformaci způsobenou jednoosou napjatostí popsanou Hookovým zákonem (2.7). [8]

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \tag{2.7}$$

Kde

σ	...	mechanické napětí	[Pa]
E	...	Youngův modul pružnosti v tahu	[Pa]
ε	...	poměrné prodloužení	[1]

U běžného rozsahu měření ($\varepsilon = 10^{-5}$ až 10^{-3}) se změny odporu kovových tenzometrů pohybují v řádu jednotek až stovek mΩ a nelze takto malé hodnoty měřit přímo například ohmmetrem. Pro měření takovýchto odporů jsou zapotřebí stabilní a citlivé elektrické obvody. Vstupní obvod je nejčastěji realizován pomocí Wheatstonova můstku napájeného stejnosměrným či střídavým napětím, výstupní napětí je pak zesíleno pomocí operačních zesilovačů. Tenzometr je tedy součástí měřicího systému, který umožňuje přesné stanovení změny odporu tenzometru. [8] [7]

2.2 Kompenzace teploty

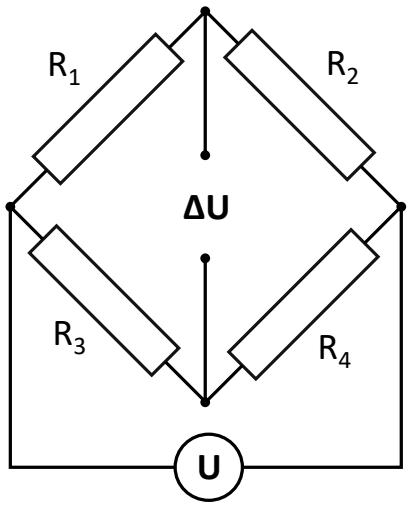
Odpor tenzometrů závisí na teplotě, a proto je třeba tuto závislost kompenzovat. To je možné například použitím samokompenzačních tenzometrů.

Teplotní samokompenzace lze dosáhnout dodržením určitých výrobních postupů, díky kterým je minimalizována teplotní odezva tenzometru. Při výrobě je možné změnit součinitel deformační citlivosti měřicí mřížky přidáním legujících přísad do konstantanu a dalším tepelným zpracováním. [7]

Tato skutečnost by měla zajišťovat minimální změnu odporu při změně teploty, výrobce však určuje teplotní rozsah, při kterém je zaručena udávaná přesnost měření. Obvykle hodnoty teplot bývají v rozmezí -20 až +60°C, speciálně to pak mohou být hodnoty mezi -20 až +220°C. Dále je možné kompenzaci dosáhnout vhodným technologickým zpracováním vodiče před výrobou tenzometru. I v tomto případě výrobce uvádí použitelný rozsah teplot. [8] [4]

Dalšími důležitými hodnotami teplot je tzv. bezpečný teplotní rozsah. V tomto rozsahu teplot je zajištěno používání tenzometru bez hrozby nevratných změn metrologických vlastností. [4]

Nejčastější způsob kompenzace teploty je zapojení tenzometrů do již zmíněného Wheatstonova můstku viz Obrázek 2.2. [8]



Obrázek 2.2: Wheatstonův můstek

Aby byl můstek v rovnováze, tedy $\Delta U = 0$, musí platit rovnost (2.8)

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3 \tag{2.8}$$

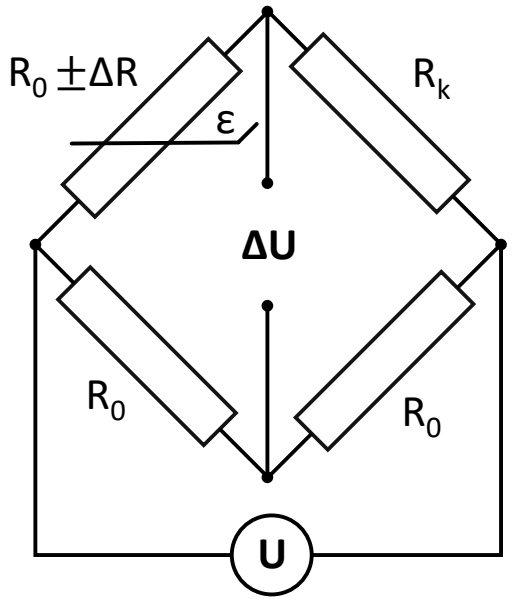
Tenzometry jsou v můstkovém zapojení voleny podle rovnosti (2.9).

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_0 \tag{2.9}$$

Kde

R_0 ... odpor měřicího tenzometru bez namáhání [Ω]

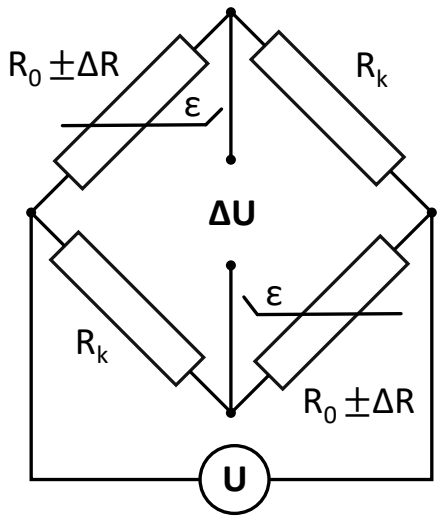
Pokud je měřicí tenzometr R_0 zapojen místo odporu R_1, hovoříme o tzv. čtvrtmůstku a pro kompenzaci teploty je použit kompenzační tenzometr R_k. Měřicí i kompenzační tenzometr mají shodné parametry a jsou umístěny ve stejných podmínkách. Kompenzační tenzometr je zapojen místo odporu R_2 nebo R_3, což vyplývá z rovnice (2.8). Zapojení kompenzačního a měřicího tenzometru je na Obrázku 2.3. [8]



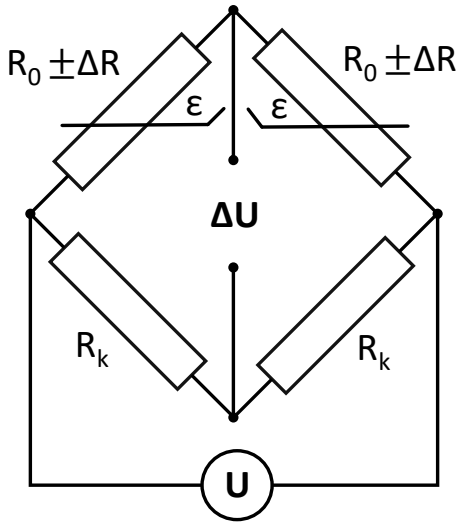
Obrázek 2.3: Zapojení kompenzačního a měřicího tenzometru

Použitím dvou měřicích tenzometrů při měření se citlivost zdvojnásobí a zapojení se nazývá půlmůstek. U takovéhoto zapojení mohou být tenzometry zapojeny místo

odporů R_1 a R_4 z obr. 2.2 a jsou tedy namáhány souhlasně. Dva kompenzační tenzometry pak musí být zapojeny do opačných větví můstku viz Obrázek 2.4. V druhém případě jsou měřicí tenzometry namáhány nesouhlasně, jeden na tah a druhý na tlak. V takovémto případě musejí být měřicí tenzometry zapojeny v sousedních větvích můstku viz Obrázek 2.5. [8]



Obrázek 2.4: Zapojení shodně namáhaného kompenzačního tenzometru



Obrázek 2.5: Zapojení opačně namáhaného kompenzačního tenzometru

Pro zapojení tvz. plného můstku je zapotřebí zapojení čtyř tenzometrů, z nichž dva jsou namáhané na tah a zbylé dva na tlak. V takovém případě se citlivost oproti čtvrtmůstku zvětší čtyřnásobně a vliv teploty se neprojeví na výstupním napětí ΔU. [8]

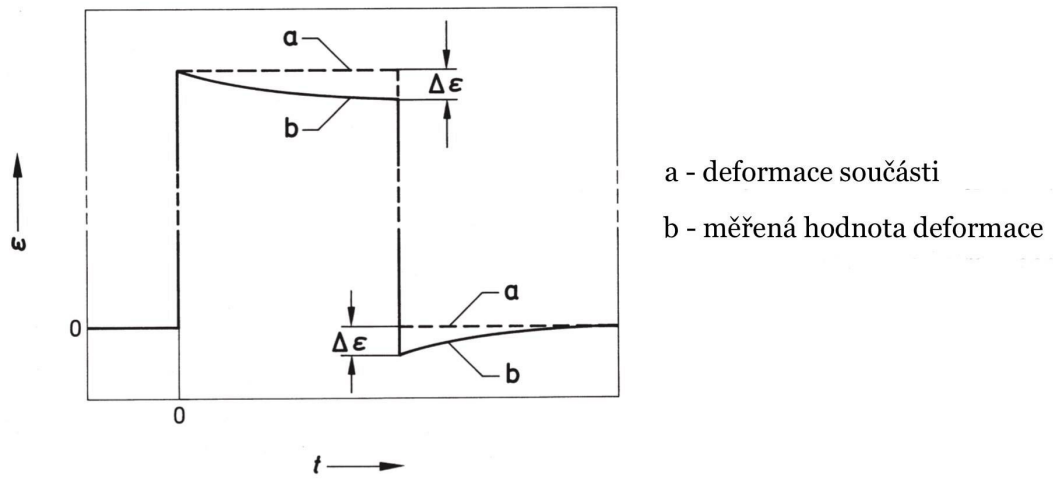
2.3 Další parazitní vlivy

Kromě vlivu teploty jsou i další faktory, které mají vliv na přesnost měření pomocí tenzometrů. Pro dosažení přesných výsledků je třeba brát na tyto faktory zřetel a kompenzovat je.

Mimo teplotu je hlavní příčinou vzniku nestabilit při měření vlhkost vzduchu. Změna vlhkosti vzduchu při měření způsobí nekontrolovatelné změny v nulovém

bodě. Dále může být ovlivněna citlivost tenzometrů. Při navlhnutí tenzometru a spoje s měřeným materiálem se mění izolační vlastnosti lepidla a může dojít k roztažení či smrštění nosiče mřížky či lepidla. V krajním případě může dojít k poškození lepeného spoje v takové míře, že se tenzometr může částečně či úplně odlepit. Vlhkost pak dále může způsobit korozi tenzometru. Vlivu vlhkosti se předchází užitím materiálů, které absorbují vlhkost v co nejmenším množství, a vhodnou izolací tenzometrů. Po instalaci tenzometrů na kov se v dnešní době používají přípravky, které eliminují vliv vlhkosti na měření. [7]

Dalším parazitním vlivem při tenzometrickém měření je tečení neboli creep tenzometrů. Při statickém namání tenzometru se i navzdory neměnnému zatížení mění odpor. Proces je ukázán na obrázku 2.6. Tento proces se odehrává na relativně malé oblasti zejména u záhybů měřicí mřížky, má proto větší vliv na krátké mřížky než na dlouhé mřížky. Parametrů, které ovlivňují tečení je celá řada od průřezu měřicí mřížky, počtu meandrů tenzometru, typu lepidla a nosného materiálu až po čas měření, teplotu a vlhkost. Nepříznivý vliv creepu lze kompenzovat užitím vhodného lepidla, materiálu deformačního prvku či užitím tenzometrů, které „tečou“ opačným směrem než základní materiál. [7]



Obrázek 2.6: Princip creepu [7]

Důležitým faktorem pro přesné měření je optimální tvar deformačního členu, na kterém jsou tenzometry umístěny. Je třeba volit takový tvar deformačního členu,

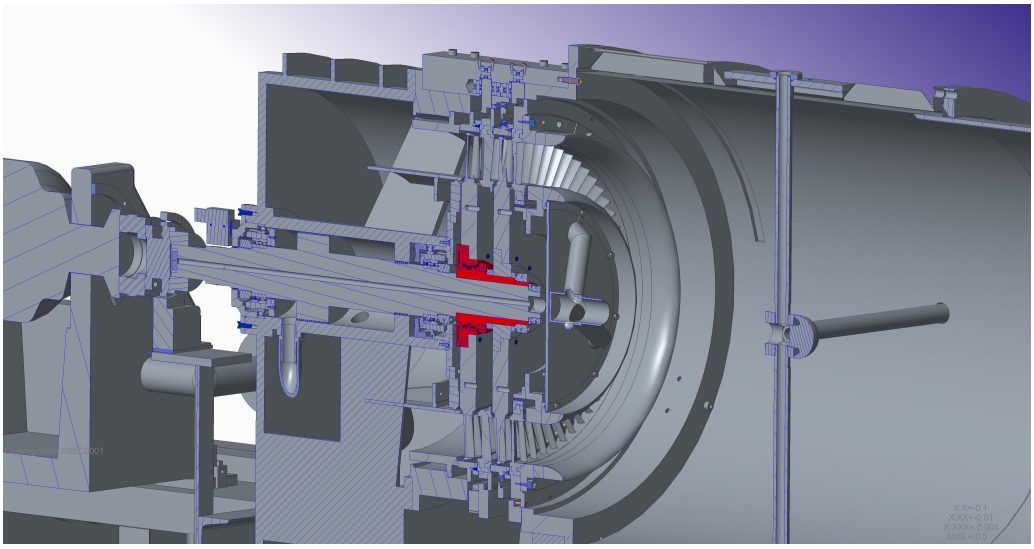
kterým je docíleno lineárního převodu síly na povrchovou deformaci v místě nalepení tenzometrů. [4]

Dále při tenzometrickém měření hraje roli materiál deformačního členu. Materiál by měl vykazovat minimální hysterezi (závislost deformace nejen na napětí, ale i na předchozím stavu zatěžování), minimální dopružování (vymizení deformace až po určitém čase od odlehčení) a jeho modul pružnosti v tahu by měl být lineárně závislý na teplotě, stálý a izotropní. Materiál by měl dále mít vysokou hodnotu meze kluzu a velkou dynamickou pevnost. [4]

Neopomenutelnou roli hraje, jak již bylo zmíněno, funkce lepidla. To musí zajistit trvalý přenos deformací měrného členu na tenzometr beze ztrát. Další funkcí lepidla je elektrická izolace mezi vývody tenzometru a deformačním členem. [4]

3 Současný stav snímače krouticího momentu

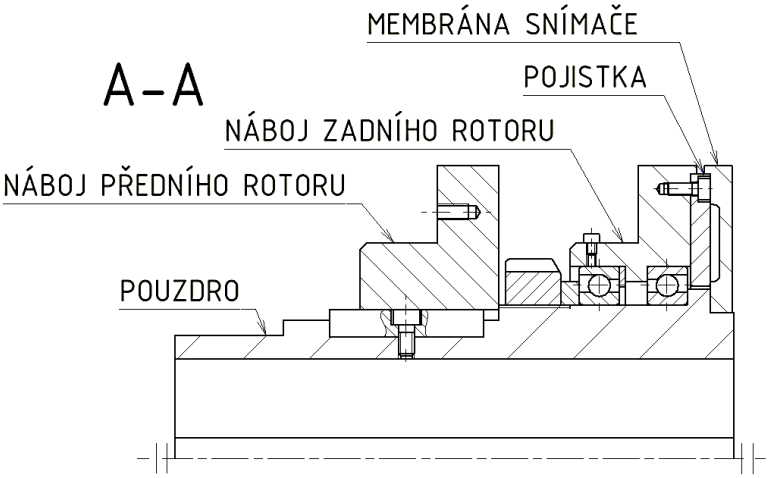
Snímač krouticího momentu je navrhován na základě požadavků Výzkumného a zkušebního leteckého ústavu (VZLÚ), který chce měřit rozdílový krouticí moment dvou rotorů zkušební turbíny. Turbína by měla být uvedena do provozu ke konci roku 2020. Na Obrázku 3.1 je zobrazeno schéma turbíny s červeně vyznačeným zařízením pro snímání rozdílového krouticího momentu.



Obrázek 3.1: Schéma turbíny

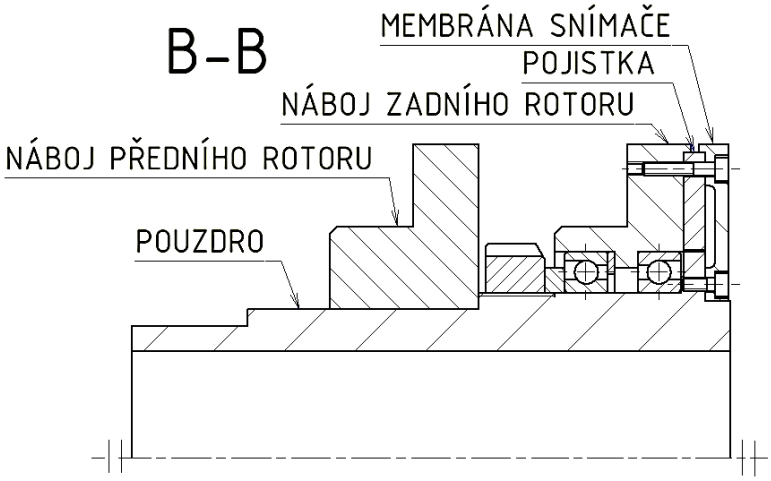
3.1 Návrh provedení snímače od VZLÚ

Prvotní návrh konstrukce snímače krouticího momentu byl vytvořen na VZLÚ panem Dr. Martinem Němcem. Konstrukce snímače je tvořena pouzdrem, které je možné navléknout na hřídel turbíny. Schéma návrhu je zobrazeno na Obrázku 3.2.



