

OBSAH

OBSAH	11
ÚVOD	12
1 Přehled současného stavu poznání	13
1.1 Rozdělení axiálních kluzných ložisek	13
1.2 Schéma axiálního kluzného ložiska	13
1.3 Podmínky funkce axiálního ložiska	14
1.4 Podmínky funkce axiálního ložiska	14
1.5 Podmínky funkce axiálního ložiska	14
1.5.1 Tvary funkční plochy segmentu	16
1.5.2 Tvary funkční plochy segmentu	17
1.5.3 Ložisko s komorovou kluznou plochou	17
1.5.4 Náběžná hrana oleje	18
2 Formulace řešeného problému a jeho analýza	20
3 Vymezení cílů práce	21
4 návrh metodického přístupu k řešení	22
5 analýza a interpretace získaných údajů	23
5.1 Analýza stávajícího axiálního ložiska	23
5.1.1 Počítačová simulace kluzného uložení	23
5.1.2 Měření termodynamických veličin ložiska	27
5.2 Návrh a analýza nového axiálního ložiska	30
5.2.1 Návrh kluzného segmentu a simulace kluzného uložení	30
5.2.2 Měření termodynamických veličin ložiska č. 3	39
6 ZÁVĚR	41
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	43
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	44
7 SEZNAM OBRÁZKŮ	45

ÚVOD

Pro pochopení funkce kluzných ložisek je nutné znát základy teorie hydrodynamického mazání. Je velice obtížné matematicky popsat proudění viskózní kapaliny v tenké vrstvě mezi kluznými povrchy. Nejen díky velkému počtu neznámých veličin, ale i díky jejich vzájemné závislosti se zatím nepodařilo teoreticky vyjádřit všechny fyzikální jevy probíhající v kluzném kontaktu. Z toho logicky plyne, že se popis těchto jevů zjednodušuje, což má za následek nepřesný popis. První pokusy a teorii hydrodynamického mazání představil v roce 1883 Beauchamp Tower. V témže roce zveřejnil Petrof první matematický model hydrodynamického mazání. O tři roky později vypracoval kompletní teorii Osbourne Reynolds. Jeho teorie využili pánové Michell a Kingsburry, kteří jako první (nezávisle na sobě) navrhli a vyrobili axiální kluzné ložisko s pevnými segmenty. Michell si je nechal roku 1904 patentovat. Kingsburry si roku 1907 patentoval ložisko s naklápěcími segmenty.

Axiální kluzná ložiska se používají k zachycení axiálních sil, které vznikají na rotorech. Jedním z nejstarších axiálních kluzných ložisek je ložisko hřebenové. Tyto ložiska pracovala díky nemožnosti dostatečného mazání při vysokých teplotách kluzných ploch. Ložiska mohla přenášet relativně malé střední tlaky na kluzných plochách. Moderní ložiska využívají například naklápěcích segmentů, díky nimž dosáhneme více jak desetinásobné únosnosti a zároveň výrazného zmenšení rozměrů (až pětikrát tenčí ložisko, u ložiska s pevnými segmenty dosáhneme dalšího zmenšení rozměrů). Dnešní ložiska pracují v závislosti na otáčkách a kluzné rychlosti.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1

1.1 Rozdělení axiálních kluzných ložisek

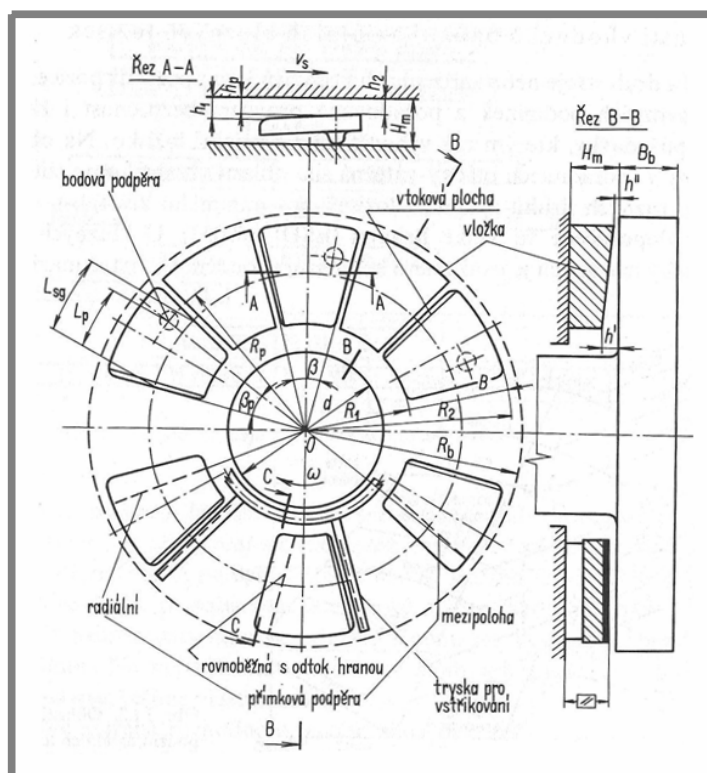
1.1

Axiální ložiska můžeme dělit dle mnoha hledisek. Jako první se nabízí rozdělení dle smyslu a charakteru zátěžné síly. To dělí ložiska na jednostranné nebo oboustranné, respektive zatížené statickou silou nebo dynamickou. Pokud se při zatěžování ložiska mění smysl otáčení, je třeba navrhnout reverzibilní ložisko. Z hlediska mazání rozeznáváme ložiska hydrostatická, hydrodynamická (zaplavení, vstřikování, protékání) a hybridní. Segmenty ložiska dělíme podle charakteru a tvaru. Segmenty mohou být plovoucí, naklápěcí nebo pevné s rovinnou, válcovou, střeovitou, třírovinnou, stupňovitou či komorovou plochou segmentu.