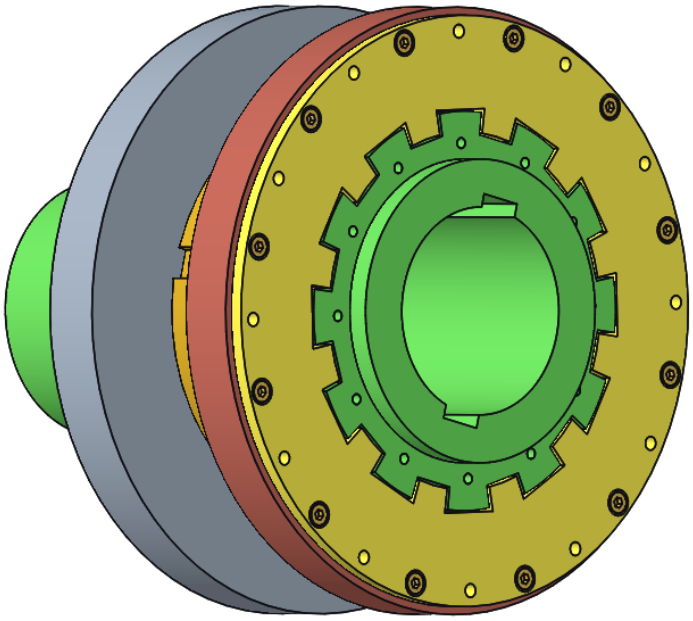
Obrázek 3.2: Schéma návrhu snímače krouticího momentu

Krouticí moment je přenášen od náboje zadního rotoru přes membránu snímače, která je s nábojem pevně spojena pomocí 12 šroubů. Šroubové připojení membrány je zobrazeno v přidaném pohledu na Obrázku 3.3 pootočeném vůči Obrázku 3.2 o 15 °. Dále je membrána šroubově spojena s pouzdrem, které pomocí spoje těsným perem unáší náboj předního rotoru. Membrána tedy přenáší krouticí moment ze zadního rotoru na přední a podléhá deformaci v důsledku namáhání. Pro zajištění přenosu momentu pouze prostřednictvím membrány je umožněna rotace náboje zadního rotoru vůči pouzdru pomocí kuličkových ložisek.



Obrázek 3.3: Schéma návrhu snímače krouticího momentu - řez B-B

Mezi nábojem zadního rotoru a membránou je umístěna pojistka, která zabraňuje deformaci membrány nad přípustnou hodnotu, která by vedla k poškození snímače či dalších součástí turbíny v případě neočekávaného přetížení jednoho z rotorů. Pojistka je šroubově spojena s nábojem zadního rotoru. Mezi pojistkou a pouzdrem je tvarový spoj s vůlemi viditelný na prostorovém modelu na Obrázku 3.4. Membrána je v modelu neviditelná pro možnost zobrazení tvarového spoje pojistky (žlutá barva) s pouzdrem (zelená barva). V případě, že úhel natočení mezi nábojem zadního rotoru a pouzdrem překročí hodnotu 1 °, dojte k opření pojistky o drážky pouzdra a membrána nebude dále zatěžována.



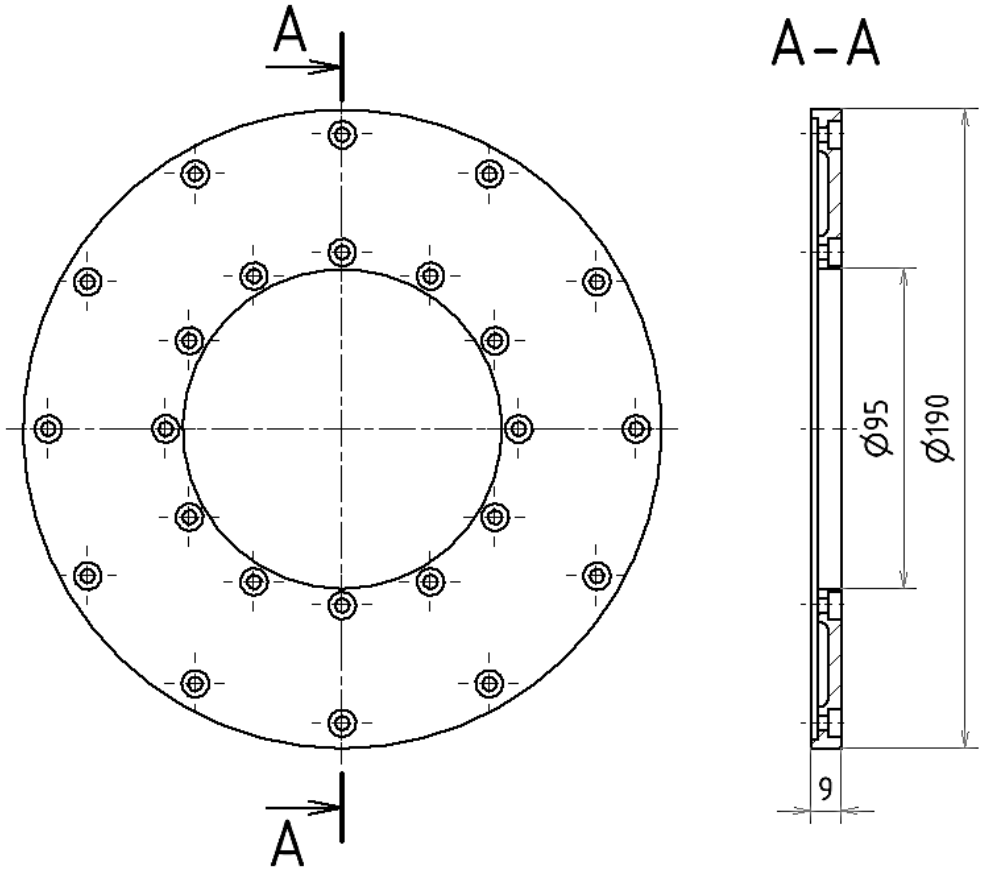
Obrázek 3.4: Prostorový model návrhu snímače

Tento návrh předpokládá variantu osazení membrány tenzometry, které budou měřit její deformaci. Signál naměřený tenzometry je třeba přivést do vysílací jednotky. Ta bude umístěna na jednom z konců rotujícího hřídele spolu s napájením. Vedení vodičů je plánováno od membrány skrze drážku pro pero v pouzdře snímače (viditelnou na obr. 3.4) a dále do hřídele turbíny, ve kterém pro tento účel bude vyvrtaná dutina.

3.2 Požadavky na snímač krouticího momentu

Prvním požadavkem na snímač krouticího momentu je jeho provozuschopnost při otáčkách $n = 7\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$. Zkušební turbína je však schopná provozu až do otáček $n = 16\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$, proto by byla přínosná provozuschopnost při co nejvyšších otáčkách. Tato vyšší hodnota otáček však není nutným požadavkem na snímač.

Dále je kladen požadavek na maximální zástavbové rozměry snímače. Celkové rozměry zkušební turbíny jsou již navrženy, a není proto možné tyto rozměry překročit. Schéma měřicí membrány je i s vnějšími rozměry na Obrázku 3.5



Obrázek 3.5: Schéma měřicí membrány

Vnější rozměr prostoru kolem snímače je v axiálním směru $8,5$ mm k dalšímu prvku soustavy, proto zde není více prostoru. V radiálním směru je možné membránu zvětšit až na průměr $d = 210$ mm. S tímto zásahem by však souvisela také úprava rozměrů nábojů rotorů v radiálním směru.

Pro navrhovanou konstrukci snímače by bylo zapotřebí měřicí membránu snímače osadit tenzometry. Z tohoto hlediska je nutné zajistit geometrii povrchu, co se týče rozměrů a dostatečné hladkosti povrchu, na kterou bude možné tenzometry umístit. Dále je třeba zajistit dobrý přístup na místa, na která budou tenzometry lepeny. Při špatné instrumentaci tenzometrů v důsledku nedostatku prostoru pro manipulaci při lepení pak tenzometry nebudou správně plnit svou funkci.

3.3 Namáhání snímače

Navrhovaný snímač bude zatížen krouticím momentem, jehož maximální velikost se pro variantu do otáček 7 000 min^{-1} předpokládá 250 Nm při 2 000 min^{-1} (dále označeno jako zátěžný stav 1) a s rostoucími otáčkami lineárně klesá. Při 7 000 min^{-1} tedy krouticí moment dosahuje hodnoty 75 Nm (zátěžný stav 2). Vyššího momentu než uvedených 250 Nm dosaženo nebude, protože roztáčení turbíny bude probíhat v odlehčeném stavu a snímač bude aktivní až od zmíněných 2 000 min^{-1}. Hodnoty jsou pro přehlednost uvedeny v Tabulce 1.

Tabulka 1: Hodnoty krouticích momentů při otáčkách do 7 000 min^{-1}

	otáčky [min^{-1}]	krouticí moment [Nm]
Stav 1	2 000	250
Stav 2	7 000	75

U vysokootáčkové varianty je předpokládána hodnota krouticího momentu 200 Nm při 5 000 min^{-1} (zátěžný stav 3) a lineárně klesají na 60 Nm při zmíněných 16 000 min^{-1} (zátěžný stav 4). Hodnoty jsou opět uvedeny v Tabulce 2.

Tabulka 2: Hodnoty krouticích momentů při otáčkách do 16 000 min^{-1}

	otáčky [min^{-1}]	krouticí moment [Nm]
Stav 3	5 000	200
Stav 4	16 000	60

Dále je snímač zatěžován odstředivou silou od vlastní tíhy, která pochopitelně roste s rostoucími otáčkami.

Rozsah teploty je při provozu předpokládán mezi 0 a 20°C. Takovýto teplotní rozdíl nezpůsobí výraznou deformaci snímače, proto v uvedených výpočtech nebude uvažován.

4 Návrh snímače krouticího momentu

V prvotní fázi byl proveden výpočet varianty navržené VZLÚ. Pro návrh snímače krouticího momentu bylo využito výpočtů napětí, deformací a posuvů metodou konečných prvků v softwaru Abaqus.

4.1 MKP model

V programu Abaqus CAE byla nejprve vytvořena součást jako deformovatelné 3D těleso. Přestože byl k dispozici CAD model navržené membrány a součást bylo možné importovat do MKP modelu ve formátu .step, byla součást vytvořena v modulu Part pro možné další úpravy.

Materiálové vlastnosti byly pro výpočty zvoleny hodnoty běžné konstrukční oceli, viz Tabulka 3.

Tabulka 3: Hodnoty materiálových charakteristik

Hustota	[t/mm^3]	$7.9 \cdot 10^{-9}$
Youngův modul	[MPa]	$2,1 \cdot 10^5$
Poissonovo číslo	[1]	$0,3$

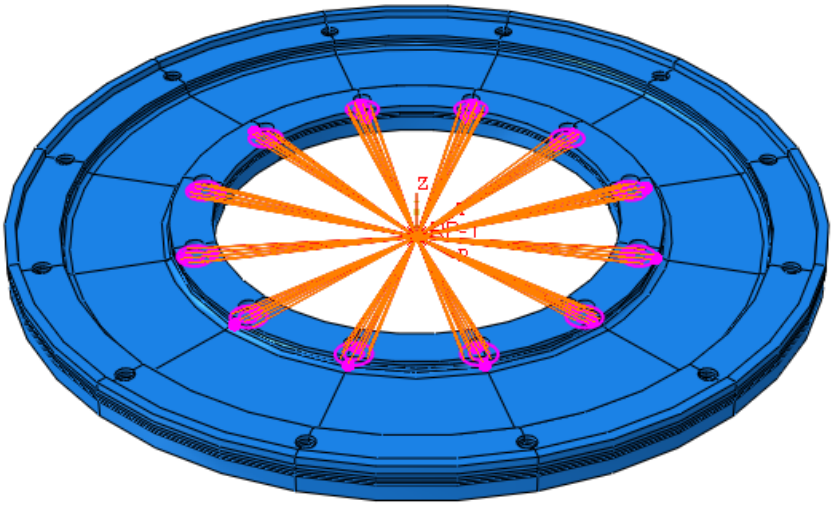
S ohledem na geometrii a zatěžování snímače byl v modelu zaveden cylindrický souřadný systém s počátkem shodným s počátkem globálního souřadného systému a osou z v axiálním směru snímače.

Pro možnost simulace zatížení krouticím momentem byl do modelu přidán referenční bod umístěný do počátku souřadného systému. V modulu „Interaction“ byla definována kinematická podmínka chování referenčního bodu a součásti. Podmínka byla definována pomocí funkce „Constraint“, konkrétné „Coupling“, který omezuje veškerý relativní pohyb referenčního bodu vůči snímači.

Typ kinematické okrajové podmínky „Coupling“ umožňuje spojení referenčního uzlu s tzv. vazebnými uzly. Vazebné uzly jsou vybrány automaticky po vybrání povrchu. Vazba coupling je užitečná, je-li skupina uzlů omezena na pohyb jednoho uzlu

tuhého tělesa. Tato vazba může dobře posloužit pro aplikování zatížení či okrajových podmínek na model. [12]

Jako „Control points“ vazby byl zvolen zmiňovaný referenční bod a jako „Surface“ vybrány dosedací plochy děr pro šrouby na vnitřním průměru snímače. Touto podmínkou je také zamezeno deformaci vnitřních děr pro šrouby vůči sobě. V reálu bude v těchto místech snímač připevněn k pouzdru, u něhož nejsou v MKP modelu uvažovány deformace, neboť jsou oproti deformaci snímače zanedbatelné. Zadefinovaná vazba „Coupling“ je zobrazena na Obrázku 4.1.



Obrázek 4.1: Definice vazby Coupling

Aby bylo možné simulovat zátěžné stavy 1 a 2, byly definovány dva výpočetní kroky v modulu „Step“. Oba jsou vytvořeny jako typ „Static, General“. Další specifikace zůstaly ponechány v defaultním nastavení kromě hodnoty „Initial increment size“. Ta byla změněna na hodnotu $0,1$ u obou kroků.

V záložce pro definici zatížení byl modelován krouticí moment a rotace. Pro formulaci momentu je v nabídce typů zatížení možnost „Moment“. Působištěm krouticího momentu byl vybrán již zmíněný referenční bod. Velikost krouticího momentu byla zadána ve dříve zvoleném cylindrickém souřadném systému - tedy v kladném směru axiální osy. Na konci prvního kroku je nasimulován zátěžný stav 1 uvedení snímače do provozu po odlehčeném stavu, ve kterém probíhá roztáčení turbíny, am-

plituda krouticího momentu je tedy formulována jako „Ramp“ - nulové zatížení v čase 0 lineárně se zvětšující na 100 % zatížení v čase 1 .

Ve druhém kroku byla modelována změna zatížení ze stavu 1 do stavu 2, hodnota amplitudy zatížení byla proto zadána pomocí tabulky hodnot. Hodnota krouticího momentu stavu 2 odpovídá 30 % z počáteční hodnoty ve stavu 1. Zadané hodnoty jsou zobrazeny v Tabulce 4.

Tabulka 4: Amplituda krouticího momentu

Čas	Amplituda	Velikost zatížení [Nmm]
0	1	250 000
1	0.3	75 000

Modelování zatížení od rotace bylo vytvořeno obdobně jako zatížení krouticím momentem. Typ zatížení byl vybrán „Rotational body force“ a oblast působení rotace je celá modelovaná součást. Osu rotace představuje axiální osa cylindrického souřadného systému, což odpovídá ose y v originálním globálním souřadném systému. V modelu byla osa vybrána pomocí souřadnic 2 bodů v globálním souřadném systému - konkrétně body $[0; 0; 0]$ a $[0; 10; 0]$.

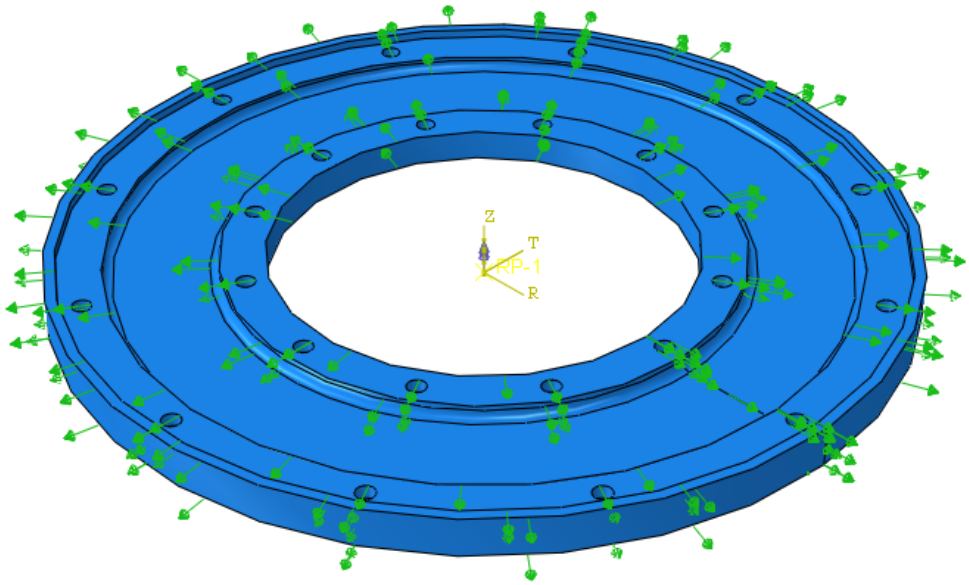
V prvním kroku je dosaženo hodnoty otáček 2 000 min^{-1}, software Abaqus však vyžaduje hodnoty otáček v rad/čas. Pro tento případ je to tedy hodnota 209 rad/s. Amplituda zatížení v tomto kroku byla definována stejně jako v případě momentu lineárně od nulové hodnoty.

Zatížení od rotace na rozdíl od momentu v provozu dále roste a jeho hodnota byla také definována tabulkou hodnot. Z původních 209 rad/s vzrostou otáčky na 7 000 min^{-1}, převedeno na zadávané jednotky 733 rad/s. Tato hodnota odpovídá 3,5 násobku původní hodnoty. Zadaná tabulka amplitudy zatížení od rotace je přepsána do Tabulky 5.

Tabulka 5: Amplituda zatížení od rotace

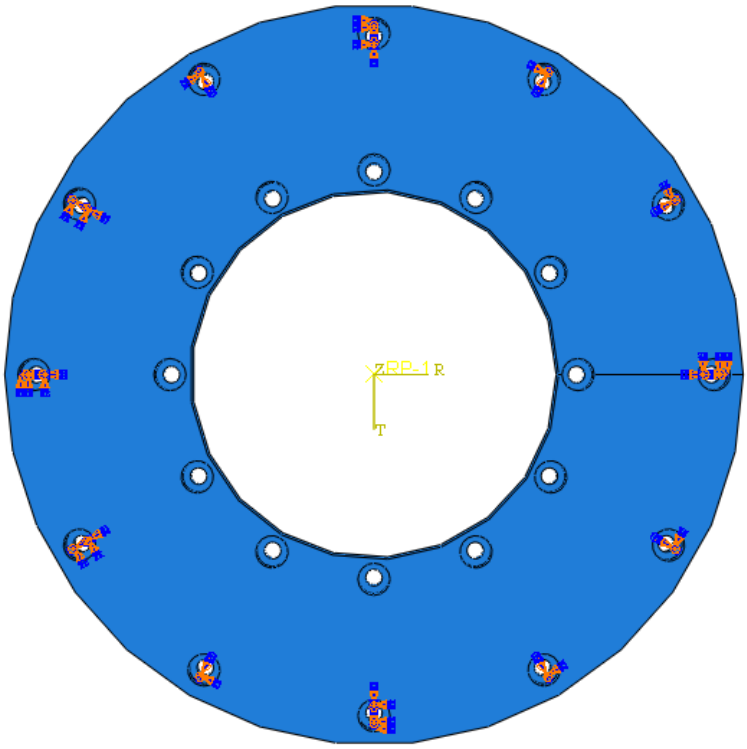
Čas	Amplituda	Velikost otáček [rad/s]
0	1	209
1	3.5	733

Na následujícím Obrázku 4.2 lze vidět vizualizaci zatížení v programu Abaqus



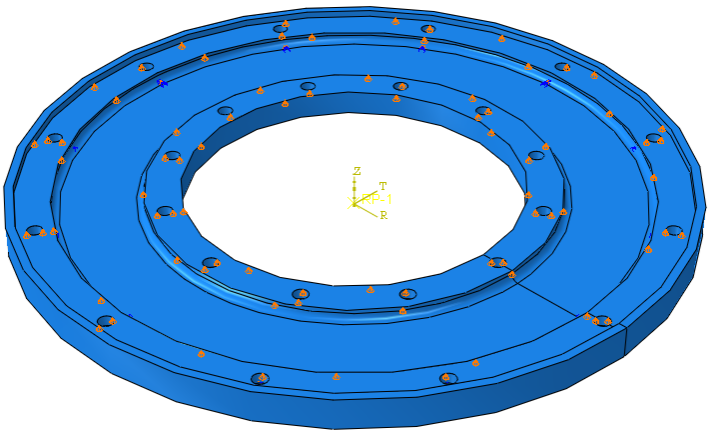
Obrázek 4.2: Vizualizace zatížení

V modulu „Load“ byly zavedeny okrajové podmínky, které odpovídají chování snímače v provozu. První okrajovou podmínkou je vetknutí děr pro šrouby na vnější přírubě. Takto omezený pohyb modelu představuje připevnění snímače k jednomu z rotorů, který se vůči druhému natáčí. Tato okrajová podmínka byla vytvořena v počátečním kroku a je zahrnuta i v dalších krocích. Odebírané stupně volnosti jsou definovány v cylindrickém souřadném systému a plochy, na které je podmínka vztažena byly vybrány dosedací plochy vnějších děr pro šrouby, jako tomu bylo u zavedení krouticího momentu. Těmto plochám je zabráněno veškerému pohybu - tedy $U1 = U2 = U3 = UR1 = UR2 = UR3 = 0$. Tato okrajová podmínka je zobrazena na Obrázku 4.3.



Obrázek 4.3: Okrajová podmínka vetknutí

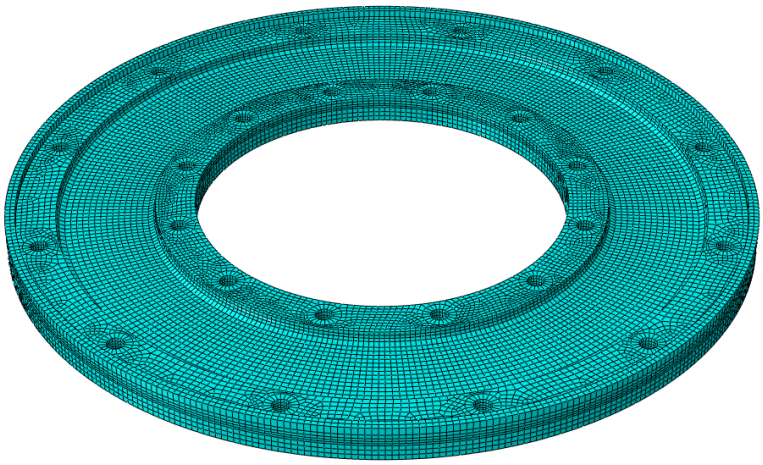
Dále bylo pomocí okrajové podmínky modelováno dosednutí měřicí membrány po montáži na plochu pouzdra a pojistky, ke kterým bude snímač pomocí šroubů připevněn. I tato podmínka byla zavedena v „Initial stepu“ a propagována do dalších zavedených kroků. Podmínka byla definována v cylindrickém souřadném systému a omezuje vybraným plochám pohyb ve směru axiální osy - takže $U3 = 0$. Vybranou oblastí, na které je okrajová podmínka vymezena, jsou plochy, které po montáži dosednou na plochy pouzdra a pojistky. Na Obrázku 4.4 je možno vidět vizualizaci této okrajové podmínky.



Obrázek 4.4: Okrajová podmínka omezení posuvu v axiálním směru

V neposlední řadě bylo nezbytností vygenerovat síť MKP modelu. Kvůli poměrně složité geometrii bylo nutné model měřicí membrány rozdělit na jednodušší části, ve kterých program dokáže vytvořit síť. Byly tedy provedeny řezy v místech ostrých hran a dále byl model symetricky rozdělen na 12 částí v místech děr pro šrouby v radiálním směru pro co nejsymetričtější vytvoření sítě.

Při vytvoření sítě prvků pro danou geometrii preprocesor Abaqus/CAE automaticky vytvoří síť elementů, které jsou pro danou analýzu vhodné. Zde jsou zvoleny elementy C3D8R - lineární prvky s 8 uzly a vygenerovaná síť je zobrazena na Obrázku 4.5. [12]

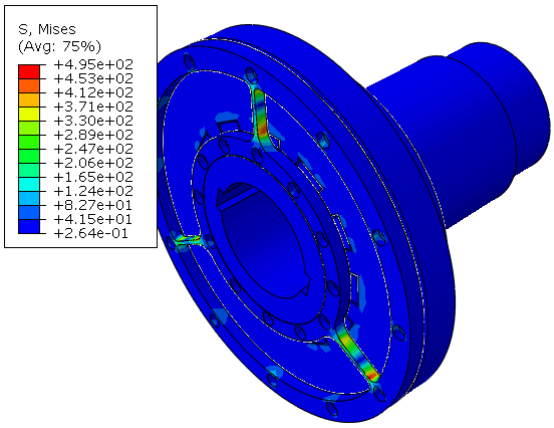


Obrázek 4.5: Vygenerovaná síť měřicí membrány

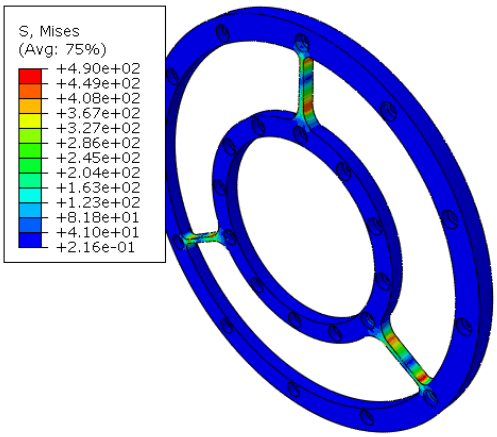
Pro úplnost výpočtů byl kromě modelu samotné měřicí membrány vytvořen MKP model celého snímače krouticího momentu. V tomto případě byly k membráně připojeny další součásti - pouzdro, pojistka a náboj zadního rotoru. Náboj předního rotoru nebyl v modelu uvažován, protože mezi nábojem a pouzdrem je předpokládán bezeztrátový přenos krouticího momentu.

Porovnáním výsledků modelu samotné měřicí membrány a komplexnějšího modelu bylo zjištěno, že rozdíly výsledných hodnot jsou malé, budou tedy dále využívány zjednodušené MKP modely obsahující pouze měřicí membránu.

Na následujících Obrázcích 4.6 a 4.7 lze porovnat rozdíl hodnot napětí při uvažování modelu komplexnější sestavy a samotné membrány pro variantu s paprsky.



Obrázek 4.6: Vizualizace rozložení napětí sestavy



Obrázek 4.7: Vizualizace rozložení napětí samotné membrány

4.2 Návrhy geometrie membrány

V následujících kapitolách budou analyzovány různé navrhované varianty geometrie membrány snímače.

U jednotlivých variant byly sledovány hodnoty poměrných deformací v oblasti, kde je předpokládáno umístění tenzometrů. Aby bylo možné dosáhnout dostatečné přesnosti měření, měly by hodnoty poměrných deformací dosahovat co možná nejvyšších hodnot.

Dále byly vypočteny hodnoty napětí. Redukované napětí nesmí dosáhnout hodnoty, při které by došlo k poškození membrány.

V neposlední řadě byly zohledňovány hodnoty maximálního natočení. Jak již bylo zmíněno, je membrána snímače připevněna k pojistce, která je uvedena do provozu při překročení natočení vnitřního průměru o 1 °. Z tohoto důvodu není vhodné, aby posuv vnitřního průměru překročil zmíněnou hodnotu natočení, protože následně měřicí membrána přestane plnit svou funkci.

Při návrhu jednotlivých variant geometrie byla pozornost zaměřována na prostor spojující díry pro šrouby na vnitřní a vnější přírubě. Do geometrie děr pro šrouby nebylo zasahováno. Jediná změna možná v této oblasti je zvětšení vnějšího průměru na maximální hodnotu 210 mm. Tato možnost je již zmíněna v kapitole 3.2.

4.2.1 Plné varianty membrány

Varianta 1

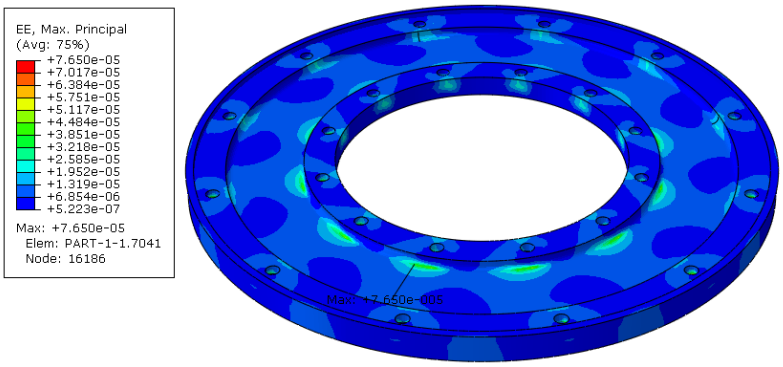
Jako první byla provedena analýza varianty navržené VZLÚ. Jedná se o variantu plného disku s vnějším průměrem 95 mm. Tloušťka membrány je v nejužším místě 4 mm. Geometrie je shodná s membránou na obrázku 3.5.

U této varianty dosahuje redukované napětí, podle pevnostní teorie HMH, přijatelné hodnoty - v tomto případě je to přibližně $20,12$ MPa. Při dosažení zátěžného stavu 2 klesne redukované napětí na hodnotu $17,26$ MPa.

Hodnoty poměrného prodloužení v nejužším místě membrány se v průběhu zatěžování pohybují v rozmezí $1,35 \cdot 10^{-5} \div 7 \cdot 10^{-6}$. Tyto hodnoty jsou pro použití

tenzometrů nízké s ohledem na vzniklé chyby v důsledku dosažitelné přesnosti měření.

Vizualizace poměrného prodloužení je zobrazena na Obrázku 4.8. Z obrázku je patrné, že rozložení hodnot poměrného prodloužení je pro účely měření dostatečně rovnoměrné. Maximální hodnoty poměrného prodloužení ($6,78 \cdot 10^{-5}$) je dosaženo v okolí děr pro šrouby na vnitřním průměru.

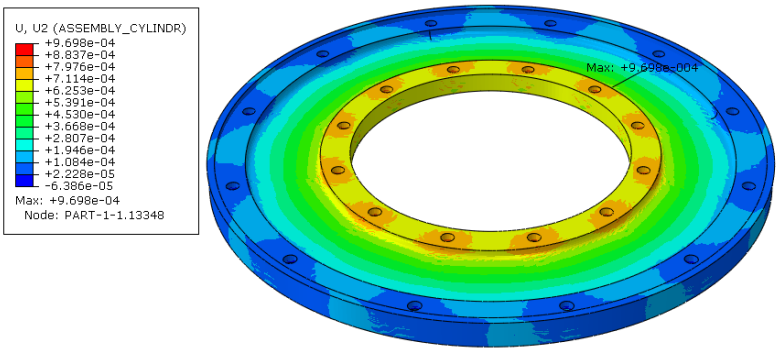


Obrázek 4.8: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 1

Kontrola maximálního natočení vnitřního průměru byla provedena pomocí hodnoty posunutí v tečném směru $U2$ na poloměru $r = 52,5$ mm. Na tomto poloměru jsou osy vnitřních děr pro šrouby. Hodnota posuvu v tomto místě se pohybuje kolem hodnoty $7,7 \cdot 10^{-4}$ mm. Po zjednodušení natočení na pravoúhlý trojúhelník lze pomocí goniometrické funkce *arcsin* dopočítat úhel natočení podle následujícího vzorce 4.1.

$$\sin\ \alpha = \frac{U2}{r} \rightarrow \alpha = \arcsin \frac{7,7 \cdot 10^{-4}}{52,5} = 0^\circ\ 0'\ 3,03'' \tag{4.1}$$

U této varianty nehrozí překročení úhlu natočení tak, aby došlo k opření pojistky o pouzdro a tím k zastavení funkce membrány. Na Obrázku 4.9 lze vidět rozložení posuvů jednotlivých míst membrány. Z vizualizace je patrné, že membrána je deformována podle předpokladů, tedy že se vnitřní průměr posouvá v tečném směru vůči vnějšímu vlivem působení krouticího momentu.



Obrázek 4.9: Vizualizace posuvu varianty 1

V následující Tabulce 6 jsou shrnuty hodnoty napětí, poměrného prodloužení a posuvu v zátěžném stavu 1 a 2.

Tabulka 6: Výsledné hodnoty varianta 1

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$20,12$ MPa	$17,26$ MPa
Poměrná deformace [1] [1]	$1,35 \cdot 10^{-5}$	$7 \cdot 10^{-6}$
Posuv [2] [mm]	$7,7 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$

Tato varianta byla vyhodnocena jako nevhodná z důvodu nízkých hodnot poměrného prodloužení a tím by nebylo možno dosáhnout větších přesností jejich měření.