1.2 Schéma axiálního kluzného ložiska

1.2

Kluzné uložení se skládá ze dvou těles – samotné ložisko a běhoun rotoru. Zatímco běhoun rotoru si můžeme představit jako osazený hřídel, ložisko je poněkud složitější. Ložisko obsahuje segmenty, na které je přiváděn mazací olej. Ty jsou prakticky nosnou částí ložiska. Ložisko může obsahovat ještě různé plochy a části, které upravují přívod nebo průtok maziva ložiskem. Axiální segmentové ložisko je schematicky ukázáno na Obr. 1-1 [1].



Obr. 1-1 Schéma axiálního ložiska (naklápěcí segmenty)

1.3 Podmínky funkce axiálního ložiska

Při návrhu ložiska nepracuje konstruktér jen se zadanými a vypočtenými hodnotami (provozní podmínky, rozměry,...). Spoustu parametrů si musí zvolit v nějakém rozmezí. Z toho vyplývá, že při konkrétní zadání můžeme dojít k různým výsledkům. Obecně ale platí, že ložiska navrhujeme se dvěma záměry. Buďto hledáme ložisko s maximální únosností a ztráty výkonu třením nejsou rozhodující, nebo opačně hledáme ložisko s minimálními ztrátami třením. Většinou se kluzné ložisko navrhuje tak, aby při vysoké únosnosti mělo co nejmenší ztráty výkonu třením.

Aby ložisko spolehlivě plnilo svoji funkci, musí být předně správně vypočteno (geometrické rozměry). Další podmínkou dobře pracujícího kluzného uložení je volba vhodných materiálů. Největším problémem ale často bývá nesprávné obrobění geometrického tvaru funkčních ploch. Plochy bývají například zvlněné, a tím pádem nesplňují teoretické předpoklady klínové plochy, respektive navrženého tvaru. K deformaci funkčních ploch nebo běhounu může dojít i tepelným zatížením součástí. Obdobný problém může způsobit nedodržení kolmosti běhounu nebo ložiska na osu. Zde dochází navíc nerovnoměrnému zatížení segmentů ložiska (k pulsaci). Důležitou roli hraje drsnost povrchů kluzného uložení. Příliš velká drsnost může způsobit při nedostatečném mazání (mezné, smíšené) rychlé opotřebení, poškození nebo zničení funkčních ploch. Při velkých kluzných rychlostech může drsnost povrchu změnit charakter proudění mazného média z laminárního na turbulentní. Velký vliv na funkci ložiska má i volba vhodného oleje, který by měl mít při pracovních podmínkách kluzného uložení dostatečnou viskozitu.

1.4 Podmínky funkce axiálního ložiska

Kluzné plochy pevných segmentů axiálního ložiska mají konstantní sklon vůči kluzným plochám běhounu. Jejich únosnost je dána poměrem tlouštěk $a_h = h_1/h_2$ (viz Obr. 1 [1]). Z toho plyne, že ložiska s pevnými segmenty jsou vhodná vždy pro určité provozní podmínky. Nevýhodou těchto ložisek je změna poměru h_1/h_2 v závislosti na zatížení, kluzné rychlosti a teplotě maziva. Výhodou těchto ložisek je možnost konstrukce ložiska pro oba smysly otáčení i pro oba smysly zátěžné síly. Další výhodou je jeho relativně jednoduchá a levná konstrukce, která dovoluje menší rozměry než ložiska s naklápěcími segmenty. Pokud bude ložisko rotovat a běhoun stát (běžně tomu bývá opačně), můžeme využít ložisko jako čerpadla oleje.

1.5 Podmínky funkce axiálního ložiska

Při návrhu pevných segmentů navrhujeme pouze jeden segment, neboť se předpokládá, že všechny segmenty jsou zatíženy stejně. Celková únosnost (nebo požadovaný parametr ložiska) je pak součtem únosností na všech segmentech. Níže uvedený návrh a výpočet ložiska je založen na teoretických popisech jevů probíhajících v kluzném uložení a upraven dle výsledků experimentálních prací. Pro vývoj konkrétního kluzného uložení je možno výpočet dále upravit dle experimentálních dat.