[1] V místě umístění tenzometrů

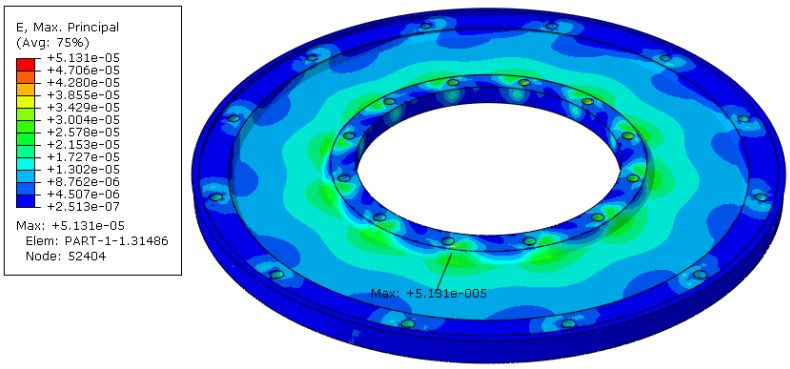
[2] Poloměru $r = 52,5$ mm

Varianta 2 - Zvětšení vnějšího průměru

Následující varianta vychází z předchozí plné varianty a je zde využito možnosti zvětšit rozměr vnějšího průměru na hodnotu 210 mm. Jiné změny geometrie provedeny nebyly.

Hodnoty redukovaného napětí v průběhu zatěžování se pohybují v rozmezí $12,32$ až $14,96$ MPa.

Deformace se mění od $1,3 \cdot 10^{-5}$ do $9,1 \cdot 10^{-6}$. V tomto případě se oproti předchozí variantě hodnota poměrné deformace zvýšila, avšak stále nedosahuje hodnot vhodných pro účely tenzometrického měření. Rozložení poměrné deformace je zobrazeno na Obrázku 4.10. Maximální hodnoty je opět dosaženo v okolí vnitřních děr pro šrouby.



Obrázek 4.10: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 2

Maximální dosažená hodnota posuvu $U2$ poloměru $r = 52,5$ mm je $8,3 \cdot 10^{-4}$ mm. Přepočteno na úhel se poloměr natočí o $0°\ 0'\ 3,26''$. Ani u této varianty při maximálním zatížení tedy nehrozí dosažení natočení vnitřního průměru o 1 °.

Tabulka 7 shrnuje výsledné hodnoty této navržené varianty. Hodnoty poměrných prodloužení a posuvů jsou uvedeny pro místa stejně jako je tomu v Tabulce 6.

Tabulka 7: Výsledné hodnoty varianta 2

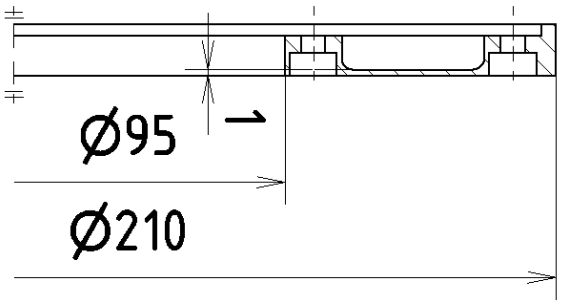
	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$12,32$ MPa	$14,96$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$9,1 \cdot 10^{-6}$
Posuv [mm]	$8,3 \cdot 10^{-4}$	$2,86 \cdot 10^{-4}$

Z hodnot uvedených v tabulce si lze všimnout, že maximální hodnota redukovaného napětí se zvyšuje se snižujícím se momentem. Lze tedy usuzovat, že při dosažení vyšších hodnot otáček převládá zatížení způsobené rotací.

Stejně jako předchozí varianta nebyla tato geometrie snímače vyhodnocena jako nevhodná pro realizaci snímače krouticího momentu. Hlavním důvodem nevhodnosti je stále nedosažení přijatelné hodnoty poměrné deformace v místě, kde se předpokládá umístění tenzometrů. Nicméně z výsledků lze usoudit, že zvětšení velikosti vnějšího průměru je ku prospěchu. Z tohoto důvodu bude v následujících variantách použit rozměr vnějšího průměru 210 mm.

Varianta 3 - Ztenčení tloušťky

Po zohlednění nedostatků předchozích uvedených variant byla vytvořena geometrie membrány, jejíž hodnota minimální tloušťky je zmenšena na hodnotu 1 mm. Ostatní rozměry měněny nebyly. Pro větší názornost je geometrie navrhované varianty na Obrázku 4.11.

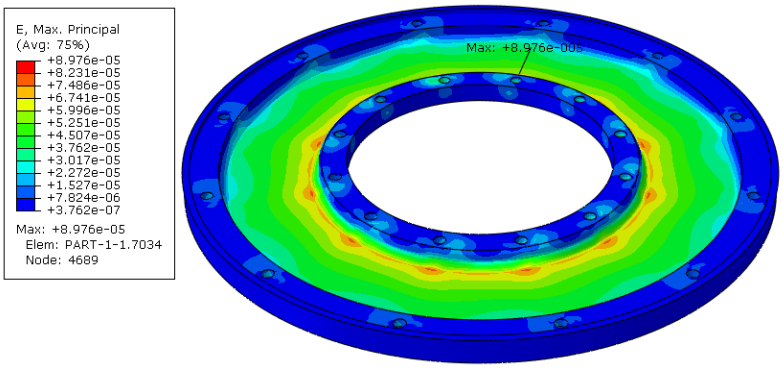


Obrázek 4.11: Geometrie varianty 3

Zeslabením minimální tloušťky membrány se předpokládá dosažení vyšších výsledných hodnot, především hodnot poměrného prodloužení pro dosažení přesnějšího měření.

Hodnoty redukovaného napětí se u této varianty pohybují od $25,21$ do $19,64$ MPa v celém spektru zatěžování. U obou hodnot lze pozorovat nárůst, avšak oproti variantě 2 znovu maximální hodnota redukovaného napětí klesá se zmenšujícím se krouticím momentem. Toto je možné odůvodnit odlehčením membrány.

Poměrné prodloužení se v provozu mění mezi hodnotami $4,5 \cdot 10^{-5}$ a $2,3 \cdot 10^{-5}$. Oproti předchozí variantě se obě tyto hodnoty zvýšily. Vizualizace deformace je zobrazena na Obrázku 4.12.



Obrázek 4.12: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 3

Posuv $U2$ se pohybuje v rozpětí $2,7 \cdot 10^{-3} \div 7,9 \cdot 10^{-4}$. Maximální dosažený úhel natočení vnitřního průměru vůči vnějšímu je $0°\ 0'\ 10,61''$. Ani u této varianty tak nehrozí opření pojistky o pouzdro snímače.

Následuje Tabulka 8, která rekapituluje data maximálního napětí, poměrné deformace a posuvu získaná MKP výpočtem.

Tabulka 8: Výsledné hodnoty varianta 3

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$25,21$ MPa	$19,64$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-5}$
Posuv [mm]	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$7,9 \cdot 10^{-4}$

Ze získaných hodnot lze vypozorovat, že hodnoty poměrného prodloužení se oproti předchozím návrhům zvětšily, avšak stále dosahují poměrně nízkých hodnot. U měření deformací takovýchto velikostí bude naměřená hodnota zatížena větší chybou než by tomu bylo u měření větších hodnot.

Naopak výhodami plných variant se jeví jednodušší výroba součásti, neboť geometrie neobsahuje žádné složitější tvarové prvky navíc.

Na základě vyjádření VZLÚ bude uvažována i jedna z plných variant, neboť membrána je původně zamýšlena i k oddělení prostředí s různým tlakem.

4.2.2 Varianty s paprsky

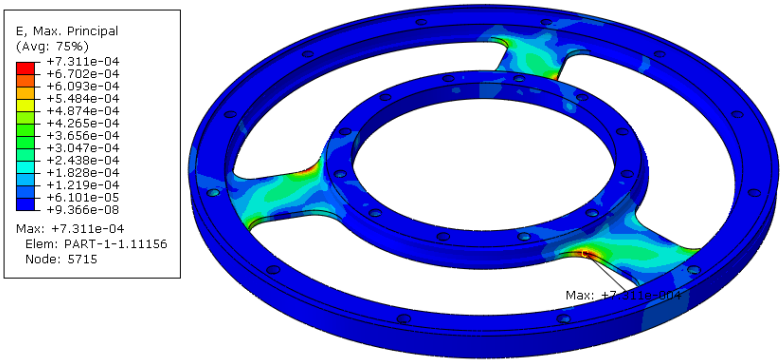
Po zhodnocení plných variant membrány snímače krouticího momentu bylo navrženo několik variant spojujících vnitřní a vnější příruby paprsky. U těchto návrhů geometrie snímače odpadá možnost využít membránu k oddělení prostředí s různými tlaky. Tato skutečnost však není překážkou k použití neplné varianty snímače.

Varianta 4 - Odlehčení plné varianty

Prvním návrhem spojení vnitřního a vnějšího průměru paprsky byla varianta odlehčené plné membrány. V ploše membrány byly vyříznuty otvory, které tvoří 3 loukotě široké 24 mm a 2 mm tlusté.

U této odlehčené varianty už redukované napětí dosahuje hodnoty 152,6 MPa v zátěžném stavu 1 a při stavu 2 klesá hodnota extrému napětí na 34,93 MPa. Obou hodnot je dosaženo u kořene loukotě v zaoblení, což lze vzhledem ke způsobu namáhání předpokládat.

Získané hodnoty poměrného prodloužení v místě měření se v průběhu provozu snímače pohybují mezi $2,4 \cdot 10^{-4}$ a $5,6 \cdot 10^{-5}$. Rozložení poměrného prodloužení tohoto návrhu je znázorněno na Obrázku 4.13. Maximální hodnota deformace se nachází stejně jako extrém napětí v uchycení loukotě k vnitřnímu průměru, místo je označeno i na následujícím obrázku.



Obrázek 4.13: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 4

Z vizualizace je možné si všimnout, že rozložení poměrných prodloužení v místě jejich měření - tedy na plochách loukotí - je dost nerovnoměrné. V případě snímání těchto hodnot tenzometry by pak nebyly naměřeny hodnoty s potřebnou přesností.

Průběh natočení vnitřního průměru se pohybuje v rozptylu $2,1 \cdot 10^{-2}$ a $4,5 \cdot 10^{-3}$, což odpovídá maximálnímu pootočení průměru o úhel 0° 1' 22,51". Ani při takovéto hodnotě natočení nehrozí opření pojistky o tvarový spoj pouzdra.

Rekapitulace získaných dat je uvedena v Tabulce 9.

Tabulka 9: Výsledné hodnoty varianta 4

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$152,6$ MPa	$34,93$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$2,4 \cdot 10^{-4}$	$5,6 \cdot 10^{-5}$
Posuv [mm]	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$4,5 \cdot 10^{-3}$

Z uvedených výsledků je možno usoudit, že odlehčení membrány mělo pozitivní vliv na hodnotu poměrného prodloužení, přestože měření hodnoty dosažené při vysokých otáčkách bude stále zatíženo poměrně velkou chybou. Řešením tohoto problému by mohlo být zmenšení tloušťky loukotí, tento zásah do geometrie by však znamenal nárůst napětí nad hodnotu, která už u této varianty dosahuje poměrně vysokých hodnot.

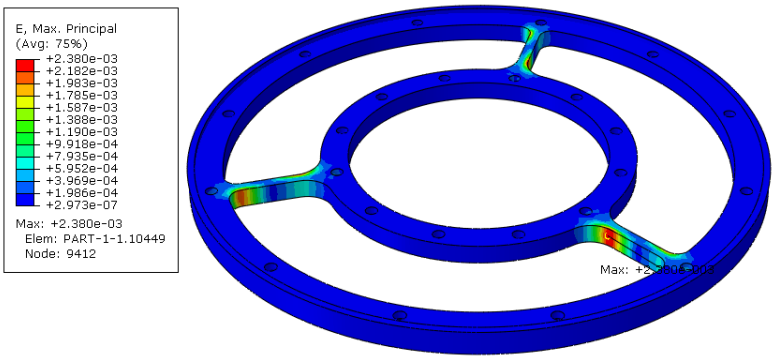
Co je však rozhodující pro zavržení této varianty je rozložení poměrné deformace, které je v místě předpokládaného nalepení tenzometrů značně nerovnoměrné. Ani zmíněné zmenšení tloušky by tento problém nevyřešilo.

Varianta 5 - Paprsky namáhané ohybově

Další variantou je spojení vnitřní příruby s vnějším pomocí „nosníků“ namáhaných na ohyb. V principu se jedná o obměnu předchozího návrhu. Do membrány jsou vyříznuty otvory, které opět tvoří 3 paprsky, avšak v této variantě převládá velikost tloušťky paprsku, která činí 7 mm, a šířka má rozměr 4 mm. Tato varianta předpokládala osázení tenzometrů nikoli z čelní strany paprsku, ale z širších bočních stran.

U této varianty však redukované napětí dosahuje hodnoty 492,5 MPa a se zvětšujícími se otáčkami klesá na 149,6 MPa. Opět je obou hodnot dosaženo v zaoblení u uchycení loukotě k vnitřnímu průměru.

Poměrné prodloužení nabývá pro náš účel příznivějších hodnot. Při maximálním zatížení je to přibližně $1,2 \cdot 10^{-3}$ a $3,6 \cdot 10^{-4}$ při působení minimálního momentu. Z přiloženého Obrázku 4.14 je však patrné, že v místech, kam by se lepily tenzometry, je rozložení poměrného prodloužení dokonce ještě více nerovnoměrné, než tomu bylo u předchozího návrhu.



Obrázek 4.14: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 5

Zátěžný stav 1 způsobí posuv o velikosti 0,2 mm. Při přepočtení na úhel dle vzorce 4.1 představuje tato hodnota 0° 13’ 5,77”. Velikost posuvu pak s otáčkami klesá

na $6 \cdot 10^{-2}$. Pro tuto geometrii membrány snímače krouticího momentu tedy opět nehrozí překročení dovoleného natočení.

Všechny výše zmíněné hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 10.

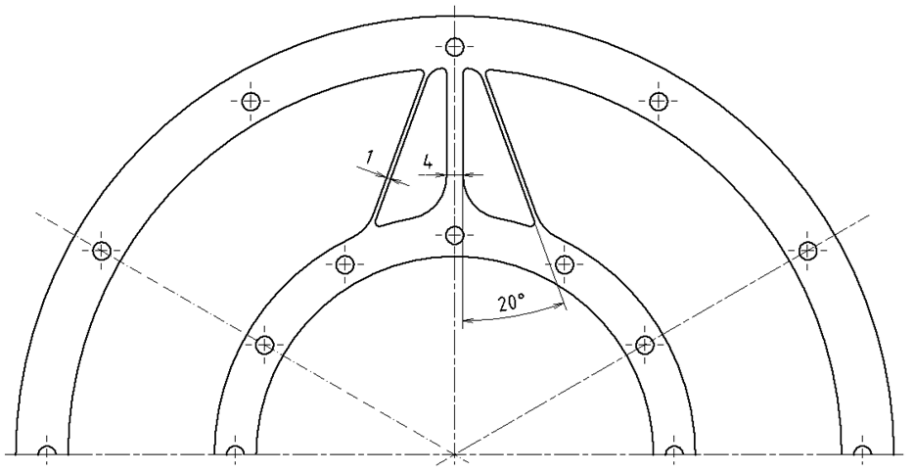
Tabulka 10: Výsledné hodnoty varianta 5

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$492,5$ MPa	$149,6$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-4}$
Posuv [mm]	$0,2$	$6 \cdot 10^{-2}$

Po zohlednění všech kritérií kladených na snímač krouticího momentu se ani tato varianta neukázala jako vhodná. Hlavní nevýhodou této geometriecké konfigurace je dosažení příliš vysoké hodnoty napětí. Tento problém by mohl být vyřešen další úpravou geometrie v podobě vyztužení nejnamáhanějšího místa. Hlavním důvodem nevyhovění tohoto návrhu je opět nerovnoměrné rozložení poměrného prodloužení v oblastech umístění tenzometrů.

Varianta 6 - Nosné a měřicí prvky

Následující varianta vychází z předchozího návrhu. Spojení vnitřního a vnějšího průměru je realizováno stejně jako u varianty 5 pomocí loukotě široké 4 mm namáhané při provozu na ohyb a navíc je navrženo přidání dvou šikmých prvků, které jsou užší než zmíněný „nosník“. Tyto prvky tenké 1 mm nejsou rovnoběžné s širší loukotí, ale jsou vůči ní nakloněné o úhel 20 °. Schéma navržené geometrie pro tuto variantu je znázorněno na Obrázku 4.15.



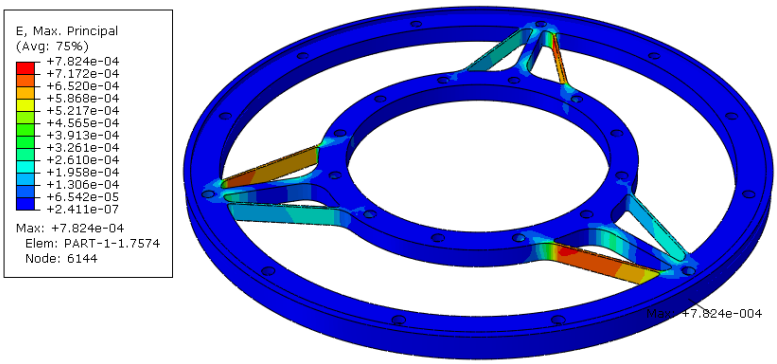
Obrázek 4.15: Schéma geometrie varianty 6

Spojení vnitřní a vnější příruby tvoří 3 výše popsané prvky pootočené vůči sobě vždy po 120°.

U této varianty je zamýšleno, že tlustší nosný prvek bude plnit nosnou funkci a tenké šikmé prvky se budou výrazněji deformovat, tudíž na nich bude možné měřit hodnoty poměrné deformace pomocí tenzometrů.

Maximální získaná hodnota redukovaného napětí se pohybuje v rozmezí 162,3 MPa a klesá na 63,69 MPa. I když napětí dosahuje hodnot, které nejsou malé, nachází se místo s největší hodnotou napětí v uchycení měřicího prvku k vnějšímu průměru. Toto místo lze tedy jednoduše zpevnit úpravou geometrie této oblasti.

Poměrné prodloužení dosahuje hodnot $6,8 \cdot 10^{-4} \div 2,6 \cdot 10^{-4}$. Oproti minulé variantě jsou hodnoty sice nižší, na Obrázku 4.16 si však lze povšimnout, že rozložení hodnot je podstatně rovnoměrnější než u předchozího návrhu. Tato skutečnost je při návrhu tvaru membrány snímače krouticího momentu jedním z hlavních požadavků a je proto značnou výhodou, že navržená varianta splňuje toto kritérium.



Obrázek 4.16: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 6

Velikost posuvu vnitřních děr pro šrouby se pohybuje od $3,86 \cdot 10^{-2}$ do $1,11 \cdot 10^{-2}$ mm. To znamená natočení průměru, na kterém jsou středy vnitřních děr pro šrouby o 0° 2' 31,65", což pohodlně splňuje podmínku velikosti maximálního natočení.

Dále jsou v Tabulce 11 uvedeny výše zmíněné hodnoty.

Tabulka 11: Výsledné hodnoty varianta 6

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$162,3$ MPa	$63,69$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$6,8 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$
Posuv [mm]	$3,86 \cdot 10^{-2}$	$1,11 \cdot 10^{-2}$

Po zhodnocení všech požadavků, které jsou kladeny na snímač krouticího momentu, byla výše zmíněná varianta geometrie vyhodnocena jako nejvíce vhodná ze všech debatovaných možností.

Avšak i tato varianta má jisté nevýhody. První z nich je netěsnost membrány a nemožnost oddělovat prostředí s různou hodnotou tlaku. Dalším nepříznivým faktem je složitější výroba oproti jednodušším plným variantám, z hlediska technologie výroby však tato geometrie je realizovatelná.

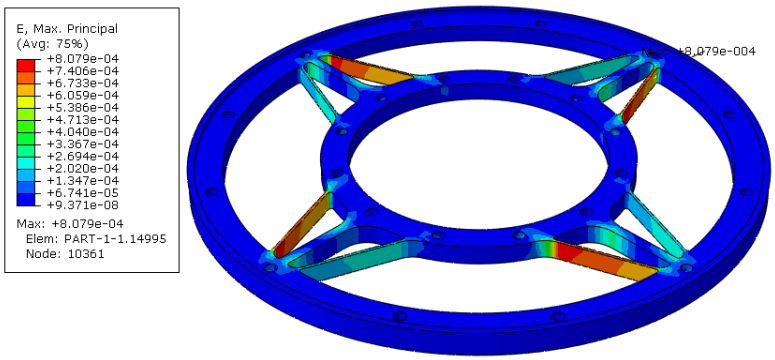
Varianta 7 - 4 nosné prvky

Následující návrh má geometrii loukotí shodnou s předchozí variantou. Jediným rozdílem je zvýšení počtu opakujících se prvků na 4. Hlavní výhodou této geometrie by byla snadnější instrumentace tenzometry, neboť zapojení do plného mostu se skládá ze 4 tenzometrů.

V důsledku navýšení počtu spojení vnitřního a vnějšího průměru se předpokládá snížení maximálního napětí, s tím by však nutně souviselo i snížení hodnoty poměrného prodloužení v místě měření. Nicméně i přes tyto předpoklady byl návrh uvažován.

Redukované napětí u této varianty dosahuje hodnoty 119,6 MPa a klesá na 51,06 MPa se zvyšujícími se otáčkami. Při porovnání s předchozí hodnotou jsou velikosti napětí nižší.

Se snížením hodnot napětí souvisí také snížení hodnot poměrného prodloužení. V tomto případě je dosahováno hodnot mezi $4,9 \cdot 10^{-4}$ a $2,0 \cdot 10^{-4}$. I zde pozorujeme snížení oproti variantě 6. Obrázek 4.17 ukazuje rozložení poměrného prodloužení, z čehož lze opět pozorovat dostatečnou rovnoměrnost hodnot v místech, kde je to požadováno.



Obrázek 4.17: Vizualizace poměrného prodloužení varianty 7

Dosažení natočení vnitřního průměru u této geometriecké konfigurace také nehrozí, hodnota posuvu průměru $r = 52,5$ mm je totiž $2,79 \cdot 10^{-2} \div 8,33 \cdot 10^{-3}$. Maximální hodnota natočení vnitřního průměru představuje po přepočtení na úhel 0° 1' 49.62".

Pro lepší orientaci jsou získané hodnoty zapsány do Tabulky 12.

Tabulka 12: Výsledné hodnoty varianta 7

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$119,6$ MPa	$51,06$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$4,9 \cdot 10^{-4}$	$2,0 \cdot 10^{-4}$
Posuv [mm]	$2,79 \cdot 10^{-2}$	$8,33 \cdot 10^{-3}$

Výsledné hodnoty ukazují, že z hlediska dosažených poměrných deformací dosahuje tato varianta se 4 nosnými prvky méně příznivých výsledků oproti variantě 6 se 3 nosnými prvky. Nespornou výhodou této geometrie je snadnější instrumentace tenzometry díky 4 opakujícím se prvkům.

4.2.3 Shrnutí navržených variant

V předchozích kapitolách byly rozebrány možné podoby membrány snímače krouticího momentu. Některé varianty se ukázaly jako vhodnější než jiné.

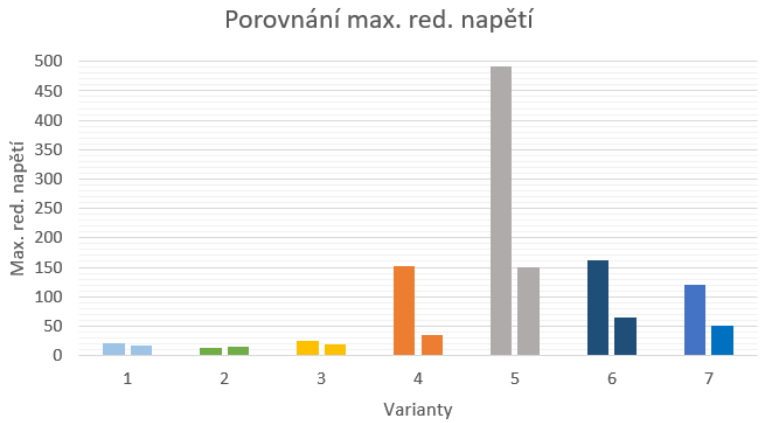
U všech návrhů byly sledovány maximálního hodnoty redukovaného napětí v celém objemu snímače, poměrné prodloužení v oblasti předpokládaného umístění tenzometrů a hodnota natočení vnitřního průměru příruby vůči vnějšímu.

Veškeré hodnoty získané výpočty v softwaru Abaqus jsou uvedeny v následující shrnující Tabulce 13. U každé veličiny je uvedena vždy nejprve hodnota v zátěžném stavu 1 a ve stavu 2.

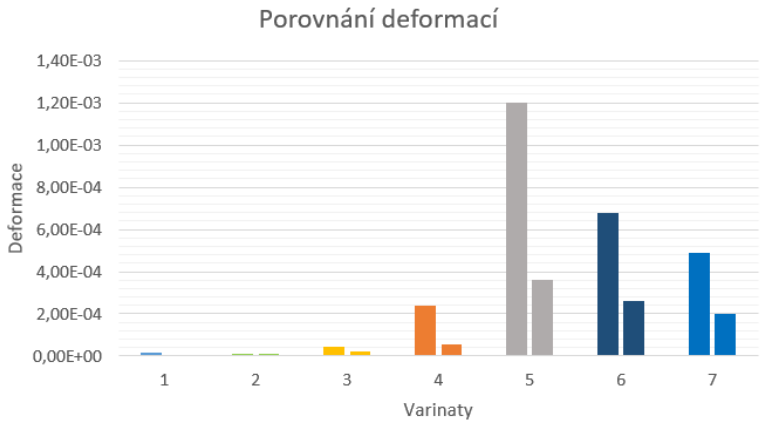
Tabulka 13: Shrnutí získaných hodnot navržených variant

Varianta	Max. napětí [MPa]		Poměrná deformace [1]		Posuv [mm]	
1	20,12	17,26	$1,4 \cdot 10^{-5}$	$7,0 \cdot 10^{-6}$	$7,7 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$
2	12,32	14,96	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$9,1 \cdot 10^{-6}$	$8,3 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^{-4}$
3	25,21	19,64	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$7,9 \cdot 10^{-4}$
4	152,6	34,93	$2,4 \cdot 10^{-4}$	$5,6 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$4,5 \cdot 10^{-3}$
5	492,5	149,6	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-4}$	$0,2$	$6,0 \cdot 10^{-2}$
6	162,3	63,69	$6,8 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$3,9 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$
7	119,6	51,06	$4,9 \cdot 10^{-4}$	$2,0 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$8,3 \cdot 10^{-3}$

Na následujících Obrázcích 4.18 a 4.19 jsou maximální hodnoty redukovaného napětí a hodnoty poměrného prodloužení všech variant graficky znázorněny pro snazší porovnání.



Obrázek 4.18: Grafické znázornění redukovaného něptí



Obrázek 4.19: Grafické znázornění poměrného prodloužení

Varianty $1 \div 3$ se ukázaly jako méně vhodné z hlediska velikostí poměrných prodloužení s ohledem na měření těchto hodnot tenzometry by výsledek byl zatížen větší chybou než u dalších variant. Tyto plné varianty však přináší výhodu oddělení 2 prostředí s různými tlaky.

Nejpříznivějších výsledků je dosaženo u variant 6 a 7. Zde je sice dosaženo vyšších hodnot maximálního napětí, avšak nejsou to hodnoty, které by snímač nebyl schopen přenést. Hlavní výhodou těchto návrhů jsou hodnoty poměrného prodloužení tenkých šikmých prvků. Při jejich snímání tenzometry bude měření zatíženo chybou, která už nabývá přijatelných hodnot.

Nevýhody těchto variant jsou nemožnost oddělovat prostředí s různými tlaky a náročnější technologie výroby oproti plným variantám. Tyto nevýhody nepředstavují překážku v realizaci těchto návrhů.

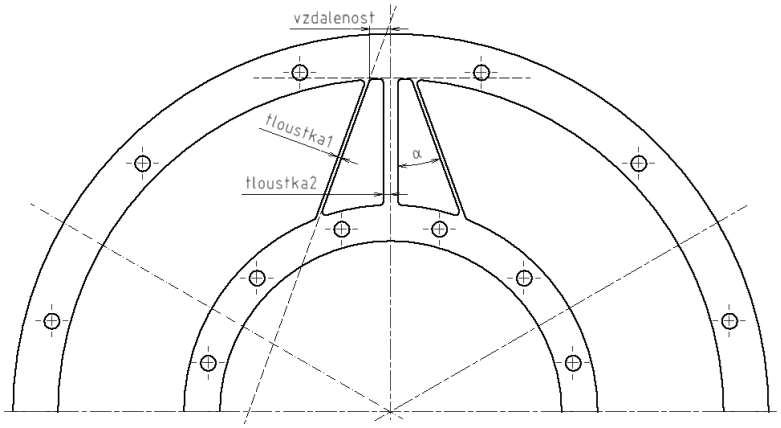
5 Optimalizace geometrie membrány snímače

Po zhodnocení navrhovaných variant se jako nejvhodnější ukázaly varianty s paprsky a tenkými měřicími prvky. Rozměry jednotlivých prvků geometrie byly v prvotním návrhu zvoleny na základě technického úsudku. Tato kapitola se tedy bude věnovat hledání optimálních rozměrů navržené geometrie měřicího elementu snímače krouticího momentu.

Optimalizace byla provedena pro variantu 6 - se 3 nosnými prvky, díky analogii geometrie lze výslednou geometrii použít i pro variantu 7 - se 4 nosnými prvky. V modelu byly posunuty díry pro šrouby o 15 °, aby byly v co největší vzdálenosti od paprsku a nevznikal tak koncentrátor napětí. Dále byly velikosti přechodných poloměrů pro zjednodušení sjednoceny na hodnotu 1 mm.

5.1 Optimalizační parametry

Na Obrázku 5.1 je možné vidět rozměry, které byly vstupními parametry pro optimalizaci. Byly to tloušťky nosných a měřicích paprsků (tloustka1 a tloustka2), vzdálenost uchycení a úhel natočení měřicího paprsku od osy nosného paprsku (vzdalenost, α)



Obrázek 5.1: Vstupní parametry optimalizace

5.2 Optimalizační funkce

Proces optimalizace byl prováděn pomocí softwaru Matlab. Zde bylo třeba vytvořit funkci, jejíž výstupem bude hodnota cílové funkce. Samotná optimalizace pak spočívá v hledání minima této cílové funkce.

Nejprve byl vytvořen model v softwaru Abaqus, avšak oproti postupu popsanému v kapitole 4.1 byl vytvořen pouze první krok zatěžování při otáčkách 2 000 min^{-1}, neboť v tomto kroku je dosaženo největšího zatížení. Aby bylo možné jednoduše měnit vstupní parametry v podobě zmíněných rozměrů, byly rozměry definované parametricky. K tomu posloužil „Parameter Manager“. Náčrt, který byl vysunut a tvořil paprsky, bylo třeba jednoznačně okótovat, jinak by při změně rozměrů došlo k rozpadnutí geometrie.

Při dalším postupu vytváření MKP modelu musely kroky následovat po sobě tak, aby při změně vstupních parametrů nedošlo ke kolizi modelu. To se týkalo především dělení modelu na jednodušší části při vytváření sítě elementů. Vůči těmto problémům se osvědčil postup nejprve rozdělělit model na části, na kterých software dokáže vytvořit síť, a až poté změnit rozměry z Obrázku 5.1.

Do modelu byla dále přidána oproti zmíněnému postupu ještě další součást - jednoduchý 2D objekt v podobě obdélníku o rozměrech 2×3 mm. Tato součást představovala tenzometr, byla umístěna přibližně uprostřed měřicího paprsku pomocí vazby Tie a hodnota jejího Youngova modulu byla 1 MPa, aby nedocházelo ke zpevnění okolí jejího umístění. Hlavním důvodem přidání tohoto objektu je možnost pozdějšího odčítání hodnot poměrné deformace v přibližně stejném místě modelu. O této záležitosti bude hovořeno později.

Na konci tohoto MKP modelu byl vygenerován .inp souboru v modulu „Job“.

Po uložení modelu software Abaqus vytvoří mimo jiné také .rpy soubor, který opakuje úkony vytvořené uživatelem. Z tohoto souboru byly odstraněny nepotřebné příkazy (především nastavování pohledů), aby vytváření modelu při přehrání bylo co nejrychlejší. Typ souboru byl změněn na .py, tento formát je pak možné spustit pomocí softwaru Matlab.