Pro konstrukci ložiska a pro posouzení jeho funkce je nutné vypočítat tloušťku mazacího filmu za normálních podmínek a minimální tloušťku mazacího filmu za extrémních podmínek (které smí nastat jen zřídka a na velmi krátkou dobu). Dále je nutné vypočítat teplotu a průtok maziva v kluzném uložení za pracovních podmínek. Zadané hodnoty pro výpočet ložiska jsou: celková zátěžná síla a její orientace (F_L), otáčky (n), průměr hřídele v ložisku (d), mazivo, vstupní teplota a popřípadě tlak maziva, odvod nebo přívod tepla v kluzném uložení, směr otáčení.

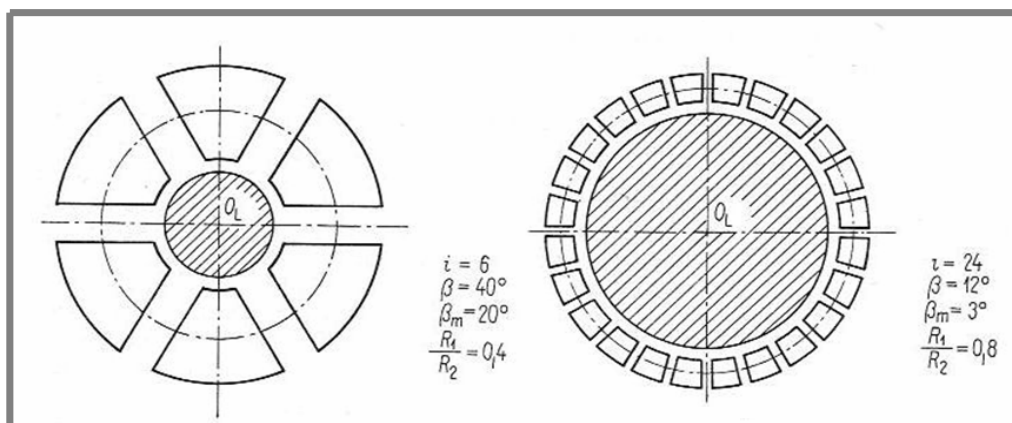
Hodnoty volené při návrhu ložiska konstruktérem: vnitřní poloměr segmentů (R_1), poměr poloměrů segmentů ($s = R_1/R_2 = 0,4$ až $0,8$), sklon kluzné plochy vůči ploše běhounu, počet segmentů (i) a středový úhel (β), tvar funkční plochy segmentů, tvar obrysu segmentu, způsob mazání.

Volba počtu segmentů je sice volená, ale měla by korespondovat s velikostí zátěžné síly a kluznou rychlostí. Doporučuje se, aby počet a rozměry segmentů byly jen takové, jak je třeba (viz Obr. 1-2 [1]). Vnější poloměr segmentu (R_2) se navrhuje v závislosti na přípustném středním tlaku na kluznou plochu. Velice lákavé bývá zvětšování činné plochy segmentů na úkor mezer mezi nimi. Zvýšíme sice únosnost ložiska (střední tlak klesá), ale zvýšíme i ohřev maziva. A to díky tomu, že velká část maziva přechází ze jednoho segmentu do následujícího. S ohřevem maziva klesá jeho viskozita, a druhotně i únosnost.

Středový úhel (β) se obvykle navrhuje v rozmezí 10° až 40° . Jeho konkrétní velikost závisí na poloměrech R_1 a R_2 . Poměr délky a výšky segmentu (L_{sg}/B) bývá v rozmezí $0,5$ až $1,0$. Za běžných podmínek se navrhuje počet segmentů dle vzorce:

$$i = \frac{2\pi}{(1 + C_{sb}'')\beta} \quad (1)$$

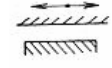
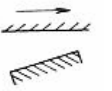
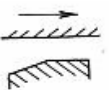
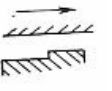
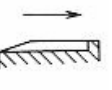
kde $C_{sb}'' = 0,008v_s + 0,08$. Počet segmentů se zaokrouhlí na celé číslo.



Obr. 1-2 Příklad návrhu počtu segmentů

1.5.1 Tvary funkční plochy segmentu

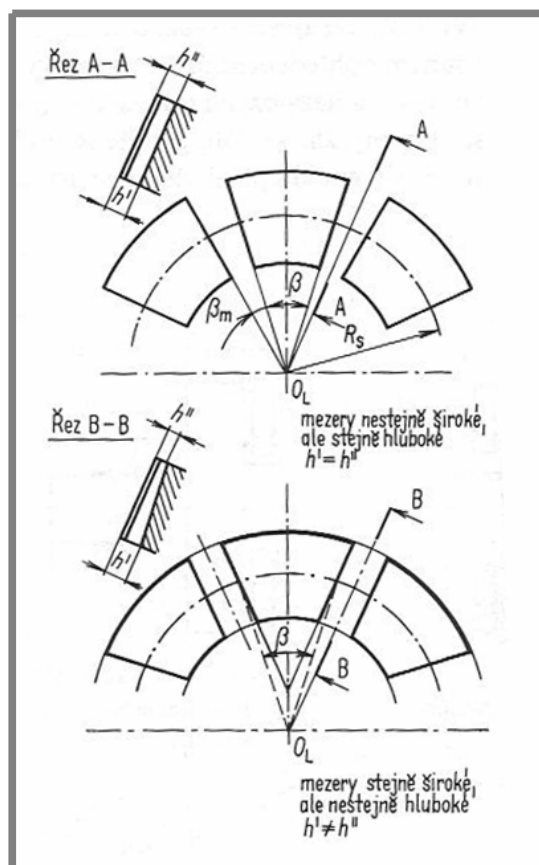
Volba tvaru funkční plochy segmentu závisí na požadované únosnosti ložiska, na provozních podmínkách ložiska a v neposlední řadě na možnostech a ceně výroby. V následující přehledné tabulce [1] jsou schematicky zobrazeny základní tvary průřezů kluzných ploch.