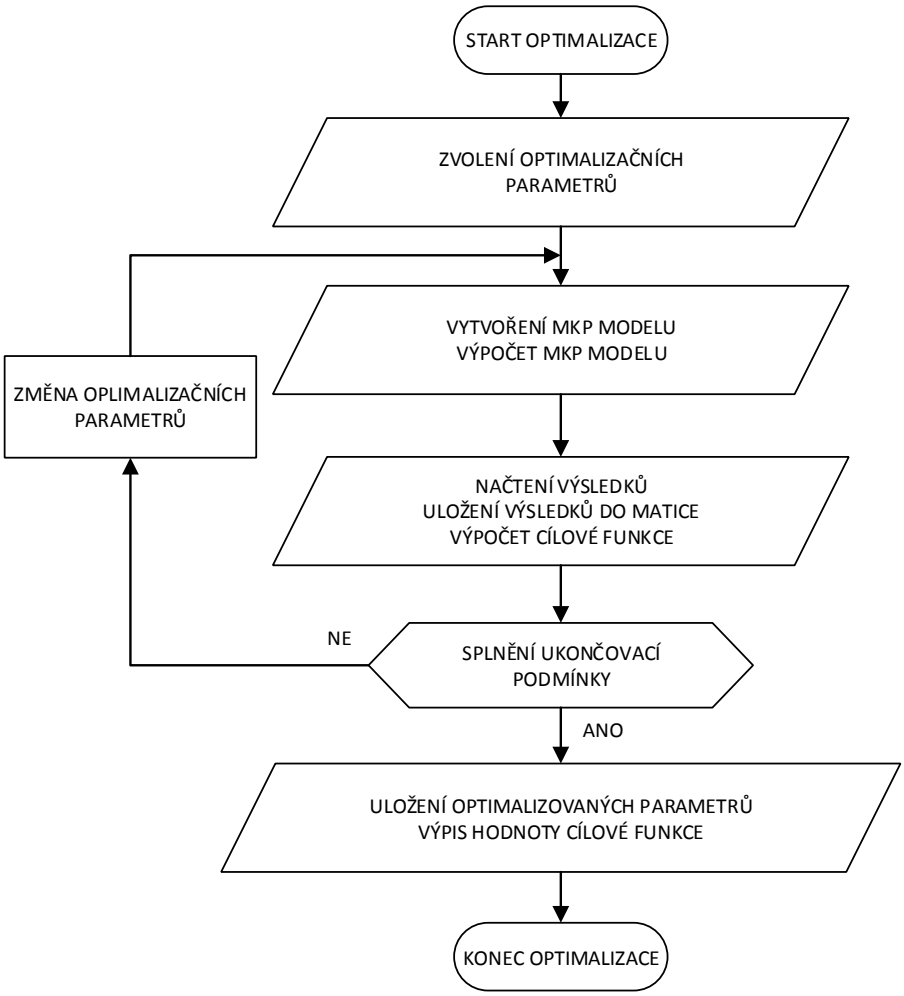
V programu Matlab byl vytvořen skript, který nejprve spustil výše popsaný .py soubor a změnil v něm hodnoty optimalizačních parametrů. Výstupem tohoto .py souboru je vždy soubor typu .inp, díky němuž je možné spouštět MKP výpočet z prostředí softwaru Matlab. Pouštění MKP výpočtu přímo softwarem Matlab bylo provedeno na základě [10].

Po dokončení výpočtu je opět vygenerováno několik souborů. Pro proces optimalizace byl nejpodstatnější soubor typu .odb. V softwaru Abaqus byl vytvořen postup zapsání výsledků do .rpt souboru. V každém kroku optimalizace se tedy ukládala hodnota maximálního napětí a hodnoty poměrné deformace ze všech uzlů modelu tenzometru. Kvůli této potřebě byl obdélníkový model představující tenzometr vytvořen. Při každé změně geometrie měřicího elementu dojde k vygenerování nové sítě, a tudíž k přejmenování ID čísel uzlů. Není proto možné zapisovat jakékoli výsledné hodnoty pomocí ID čísel uzlů přímo z měřicího elementu. Geometrie modelu tenzometru se v průběhu optimalizace nemění, tím pádem se nemění ani ID čísla elementů, a je proto možné pomocí nich zapisovat hodnoty do .rpt souboru.

Výsledky zapsané v .rpt souboru byly v programu Matlab zapsány do matic a následně použity k výpočtu hodnoty cílové funkce.

Proces optimalizace je shrnut ve vývojovém diagramu na Obrázku 5.2.

Kritérii ukončení optimalizace bylo dosažení maximálního počtu volání funkce, maximálního počtu iterací nebo zůstala-li minimální hodnota cílové funkce takřka nezměněna.



Obrázek 5.2: Vývojový diagram procesu optimalizace

5.3 Cílová funkce

Podoba cílové funkce se odvíjela od požadavků kladených na měřicí element snímače krouticího momentu. Jedním kritériem je co nejmenší rozdíl maximální a minimální hodnoty poměrné deformace a tím tedy co nejkonstantnější pole poměrných deformací. Tuto podmínku zastupuje první člen vzorce 5.1. Z rozdílu hodnot je počítán kvadrát pro zajištění vždy kladné hodnoty, i když by nemělo hrozit dosažení záporných čísel.

Dále pro co nejmenší zatížení měření chybou požadujeme co nejvyšší maximální hodnotu poměrné deformace. Protože se cílová funkce bude minimalizovat, je tato hodnota jmenovatelem druhého sčítance.

V neposlední řadě je potřeba, aby maximálního napětí nedosahovalo příliš vysokých hodnot. Poslední člen cílové funkce tedy obsahuje hodnotu maximálního napětí.

Podoba cílové funkce byla tedy zvolena ve tvaru, který je ve vzorci 5.1.

$$CF = q_1 \cdot (E_{max} - E_{min})^2 + \frac{q_2}{E_{max}} + q_3 \cdot S_{max} \tag{5.1}$$

Kde

$q_1,\ q_2,\ q_3$	...	váhové koeficienty	[1]
E_{max}, E_{min}	...	extrémní hodnoty poměrné deformace	[MPa]
S_{max}	...	hodnota maximálního napětí	[MPa]

Velikosti váhových koeficientů $q_1,\ q_2,\ q_3$ byly zvoleny tak, aby všechny sčítance měly přibližně stejnou hodnotu a tím tedy v procesu optimalizace měly podobnou váhu důležitosti. Konkrétní zvolené hodnoty koeficientů jsou uvedeny v Tabulce 14.

Tabulka 14: Hodnoty váhových koeficientů

q_1	q_2	q_3
$3,2 \cdot 10^{12}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$0,57$

5.4 Minimalizace cílové funkce

Samotné hledání minima cílové funkce bylo realizováno pomocí funkce *patternsearch* a to zejména díky možnosti definice intervalu hodnot optimalizačních parametrů. Dále tato funkce umožňuje svázat vzájemně optimalizační parametry nelineární podmínkou.

Této možnosti bylo využito a byl zadán vztah mezi úhlem naklonění tenkých paprsků vůči nosným a jejich vzdáleností.

$$\alpha \leq \frac{480}{9 + vzdalenost} \tag{5.2}$$

Vztah 5.2 definuje, které kombinace hodnot těchto dvou parametrů je možné zvolit, aby byla geometrie realizovatelná. Při nevhodné kombinaci se totiž může stát, že úhel α bude tak velký, že šikmý paprsek nedosedne na vnitřní přírubu. Hodnoty 480 a 9 byly získány spočtením soustavy 2 rovnic popisujících krajní polohy umístění šikmých paprsků.

Dále byly všechny parametry omezeny intervalem hodnot, které lze při optimalizaci volit. Intervaly pro jednotlivé parametry jsou uvedeny v Tabulce 15.

Tabulka 15: Omezující intervaly optimalizačních parametrů

tloustka1 [mm]	tloustka2 [mm]	uhel [°]	vzdalenost [mm]
0,5	1	10	7
1,5	2,5	28	15

Každý jeden krok optimalizace zahrnoval vytvoření a výpočet MKP modelu, uložení výsledků a výpočet hodnoty cílové funkce. Doba trvání jednoho kroku byla přibližně 2 minuty, pro celý proces optimalizace to představuje výpočtový čas zhruba 13 hodin. Optimalizace byla tedy spouštěna na výpočetním serveru. Z tohoto důvodu byly v .py souborech změněny adresáře tak, aby výpočet na serveru proběhl.

Optimalizace byla provedena nejprve pro každé požadované kritérium zvlášť. V prvním případě byly tedy koeficienty $q_2 = q_3 = 0$. Pro kritérium konstantnosti rozložení poměrné deformace jsou hodnoty vyhodnocené jako nejvhodnější uvedeny v Tabulce 16 a cílová funkce dosáhla minimální hodnoty 25,177.

Stejný postup byl zopakován pro podmínku maximální hodnoty poměrné deformace. Zde byly nulové koeficienty q_1 a q_3. V tomto případě cílová funkce klesla na hodnotu 62,4257 a hodnoty optimalizačních parametrů jsou opět uvedeny v Tabulce 16.

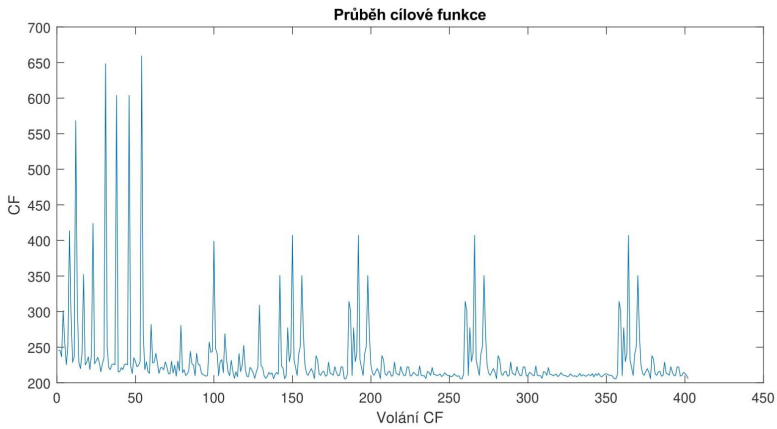
Nakonec totéž pro kritérium co nejmenší maximální napětí. Hodnota cílové funkce klesla na 86,45 a hodnoty jednotlivých optimalizačních parametrů jsou v Tabulce 16.

Po zahrnutí všech zmíněných kritérií bylo nalezeno minimum cílové funkce o hodnotě 205,5917 a velikosti optimalizačních parametrů jsou opět zahrnuty v Tabulce 16.

Tabulka 16: Výsledné hodnoty optimalizačních parametrů

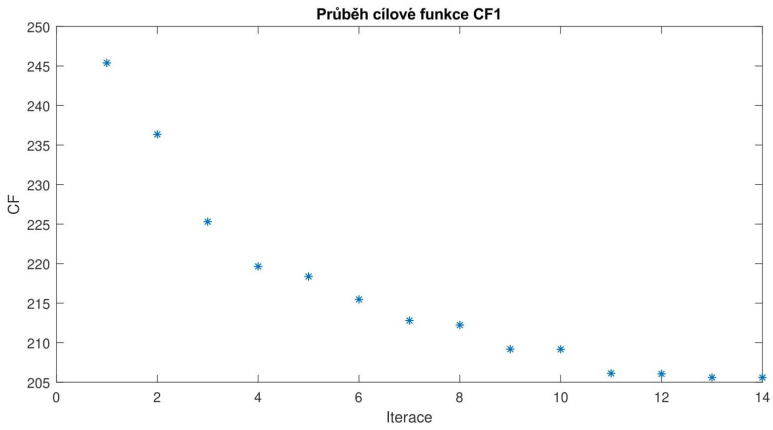
	tloustka1 [mm]	tloustka2 [mm]	uhel [°]	vzdalenost [mm]
Konstantnost def.	1,5	2,5	19,5	12,0625
Maximální def.	0,5	1	10,006	9,82
Min. napětí	1,05	1,97	20,5	14,5156
Vše	1,1125	1,125	17,6875	13

V následujícím grafu na Obrázku 5.3 jsou zobrazeny hodnoty cílové funkce při každém „zavolání“ optimalizační funkce. Z grafu lze vidět, že v některých krocích hodnota cílové funkce narostla, celkově je však vidět, že minimum cílové funkce zmenšuje svou hodnotu. Proces optimalizace tedy proběhl dle předpokladů.



Obrázek 5.3: Průběh cílové funkce v závislosti na počtu volání

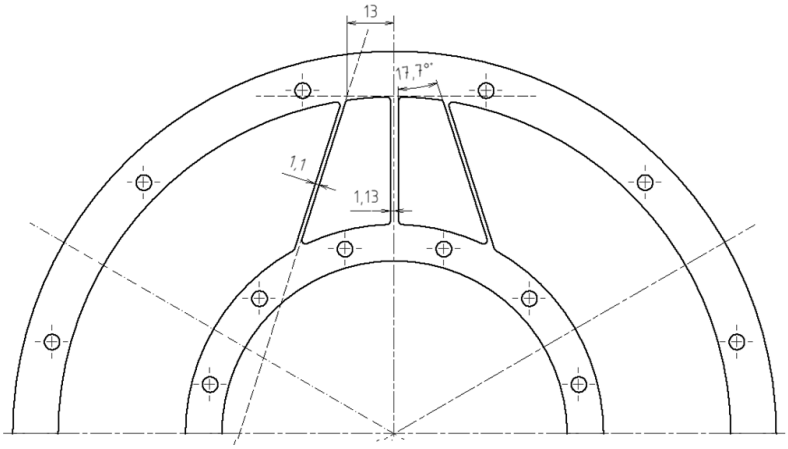
Na následujícím Obrázku 5.4 je zobrazen graf hodnot cílové funkce při jednotlivých iteracích. Z této závislosti lze dobře vidět, jak se minimum cílové funkce zmenšuje.



Obrázek 5.4: Průběh cílové funkce v závislosti na iteracích

5.5 Varianta s optimalizovanými rozměry

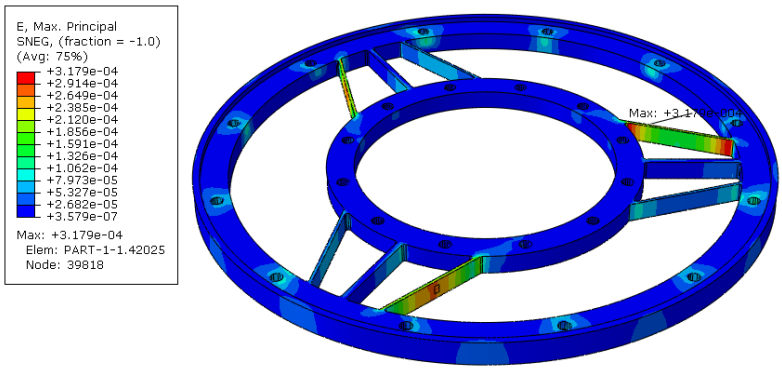
Rozměry získané optimalizací byly zaokrouhleny a použity k úpravě varianty 6. Nákres geometrie navrženého měřicího elementu snímače krouticího momentu je i s rozměry zobrazen na Obrázku 5.5.



Obrázek 5.5: Schéma optimalizované geometrie

Pro navrženou variantu byl proveden výpočet v softwaru Abaqus. U této varianty se maximální napětí pohybuje mezi hodnotami 175,8 MPa a 65,61 MPa. Oproti variantě 6 tyto hodnoty narostly, avšak místo, kde napětí dosahuje maximální hodnoty, se nachází v uchycení šikmého paprsku k vnější přírubě. V této oblasti byl pro optimalizaci zmenšen radius zaoblení, a je tedy možné toto místo vyztužit.

Velikost poměrné deformace dosahuje hodnoty $6,5 \cdot 10^{-4}$ a v provozu se snižuje na $2,8 \cdot 10^{-4}$. Na Obrázku 5.6 lze vidět rozložení poměrné deformace na celém měřicím elementu.



Obrázek 5.6: Vizualizace poměrného prodloužení optimalizované varianty

Hodnoty posuvu poloměru $r = 52,5$ mm činí $3,6 \cdot 10^{-2} \div 1,1 \cdot 10^{-2}$ mm v tečném směru. To představuje natočení vnitřního průměru o $0°\ 2'\ 21,44''$. Ani u této varianty tedy při běžném provozu nehrozí opření pojistky o pouzdro.

Hodnoty získané ze softwaru Abaqus jsou uvedeny v Tabulce 17.

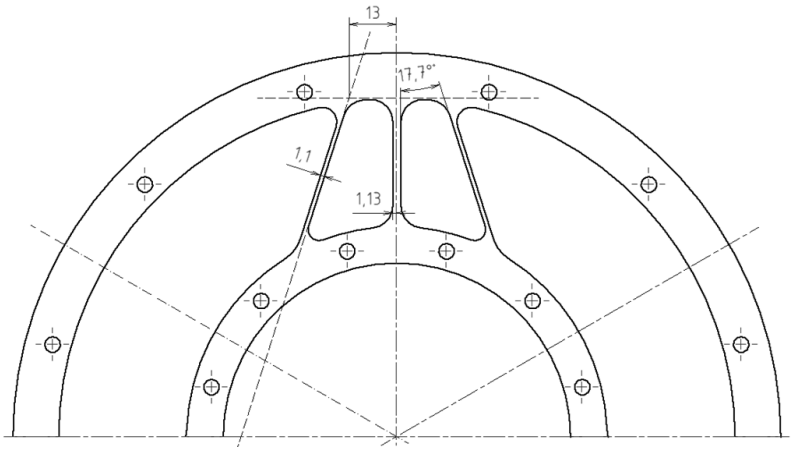
Tabulka 17: Výsledné hodnoty optimalizované varianty

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	$175,8$ MPa	$65,61$ MPa
Poměrné prodloužení [1]	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^{-4}$
Posuv [mm]	$3,6 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$

Z výsledných hodnot lze usoudit, že optimlizace splnila svůj účel. Byla nalezena taková konfigurace rozměrů měřicího prvku snímače krouticího momentu, která splňuje požadovaná kritéria. Hlavním přínosem této varianty je dosažení vhodných hodnot poměrné deformace v místě jejich měření. Toto pozitivum s sebou přináší zvýšení maximálního napětí. Oblast, ve které je dosaženo extrému napětí, je však možné zpevnit zvětšením přechodových zaoblení.