Schema	Charakteristika plochy segmentu	Únosnost segmentu	Oteplení maziva	Poznámka
	Plocha rovnoběžná s běhounem	malá	velké	Možnost změny smyslu otáčení
	Rovinná plocha, skloněná (klínová vrstva)	velká	poměrně malé	Jen pro jeden smysl otáčení
	Dvě protínající se roviny, jedna rovnoběžná s běhounem	velká	poměrně malé	Jen pro jeden smysl otáčení, dobré pro rozběh a doběh stroje, vhodné pro hybridní ložisko
	Stupňovitá plocha rovnoběžná s běhounem	Velmi značná	poměrně malé	Jen pro jeden smysl otáčení a neměnné provozní podmínky
	Třírovinná kluzná plocha, symetrická	střední	poměrně malé	Pro oba smysly otáčení, dobré podmínky pro rozběh a doběh stroje, vhodné pro hybridní ložisko
	Komorová plocha	velká	větší	Jen pro jeden smysl otáčení, vhodné pro hybridní ložisko

Tab. 1-1 Přehled tvarů funkčních ploch segmentů

1.5.2 Tvary funkční plochy segmentu

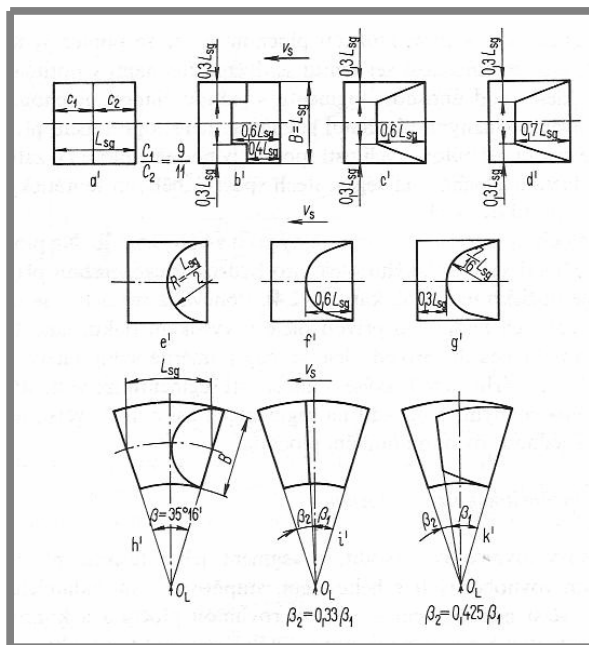
Každého jistě jako první tvar obrysu segmentu napadne mezidruhovová výseč. Jenomže tyto segmenty vytváří mezi sebou prostor pro drážku, kterou je přiváděn olej, ve tvaru podobné výseče. To je nevýhodné z hlediska rovnoměrného dodávání oleje na funkční (kluznou) plochu. Vhodnější by byl v tomto případě tvar opačný – zužující se. Protože by výroba takto navrženého segmentu byla náročná, navrhuje se drážka pro přívod oleje konstantní šířky a proměnné hloubky (s růstem délky drážky v radiálním směru její hloubka klesá). Nestejná hloubka drážky v radiálním směru ale není podmínkou. Zvláště u malých ložisek nebo u ložisek, kde má drážka pro rozvod oleje také funkci jakéhosi „stěrače“, který má odplavovat ohřátý olej proudící z předchozího segmentu. Příklad těchto drážek je ukázán na Obr. 1-3 [1].



Obr. 1-3 Ukázka mazacích drážek

1.5.3 Ložisko s komorovou kluznou plochou

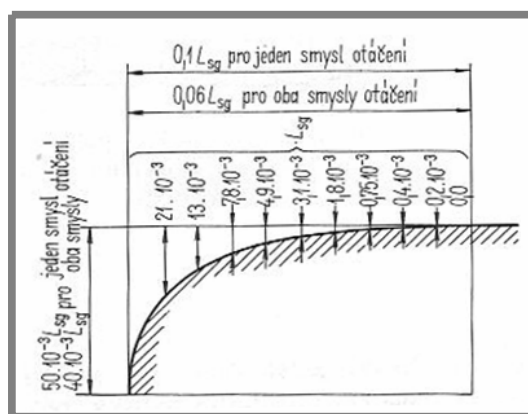
Jsme-li při návrhu ložiska omezení velikostí ložiska anebo chceme-li ložisko s co největší únosností, doporučuje se ložisko se stupňovitou kluznou plochou. Řešením Reynoldsovy rovnice zjistíme, že toto ložisko může mít až o 80% vyšší únosnost, než ložisko s klínovou vrstvou maziva. Obrys kluzné plochy stupňovitého segmentu může být různý (viz. Obr. 1-4 [1]), ale z experimentálních měření a výpočtů bylo zjištěno, že nejvýhodnějším tvarem je k' .



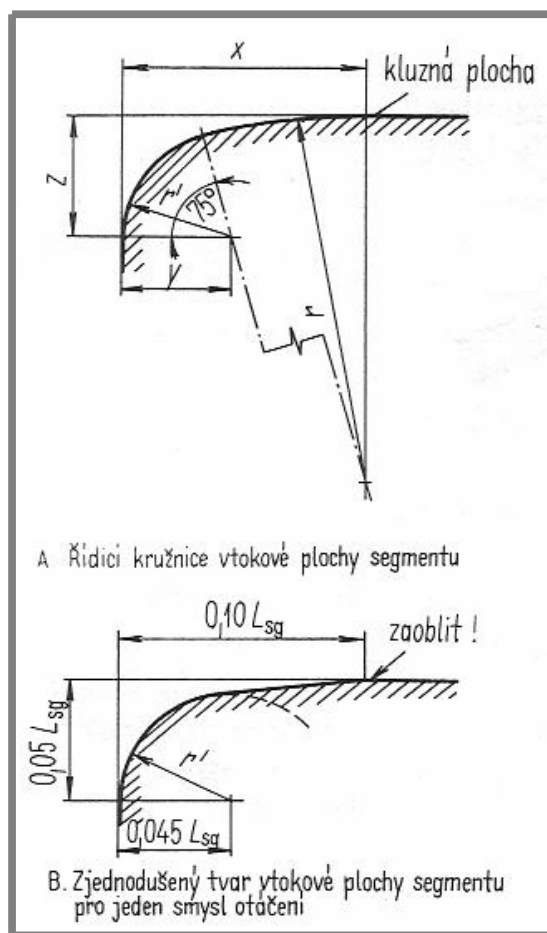
Obr. 1-4 Tvary obrysu kluzných ploch

1.5.4 Náběžná hrana oleje

Velmi důležitým prvkem ložiska je tvar náběžné hrany oleje. Měl by umožňovat plynulou dodávku mazacího oleje na kluznou plochu. Ukázalo se, že pro tento účel je nejvýhodnější přechod z čelní roviny drážky na funkční plochu parabolický válec (viz Obr. 1-5 [1]). Výroba plochy parabolického válce je technologicky velice náročná (zvláště u malých ložisek) a zvyšuje nároky na výrobu ložiska. Proto je možné plochu parabolického válce nahradit plochou popsanou na Obr. 1-6 [1].



Obr. 1-5 Ideální tvar náběžných hran oleje



Obr. 1-6 Zjednodušený tvar náběžných hran oleje

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

Axiální kluzná ložiska jsou jedním z klíčových konstrukčních prvků dnešních turbodmychadel, která jsou používána například pro lodní dieselové motory nebo plynové motory generátorů elektřiny (např. záložní zdroje nemocnic). Ložiska pracují mnohdy za nestandardních podmínek – vysoké teploty oleje a tepelné namáhání, vysoké otáčky, konstruktér si nemůže volit mazací olej (ložisko využívá motorového oleje).

V této diplomové práci bude zkoumáno stávající axiální kluzné ložisko turbodmychadla NR20/SJ jejímž výrobcem je firma PBS Turbo s. r. o. z Velké Bíteše. Protože některá turbodmychadla naráží na problémy s axiálními ložisky, která pracují ve stavech, jež nejsou popsány a prozkoumány v potřebné míře, bude tato diplomová práce obsahovat analýzu měřitelných parametrů (teplota, tlak, průtok oleje,...) tohoto ložiska a stručný popis nedostatků stávajícího kluzného uložení.

Vzhledem k tomu, že přístup k ložisku při provozu je velice obtížný, je nutné vyřešit vývod termočlánků a hlavně tlakového oleje.

Dále bude navrženo a ověřeno nové ložisko se snahou zvýšit únosnost ložiska a druhotně zlepšit i jiné vlastnosti kluzného uložení. Nové ložisko musí mít stejné vnější (zástavbové) rozměry, jako stávající ložisko. Návrh a analýza ložiska jsou tudíž omezeny na návrh nového kluzného segmentu. Obě ložiska budou porovnána.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

3

Cílem této diplomové práce je analýza vlastností stávajícího axiálního kluzného ložiska. To znamená, že bude provedena simulace stávajícího kluzného uložení (výpočet pomocí CFD systému). Pro potvrzení simulace bude dále provedeno měření, které by mělo potvrdit simulované výsledky. Po verifikaci simulace budou navrženy čtyři nové geometrie segmentů. Vyrobit se varianta s nejlepšími výsledky simulace. Nové ložisko bude porovnáno se stávajícím ložiskem. Ložisko bude zkoušeno na zkušebně PBS Turbo s. r. o.