6 Konečný návrh měřicího členu

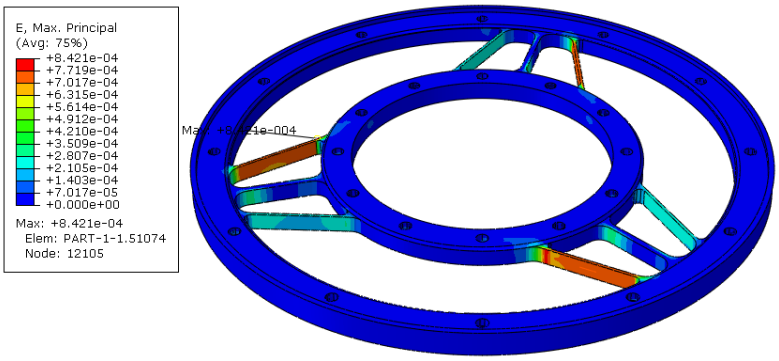
Konečný návrh měřicího prvku snímače krouticího momentu vychází z geometrie získané optimalizací. Jedná se o variantu se 3 nosnými prvky a 6 šikmými paprsky s upravenými rozměry poloměrů zaoblení. Jednotlivá zaoblení byla zvětšena tak, aby došlo k vyztužení oblastí uchycení paprsků k přírubám. Dále bylo provedeno sražení hran, aby po montáži nedocházelo ke kontaktu měřicího prvku s pojistkou. Na Obrázku 6.2 lze vidět schéma geometrie konečného návrhu měřicího prvku. Výkres se všemi detaily je v Příloze 1.



Obrázek 6.1: Schéma geometrie konečného návrhu

U této varianty zátěžný stav 1 způsobí maximální redukované napětí o velikosti 183 MPa a při zatížení stavem 2 je to $65,7$ MPa. V porovnání s návrhem v kapitole 5.5 došlo k nárůstu velikosti extrémů napětí, to lze s ohledem na zúžení paprsků předpokládat.

Hodnota poměrných prodloužení se nepatrně zvýšila, konkrétně na $7,3 \cdot 10^{-4} \div 2,9 \cdot 10^{-4}$. Obrázek 6.2 zobrazuje rozložení poměrného prodloužení na celé geometrii navrženého prvku.



Obrázek 6.2: Vizualizace poměrného prodloužení konečného návrhu

Po kontrole natočení vnitřní příruby vůči vnější bylo usouzeno, že opět nedojde k překročení úhlu 1 °. Hodnota posuvu v této oblasti dosahuje $3,4 \cdot 10^{-2} \div 1,1 \cdot 10^{-2}$. Přepočteno na úhel maximum představuje $0° \; 2' \; 13,58''$.

Hodnoty vypočtené softwarem Abaqus jsou uvedeny v tabulce 18.

Tabulka 18: Výsledné hodnoty konečného návrhu

	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	183 MPa	65,7 MPa
Poměrné prodloužení [1]	$7,3 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^{-4}$
Posuv [mm]	$3,4 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$

Porovnáním hodnot z Tabulky 18 s hodnotami předchozí varianty je patrné, že provedené změny geometrie mají pozitivní dopad na velikosti maximálního napětí. Současně lze vidět, že hodnoty poměrného prodloužení se nijak zásadně nesnížily. Tuto variantu proto lze považovat za nejvhodnější z hlediska požadavku na únosnost a možnost měřit deformace pomocí tenzometrů.

6.1 Materiál měřicího prvku

U navržených variant byly ve výpočtech uvažovány materiálové vlastnosti běžné konstrukční oceli dle Tabulky 3. Mez kluzu použité oceli musí mít bezpečně vyšší

hodnotu než je vypočtených 183 MPa. Dále je vhodné, aby ocel byla odolná vůči korozi, kvůli možné vyšší vlhkosti prostředí, ve kterém bude snímač provozován.

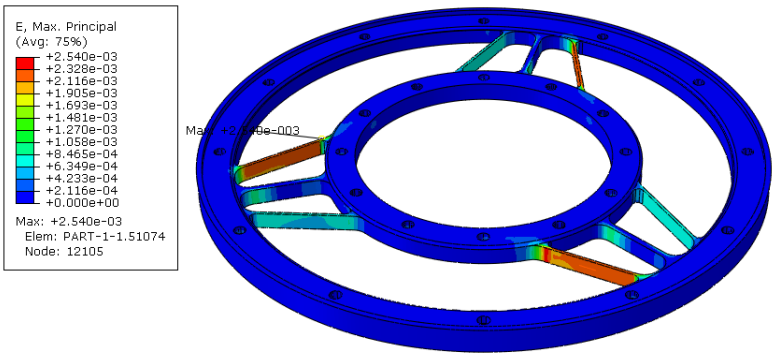
Další možností je výroba součásti ze slitiny hliníku. Pro tuto variantu byl ve výpočtu uvažován i materiál s vlastnostmi uvedenými v Tabulce 19.

Tabulka 19: Hodnoty materiálových charakteristik hliníkových slitin

Hustota	[t/mm^3]	$2,7 \cdot 10^{-9}$
Youngův modul	[MPa]	$7 \cdot 10^4$
Poissonovo číslo	[1]	$0,3$

Při použití uvedených materiálových vlastností klesla maximální hodnota redukovaného napětí na $182 \div 56$ MPa.

Hodnoty poměrného prodloužení se oproti variantě s ocelovými materiálovými parametry zvýšili a pohybují se v rozmezí $2,2 \cdot 10^{-3} \div 7,2 \cdot 10^{-4}$. Na následujícím Obrázku 6.3 je znázorněno rozložení poměrného prodloužení.



Obrázek 6.3: Vizualizace poměrného prodloužení hliníkové varianty

Nakonec byly odečteny hodnoty posuvu děr pro šrouby na vnitřní přírubě. Ani u této varianty nehrozí překročení úhlu 1 °, neboť maximální natočení v tečném směru činí 0,1 mm na poloměru $r = 52,5$mm, což odpovídá úhlu $0° \; 6' \; 32,89''$.

Hodnoty získané výpočtem této varianty jsou uvedeny v Tabulce 21.

Tabulka 20: Výsledné hodnoty návrhu z hliníkové slitiny

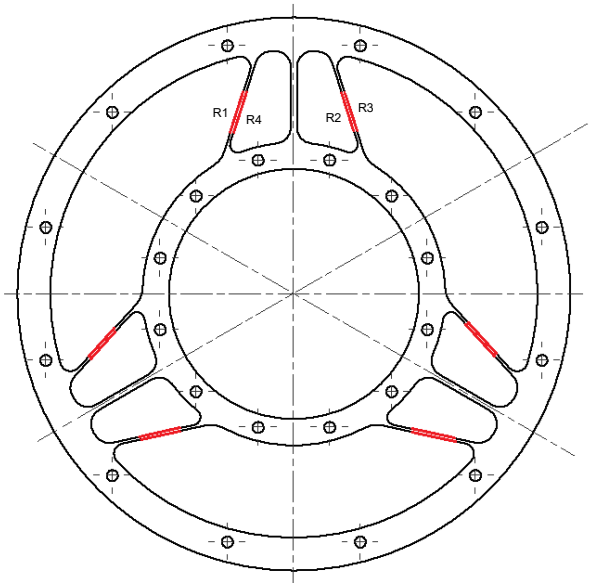
	Stav 1	Stav 2
Redukované napětí [MPa]	182 MPa	56 MPa
Poměrné prodloužení [1]	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$7,2 \cdot 10^{-4}$
Posuv [mm]	$0,1$	$3 \cdot 10^{-2}$

Použitím měřicího prvku ze slitiny hliníku lze docílit vyšších hodnot poměrného prodloužení. Mez kluzu hliníkové slitiny, která by byla k výrobě měřicího prvku použita, musí bezpečně převyšovat hodnotu 152 MPa, aby nedošlo k nevratné plastické deformaci a tím ke znehodnocení součásti.

Pro dlouhodobé používání měřicího prvku je vhodnější použití oceli, neboť hodnoty meze kluzu dosahují vyšších hodnot než u hliníkových slitin.

6.2 Instrumentace tenzometry

U navržené geometrie měřicího prvku snímače se předpokládá umístění tenzometrů uprostřed tenkých šikmých paprsků ze strany směrem k nosnému prvku i z opačné strany. Místa jsou znázorněna na Obrázku 6.4 červenou barvou.

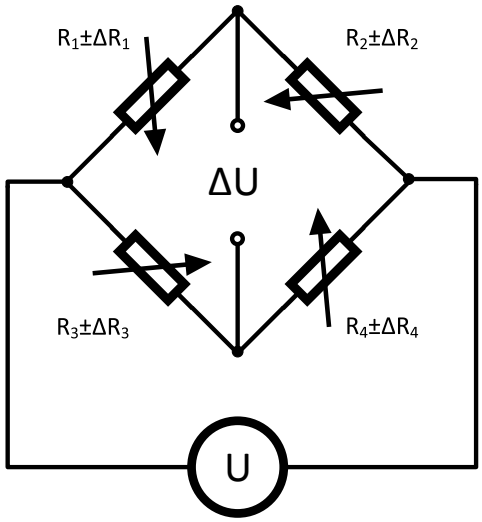


Obrázek 6.4: Schéma umístění tenzometrů

Pokud by pro aplikaci tenzometrů $R4$ a $R2$ nebyl dostatek prostoru, je možné umístit je na stejné plochy jako tenzometry $R1$ a $R3$. Alternativou tohoto řešení jsou tenzometry se 2 měřicími mřížkami, které jsou v nabídce výrobců.

Vzhledem ke způsobu zatížení snímače budou 3 šikmé prvky natahovány a 3 stlačovány. V radiálním směru dosahují jejich deformace hodnot stejného řádu, avšak opačného znaménka. Této skutečnosti lze využít tak, že je možno umístit tenzometry na všechny šikmé paprsky a zapojit vždy 4 tenzometry do plného mostu. Zapojení díky tomu dokáže kompenzovat parazitní vliv deformace způsobené teplotou při měření a navíc se zvýší citlivost tenzometrů. Pokud se 3 tenzometry umístěné stejně na geometrii zapojí sériově za sebe, budou jimi naměřené hodnoty zprůměrovány. To by však znamenalo více práce se samotným zapojováním.

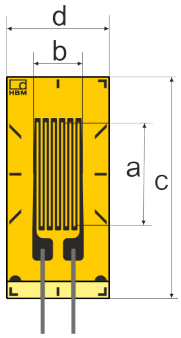
V plném mostě budou tenzometry zapojeny podle schématu na Obrázku 6.6.



Obrázek 6.5: Zapojení tenzometrů do plného mostu

Díky zapojení do plného mostu je možné vybrat tenzometry s jednoduchou měřicí mřížkou. Důležitou podmínkou pro výběr tenzometrů je jejich velikost. Šířka plochy, na kterou je navrženo umístění tenzometrů, je 6 mm. Délka šikmých paprsků je pak přibližně 32 mm. Vybraný tenzometr musí být menší než zmíněné rozměry.

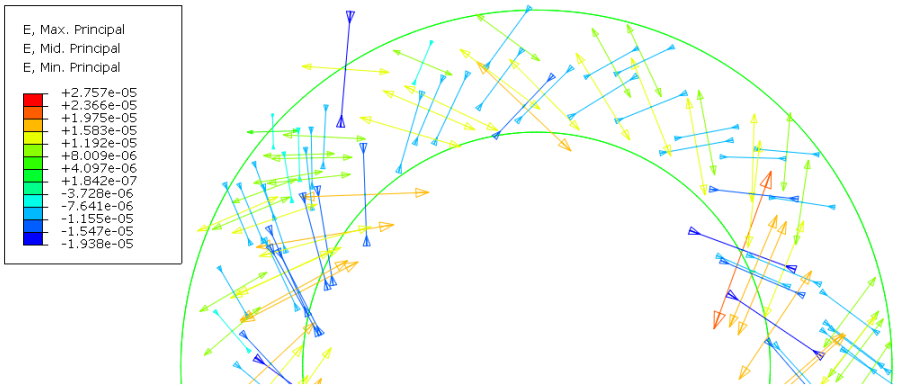
Konkrétně byl vybrán tenzometr značky HBM pod označením 1-1-LY41-3/120. Schéma tenzometru je na Obrázku 6.6 a jeho vnější rozměry jsou 5x8 mm. Délka měřicí mřížky je 3 mm.



Obrázek 6.6: Schéma vybraného tenzometru [6]

Na základě požadavku VZLÚ bude v této kapitole navržena i instrumentace tenzometry plné varianty měřicí membrány.

Výrobci tenzometrů v dnešní době nabízejí možnost napaření měřicí mřížky přímo na konkrétní součást. Pro návrh konkrétní podoby mřížky je vhodné znát orientaci hlavních směrů deformace. Na Obrázku 6.7 jsou tyto směry zobrazeny pro část měřicí membrány varianty 2, kam lze tenzometry umístit.



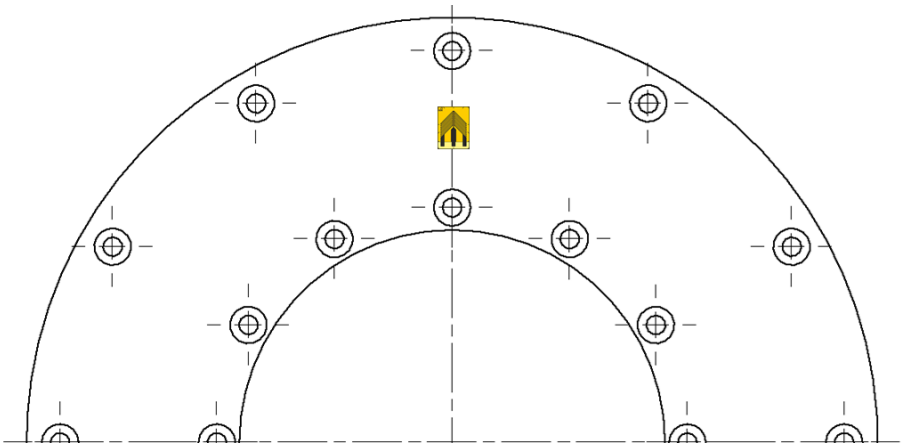
Obrázek 6.7: Schéma hlavních směrů deformace

Vzhledem k orientaci hlavních napětí je možné použít tenzometrické kříže zobrazené na Obrázku 6.8 pro snímání smykových napětí nalepené v tečném směru. Při takovémto umístě je předpokládáno namáhání jedné měřicí mřížky tahem a druhé

tlakem. V tomto případě by bylo využito zapojení do půlmostu či plného mostu. Je možné použít konkrétně tenzometr značky HBM označený 1-XY21-6/120.

Obrázek 6.8: Tenzometr pro měření smykových napětí [6]

Umístění takovýchto tenzometrů lze vidět na Obrázku 6.9.



Obrázek 6.9: Umístění tenzometru pro plnou variantu

Jak již bylo zmiňováno, při použití plné varianty bude měření zatíženo větší chybou než u předchozí navržené varianty.

6.3 Získávání momentu z deformace

Z konstrukce tenzometrů vyplývá, že jejich použitím pro měření lze získat hodnoty poměrného prodloužení. Při tenzometrickém měření jednoduchých profilů je možné hodnoty krouticího momentu přímo vypočítat, v případě navrženého snímače to však z důvodu složitosti geometrie nelze.

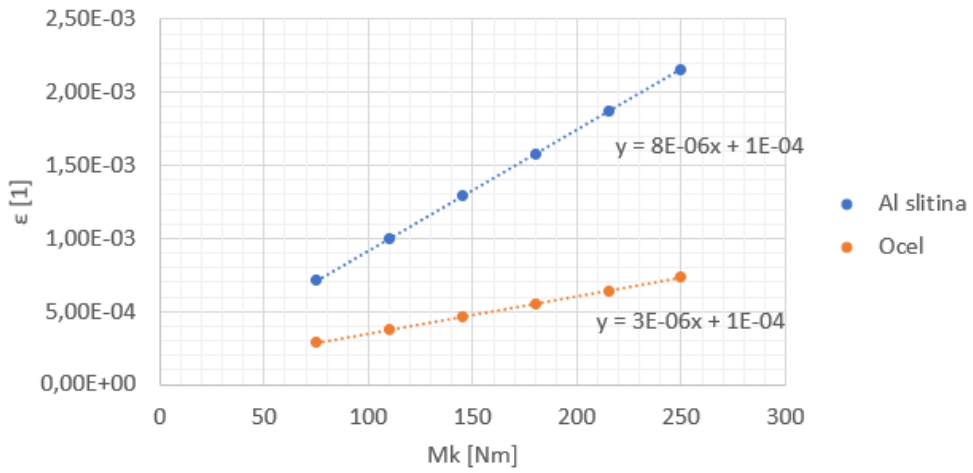
Pomocí softwaru Abaqus byly získány hodnoty poměrného prodloužení, které by měly být naměřeny tenzometry, při známé velikosti krouticího momentu. Poměrné

prodloužení bylo vypočteno pro variantu z oceli i ze slitiny hliníku. Získané hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 21.