Axiální kluzné ložisko se skládá ze dvou nosných částí (hlavní axiál a vedlejší axiál). V této diplomové práci bude zkoumán jen hlavní axiál, který je v provozu mnohem více namáhán a je, na rozdíl od vedlejšího, využíván drtivou většinu času provozu turbodmychadla.

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

V první řadě je třeba analyzovat stávající ložisko používané v turbodmychadle NR20/S. Bude provedena počítačová simulace kluzného uložení i praktické zkoušení ložiska na zkušebně. Po zjištění charakteristik stávajícího ložiska a chování oleje v kluzném uložení budou navrženy čtyři nové varianty ložiska. Z finančních a časových důvodů bude po počítačové simulaci všech čtyřech variant vyrobeno pouze ložisko s nejlepšími předpokládanými vlastnostmi. To bude dále prakticky zkoušeno a porovnáváno se stávajícím ložiskem. Protože je pravděpodobné, že během zkoušení ložisek budou objeveny nedostatky kluzného uložení, budou tyto průběžně zaznamenávány.

Pro měření termodynamických veličin a charakteristik turbodmychadla během zkoušení bude použito měřidel a zařízení ze zkušebny PBS Turbo s. r. o.

5 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

5

5.1 Analýza stávajícího axiálního ložiska

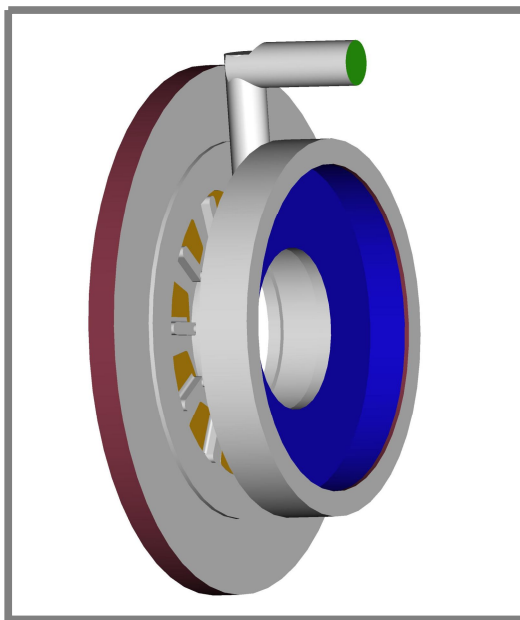
5.1

Analýza stávajícího axiálního ložiska pro turbodmychadla NR20/S (dále jen stávající ložisko) se v souladu s navrženým postupem řešení skládá z dvou částí – počítačové simulace a praktického měření.

5.1.1 Počítačová simulace kluzného uložení

5.1.1

Abychom měli možnost srovnání stávajícího ložiska s novými variantami ještě před samotnou výrobou, je nutné provést simulaci kluzného uložení. Pro simulaci byl použit program FLUENT 6.3, pro modelování olejového prostoru (prostor, který fakticky vyplňuje olej v ložisku a kluzném uložení) byl použit Pro Engineer WF3 – viz Obr. 5-1. Zeleně je označena plocha, kterou vstupuje olej do ložiska při teplotě 70° C a tlaku 2,89 bar. Průtok oleje je 980 l/h. Červeně jsou označeny plochy výstupu oleje z kluzného uložení, modře plochy terče (běhounu) hlavního axiálu a žlutě pevné segmenty vedlejšího axiálu.



Obr. 5-1 Model olejového prostoru

Pro výpočet bylo nutné určit závislosti vlastností mazného oleje (viskozita – teplota, hustota – teplota). Protože při praktických zkouškách bude použit olej Q8 Formula Excel SAE 5W/40, byly v simulaci použity charakteristiky právě tohoto oleje (viz. Tab. 5-1).

teplota (°C)	kinematická viskozita (mm ² .s ⁻¹)	hustota (kg.m ⁻³)	dynamická viskozita (Pa.s)
40	86,086	832	7,162.10 ⁻²
60	41,041	819	3,361.10 ⁻²
80	22,533	806	1,815.10 ⁻²
100	13,513	793	1,072.10 ⁻²
120	9,209	780	7,47.10 ⁻³
140	6.523	767	5.003E-03
160	4.859	754	3.664E-03
180	3.770	741	2.794E-03
200	3.024	728	2.201E-03
210	2.737	721.5	1.975E-03

Tab. 5-1 Charakteristiky oleje Q8 Formula Excel SAE 5W/40

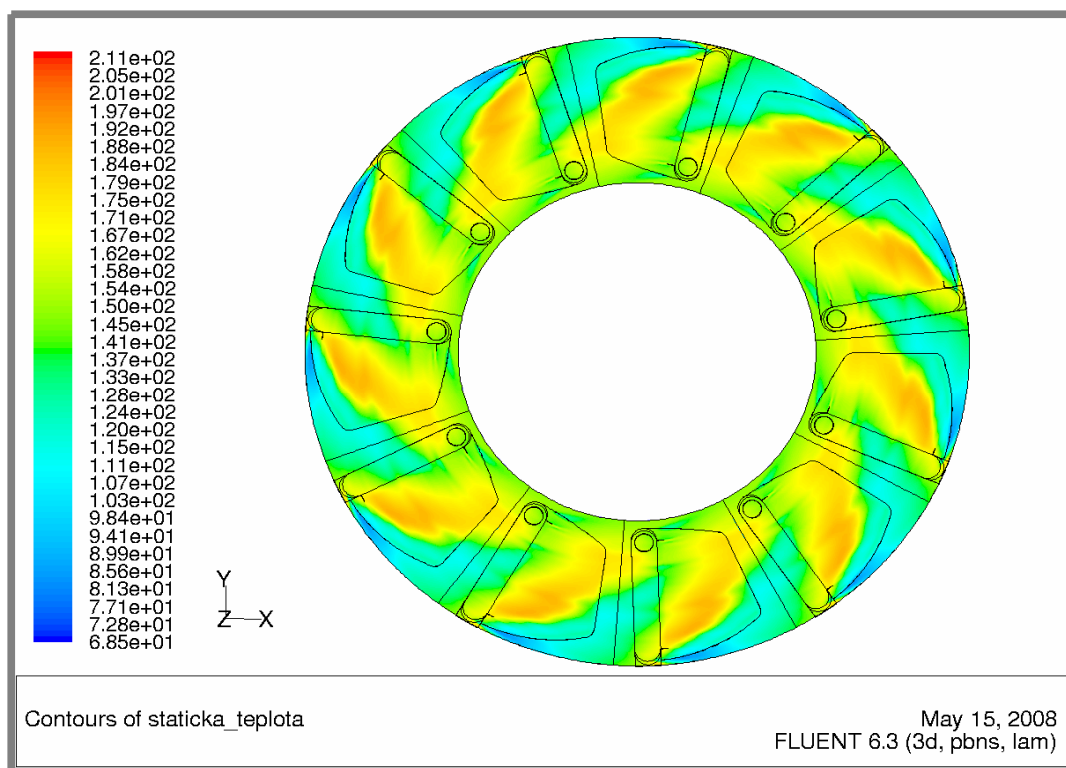
Dynamickou viskozitu pro libovolnou teplotu t ve výše uvedeném rozpětí lze stanovit na základě formule [2] - [6].

$$\mu(t) = A e^{\frac{B}{t+C}},$$

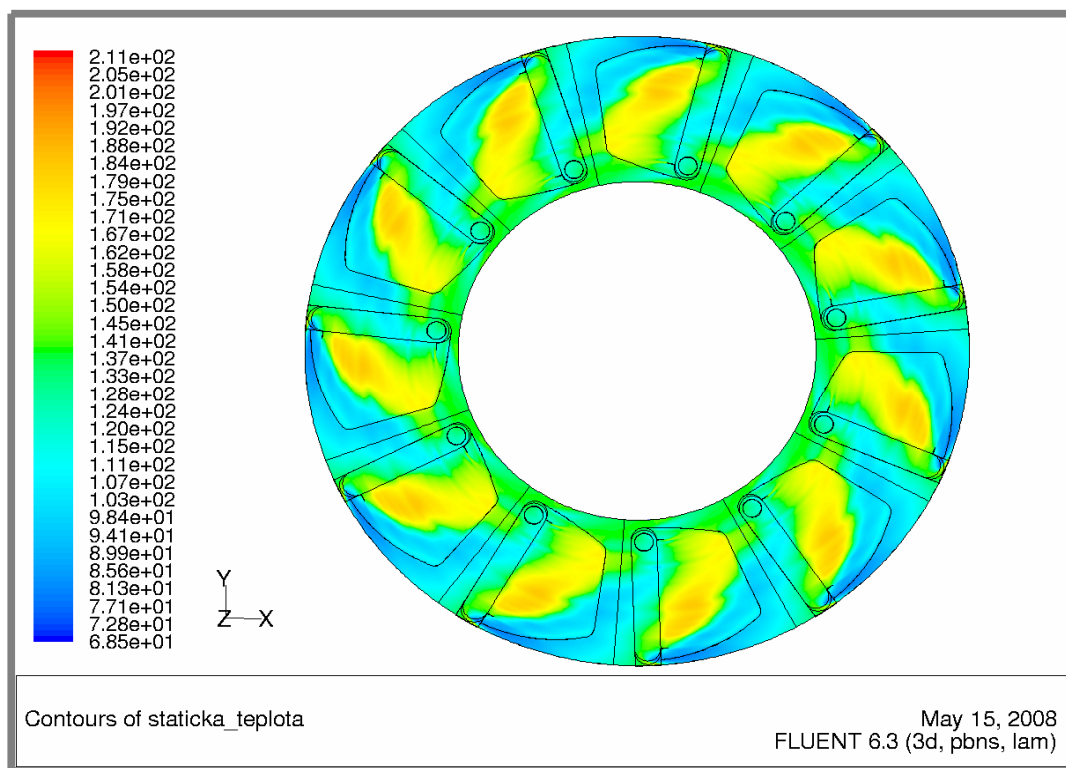
kde $A = 5,529 \cdot 10^{-5}$ $B = 1213,2$ $C = 129,29$