Tabulka 21: Hodnoty poměrného prodloužení při různém krouticím momentu

Velikost momentu [Nm]	Poměrné prodloužení [mm]	
	Slitina hliníku	Ocel
250	$2,16 \cdot 10^{-3}$	$7,33 \cdot 10^{-4}$
215	$1,87 \cdot 10^{-3}$	$6,44 \cdot 10^{-4}$
180	$1,58 \cdot 10^{-3}$	$5,55 \cdot 10^{-4}$
145	$1,29 \cdot 10^{-3}$	$4,66 \cdot 10^{-4}$
110	$1,0 \cdot 10^{-3}$	$3,78 \cdot 10^{-4}$
75	$7,18 \cdot 10^{-4}$	$2,89 \cdot 10^{-4}$

Z uvedených hodnot byl sestrojen graf závislosti poměrného prodloužení na velikosti krouticího momentu, který je na Obrázku 6.10. Jednodlivými body byla proložena lineární závislost, jejíž rovnice je v grafu také uvedena.



Obrázek 6.10: Závislost poměrného prodloužení na momentu

Pomocí vztahů uvedených v grafu je možné z naměřené hodnoty deformace spočítat velikost krouticího momentu, přesto bude potřeba provést před samotným měřením kalibraci.

6.4 Zhodnocení konečného návrhu

Konečná podoba geometrie navrženého měřicího členu snímače krouticího momentu vnikla úpravou návrhu získaného optimalizací. Spojení vnitřní a vnější příruby je vyřešeno pomocí 3 nosných a celkem 6 tenkých paprsků.

Při provozním zatížení dosahuje poměrné prodloužení tenkých šikmých paprsků hodnot, které lze měřit pomocí tenzometrů, aniž by měření bylo zatíženo výraznou chybou. Zároveň je zatížení přenášeno nosnými prvky, takže nehrozí natočení vnitřní příruby o hodnotu, která by znamenala opření pojistky o pouzdro a další nezatěžování měřicího prvku.

Vnější rozměry návrhu jsou oproti variantě navržené VZLÚ zvětšeny v radiálním směru na maximální možnou velikost. Vnější průměr prvku je tedy 210 mm. S touto změnou bude dále souviset úprava rozměrů nábojů rotorů a pojistky.

Měření rozdílového krouticího momentu je navrženo prostřednictvím snímání poměrného prodloužení tenzometry a následného přepočtu na krouticí moment.

Měřicí prvek byl navržen tak, aby vyhověl zadaným požadavkům. Je tedy předpokládána provozuschopnost do otáček $n = 7\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$ a do maximální velikosti rozdílového krouticího momentu 250 Nm.

Samotná zkušební turbína je schopná provozu až do otáček $n = 16\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$. Bylo tedy simulováno zatížení navrženého prvku i při vysokootáčkovém provozu dle Tabulky 2. U tohoto provozu dosahuje předpokládaná velikost krouticího momentu nižší hodnoty než při doposud uvažovaném provozu.

Kvůli nižší velikosti krouticího momentu nabývá také maximální velikost redukovaného napětí nižších hodnot - $157 \div 147$ MPa při zadání materiálových vlastností oceli. Hodnoty poměrného prodloužení se při tomto zatížení snížily na $7,0 \cdot 10^{-4} \div 6,0 \cdot 10^{-4}$. Lze vidět, že spektrum naměřených deformací není tak široké jako při zatěžování do maximálních otáček $n = 7\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$. Měřicí prvek snímače krouticího

momentu bude možné provozovat až do otáček 16 000 min^{-1}, nicméně nebyl k tomu primárně navržen.

6.4.1 Cyklické namáhání

Při provozu snímače krouticího momentu se nelze vyvarovat cyklickému namáhání. Velikost aerodynamického buzení se nepředpokládá nijak velké, navíc počet lopatek statoru a rotoru bude vzájemně nesoudělný pro minimální kolísání celkového krouticího momentu.

Velikost fluktuací krouticího momentu bude souviset s celkovou dynamikou soustavy. Dopad tohoto faktoru však v současné době není možné odhadnout.

Případný vznik únavových trhlin je možné ovlivnit volbou materiálu, jehož hodnota meze únavy bude dostatečně vysoká.

6.4.2 Vlastní frekvence

U navržené konstrukce měřicího prvku byly vyhodnoceny hodnoty vlastních frekvencí a vlastní tvary kmitu. Pokud by některá z vlastních frekvencí nabývala hodnoty nižší než maximální otáčky provozu ($116,7$ resp. $266,7$ Hz), znamenalo by to vybuzení deformací způsobených rezonancí a tenzometrické měření by bylo zatíženo chybou.

V následující Tabulce 22 je uvedeno prvních 10 vlastních frekvencí.

Tabulka 22: Vlastní frekvence měřicího prvku

	Vl. frekvence [Hz]		Vl. frekvence [Hz]
1	3926	6	$4949,9$
2	$4606,2$	7	$4989,9$
3	4609	8	$5043,3$
4	$4880,1$	9	$5060,1$
5	$4904,9$	10	13241

Vypočtené hodnoty vlastních frekvencí jsou vyšší než frekvence otáček, tudíž samotné otáčky vlastní kmity nevybudí. Vlastní frekvence však mohou nastat v důsledku součinu počtu lopatek, který se bude pohybovat od 75 do 100 lopatek pro zatížení nízkými otáčkami a od 40 do 60 u vysokootáčkové varianty, s velikostí otáček. Tento fakt tedy nutno při měření brát v potaz.

Navržená geometrie měřicího prvku snímače rozdílového krouticího momentu dle provedených výpočtů splňuje zadané požadavky. Tvarová komplexnost prvku s sebou vedle pozitiv přináší nevýhodu v podobě náročnější technologie výroby, než by tomu bylo u plné varianty. Tato skutečnost však nepředstavuje překážku v realizovatelnosti návrhu.

Závěr

Diplomová práce se věnovala především návrhu měřicího prvku snímače rozdílového krouticího momentu, který má být použit v pokusné turbíně Výzkumného a zkušebního leteckého ústavu (VZLÚ). Pro porozumění snímání krouticího momentu předchází samotnému návrhu teoretická část věnovaná právě této problematice, kde byly nejběžnější metody měření přiblíženy.

Z uvedených možností, jak lze krouticí moment snímat, byla vybrána metoda měření deformací způsobených krouticím momentem pomocí odporových tenzometrů. Principu fungování tenzometrů a jejich použití se proto věnují další kapitoly práce.

Samotnému návrhu prvku pro snímání krouticího momentu předcházelo seznámení se s návrhem konstrukce snímače, který byl vytvořen VZLÚ, se způsobem jeho zatížení a požadavky, které snímač měl splňovat. Jednou ze součástí snímače byl měřicí prvek, ten vlivem působení rozdílového krouticího momentu podléhal deformaci. Snímání velikostí těchto deformací bylo navrženo právě pomocí tenzometrů.

Hlavními hodnotícími parametry při návrhu bylo dosažení maximální hodnoty redukovaného napětí, to bylo požadováno co možná nejnižší, aby nedošlo k poškození součásti. Pro tenzometrické měření zatížené přijatelně velkou chybou byl kladen požadavek na co nejvyšší hodnoty poměrného prodloužení v oblastech měřicího elementu, kde se předpokládalo umístění tenzometrů.

Pro možnou analýzu chování měřicího prvku při zatížení byl vytvořen virtuální model měřicího prvku dle návrhu VZLÚ. Popis tvorby MKP modelu pomocí softwaru Abaqus má v této práci také své místo. Po několika úpravách původní varianty byla vytvořena geometrie měřicího prvku tak, aby vyhovovala definovaným požadavkům.

Navržená podoba měřicího prvku je tvořena poměrně komplexní geometrií, nabízelo se tak provedení optimalizace vybraných rozměrů. Tento proces byl realizován pomocí softwaru Matlab, který umožňoval spouštění MKP výpočtů bez nutnosti manuálního otevírání jiného výpočetního programu. Optimalizací byla dle MKP výpočtů získána geometrie lépe splňující požadovaná kritéria.

Konečný návrh vychází z varianty získané optimalizací, kdy optimalizovaná geometrie byla dále upravena. Jednou z úprav bylo vyztužení nejnamáhanějších částí,

další úprava pak byla provedena pro správnou funkci součásti po montáži do sestavy snímače.

Na závěr byly okomentovány vlastnosti navržené varianty. Práce obsahuje komentář k výběru materiálu i návrh instrumentace tenzometry. Při provozu strojních součástí se nelze vyhnout cyklickému namáhání. I této problematice je krátká část věnována, ačkoli nebyly k dispozici podklady, díky kterým by bylo možné toto téma více rozvést. V neposlední řadě byla věnována pozornost vlastním frekvencím navrženého měřicího prvku.

Závěrem by se tedy dalo shrnout, že byla navržena podoba měřicího prvku snímače rozdílového krouticího momentu, která by měla splňovat zadaná kritéria. Tento závěr byl podložen výpočty získanými pomocí softwaru Abaqus. Přestože geometrie navržené varianty obsahuje složitější tvary, nepředstavuje tato skutečnost překážku při samotné realizaci návrhu.

Literatura

[1] Datum electronic. [cit. 4.11.2019] Dostupné z https://datum-electronics.co.uk/our_services/inline-torque-sensor-solutions/.

[2] Hbm. [cit. 4.11.2019] Dostupné z https://www.hbm.cz/produkty/snimace-krouticiho-momentu/tb1a/.

[3] Reaction torque transducers. [cit. 14.11.2019] Dostupné z https://www.himmelstein.com/torque-transducers/reaction-torque-transducers.

[4] J. Černohorský. Senzory s kovovými tenzometry v technické praxi. *Automa [online]. Ústí nad Labem: Automa–časopis pro automatizační techniku*, 2008.

[5] S. Ďaďo and M. Kreidl. *Senzory a měřicí obvody. 2. vyd.* Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999.

[6] HBM. Strain gauge catalog. [cit. 26.6.2020] Dostupné z https://www.hbm.com/en/2073/strain-gauge-pdf-catalog/.

[7] K. Hoffmann. *An Introduction to Measurements using Strain Gages.* HBM, Dartmstadt, 1989.

[8] J. Jenčík and J. Volf. *Technická měření.* Vydavatelství ČVUT, 2003.

[9] J. Michalec. *Pružnost a pevnost I.* Vydavatelství ČVUT, 2009.

[10] G. Papazafeiropoulos, M. Muñiz-Calvente, and E. Martínez-Pañeda. Abaqus2matlab: a suitable tool for finite element post-processing. *Advances in Engineering Software*, 105:9–16, 2017.

[11] R. Schicker and G. Wegener. *Measuring Torque Correctly.* Hottinger Baldwin Messtechnik, 2002.

[12] D. Systèmes. Simulia user assistance 2017, abaqus. *Dassault Systèmes, Vélizy-Villacoublay, France*, 2016.

Seznam obrázků

1.1 Přehled účinků krouticího momentu [5] 2
1.2 Schéma konfigurace měření [5] 4
1.3 Princip rotačního převodníku krouticího momentu [11] 5
1.4 Provedení pružných členů a) Křížový b) Prstencový [5] 6
1.5 Přehled tvarů měřicích těles [11] 7
2.1 Kovové tenzometry [7] 8
2.2 Wheatstonův můstek 11
2.3 Zapojení kompenzačního a měřicího tenzometru 12
2.4 Zapojení shodně namáhaného kompenzačního tenzometru 13
2.5 Zapojení opačně namáhaného kompenzačního tenzometru 13
2.6 Princip creepu [7] 14
3.1 Schéma turbíny 16
3.2 Schéma návrhu snímače krouticího momentu 17
3.3 Schéma návrhu snímače krouticího momentu - řez B-B 17
3.4 Prostorový model návrhu snímače 18
3.5 Schéma měřicí membrány 19
4.1 Definice vazby Coupling 23
4.2 Vizualizace zatížení 25
4.3 Okrajová podmínka vetknutí 26
4.4 Okrajová podmínka omezení posuvu v axiálním směru 27
4.5 Vygenerovaná síť měřicí membrány 27
4.6 Vizualizace rozložení napětí sestavy 28
4.7 Vizualizace rozložení napětí samotné membrány 28
4.8 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 1 30
4.9 Vizualizace posuvu varianty 1 31
4.10 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 2 32
4.11 Geometrie varianty 3 33
4.12 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 3 34
4.13 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 4 36

4.14 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 5 37
4.15 Schéma geometrie varianty 6 39
4.16 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 6 40
4.17 Vizualizace poměrného prodloužení varianty 7 41
4.18 Grafické znázornění redukovaného něptí 43
4.19 Grafické znázornění poměrného prodloužení 44
5.1 Vstupní parametry optimalizace 45
5.2 Vývojový diagram procesu optimalizace 48
5.3 Průběh cílové funkce v závislosti na počtu volání 51
5.4 Průběh cílové funkce v závislosti na iteracích 52
5.5 Schéma optimalizované geometrie 52
5.6 Vizualizace poměrného prodloužení optimalizované varianty 53
6.1 Schéma geometrie konečného návrhu 54
6.2 Vizualizace poměrného prodloužení konečného návrhu 55
6.3 Vizualizace poměrného prodloužení hliníkové varianty 56
6.4 Schéma umístění tenzometrů 57
6.5 Zapojení tenzometrů do plného mostu 58
6.6 Schéma vybraného tenzometru [6] 59
6.7 Schéma hlavních směrů deformace 59
6.8 Tenzometr pro měření smykových napětí [6] 60
6.9 Umístění tenzometru pro plnou variantu 60
6.10 Závislost poměrného prodloužení na momentu 61

Seznam tabulek

1 Hodnoty krouticích momentů při otáčkách do 7 000 min^{-1} 20
2 Hodnoty krouticích momentů při otáčkách do 16 000 min^{-1} 21
3 Hodnoty materiálových charakteristik 22
4 Amplituda krouticího momentu 24
5 Amplituda zatížení od rotace 25
6 Výsledné hodnoty varianta 1 31
7 Výsledné hodnoty varianta 2 33
8 Výsledné hodnoty varianta 3 34
9 Výsledné hodnoty varianta 4 36
10 Výsledné hodnoty varianta 5 38
11 Výsledné hodnoty varianta 6 40
12 Výsledné hodnoty varianta 7 42
13 Shrnutí získaných hodnot navržených variant 43
14 Hodnoty váhových koeficientů 49
15 Omezující intervaly optimalizačních parametrů 50
16 Výsledné hodnoty optimalizačních parametrů 51
17 Výsledné hodnoty optimalizované varianty 53
18 Výsledné hodnoty konečného návrhu 55
19 Hodnoty materiálových charakteristik hliníkových slitin 56
20 Výsledné hodnoty návrhu z hliníkové slitiny 57
21 Hodnoty poměrného prodloužení při různém krouticím momentu . . . 61
22 Vlastní frekvence měřicího prvku 63

Seznam použitých symbolů

Symbol		Název	jednotka
Φ	...	Úhel natočení	[rad]
M	...	Moment síly	[Nm]
F	...	Síla	[N]
r	...	Rameno síly	[m]
P	...	Výkon	[W]
ω	...	Úhlová rychlost	[rad $\cdot$ s^{-1}]
n	...	Otáčky	[min^{-1}]
L	...	Délka páky	[m]
F_R	...	Síla na rameni páky	[N]
M_R	...	Reakční moment	[Nm]
τ_K	...	Smykové napětí	[Pa]
M_K	...	Krouticí moment	[Nm]
W_K	...	Modul průřezu v krutu	[m^3]
R	...	Elektrický odpor	[Ω]
ρ	...	Měrný elektrický odpor	[Ωm]
l	...	Délka vodiče	[m]
S	...	Průřez vodiče	[m^2]
n	...	Otáčky	[min^{-1}]
ν	...	Poissonovo číslo	[1]
k	...	Součinitel deformační citlivosti	[1]
π_i	...	Podélný piezorezistentní součinitel	[Pa^{-1}]
E_d	...	Modul pružnosti materiálu vodiče	[Pa]
σ	...	Mechanické napětí	[Pa]
E	...	Youngův modul pružnosti v tahu	[Pa]
ε	...	Poměrné prodloužení	[1]
U	...	Elektrické napětí	[V]
Ui	...	Hodnota posuvu ve směru osy i	[m]
URi	...	Hodnota natočení kolem osy i	[rad]

Přílohy

Příloha 1

Výkres konečného návrhu měřicího elementu snímače krouticího momentu