Dynamická viskozita uvedená v Tab. 5-1 byla od 140 °C vypočtena dle výše uvedeného vztahu. Z dynamické viskozity byla dále vypočtena kinematická viskozita. Z měření provedených dříve panem ing. Šimkem CSc. bylo zjištěno, že tloušťka olejového filmu a axiální síla je při provozních otáčkách (40.000 ot/min) 25 μm resp. 3000 N. Tato tloušťka a zatížení byly také modelovány. V simulaci nebyl uvažován přenos tepla do mazacího oleje vedením od turbíny. Ohřev oleje tímto způsobem byl brán jako zanedbatelný.

Na Obr. 5-2, 5-3 a 5-4 jsou již výsledky simulace. První obrázek (Obr. 5-2) ukazuje kontury statické teploty mezi statorem a rotorem (stejná vzdálenost od rotoru i do statoru). Na Obr. 5-3 jsou také kontury statické teploty, ale tentokrát jen 1 μm od statoru (tedy od ložiska).



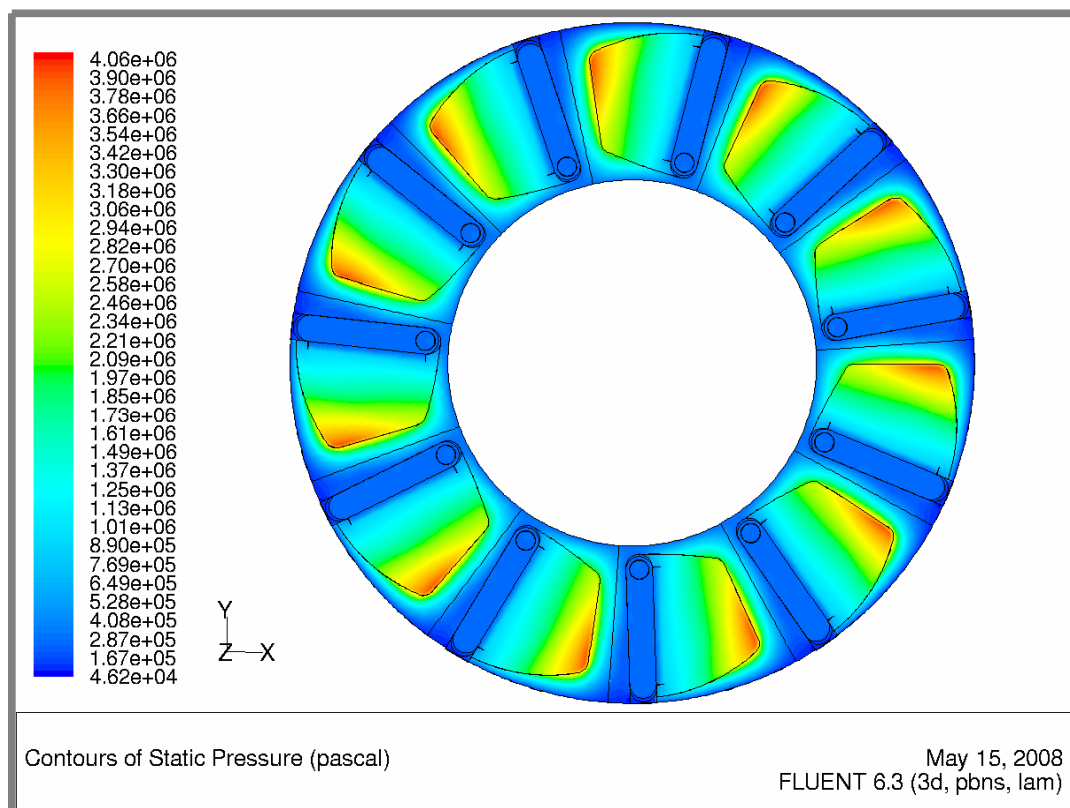
Obr. 5-2 Kontury statické teploty mezi statorem a rotorem



Obr. 5-3 Kontury statické teploty 0.000001m od statoru

Výsledky simulace naznačují, že mazací olej má tendenci zůstat mezi statorem a rotorem a postupovat po ložisku ve směru rotace a mírně k ose rotace. Část oleje přestupuje na následující segment. To má za následek růst teplot mazacího oleje

v kontaktní ploše k vysokým teplotám. Velká část oleje odchází z rozváděcí drážky rovnou pryč z ložiska (v radiálním směru) a do kapes ložiska se vůbec nedostane. Dále si můžeme všimnout, že olej má směrem od ložiska k rotoru vyšší teplotu. Rozložení statického tlaku je ukázáno na Obr. 5-4. Tlak je rozložen v souladu s [1] a to jak z pohledu lokace maximálního tlaku, tak z pohledu rozložení zatížení po segmentu.



Obr. 5-4 Kontury statického tlaku mezi statorem a rotorem

Výsledky simulace jsou shrnuty v následující tabulce:

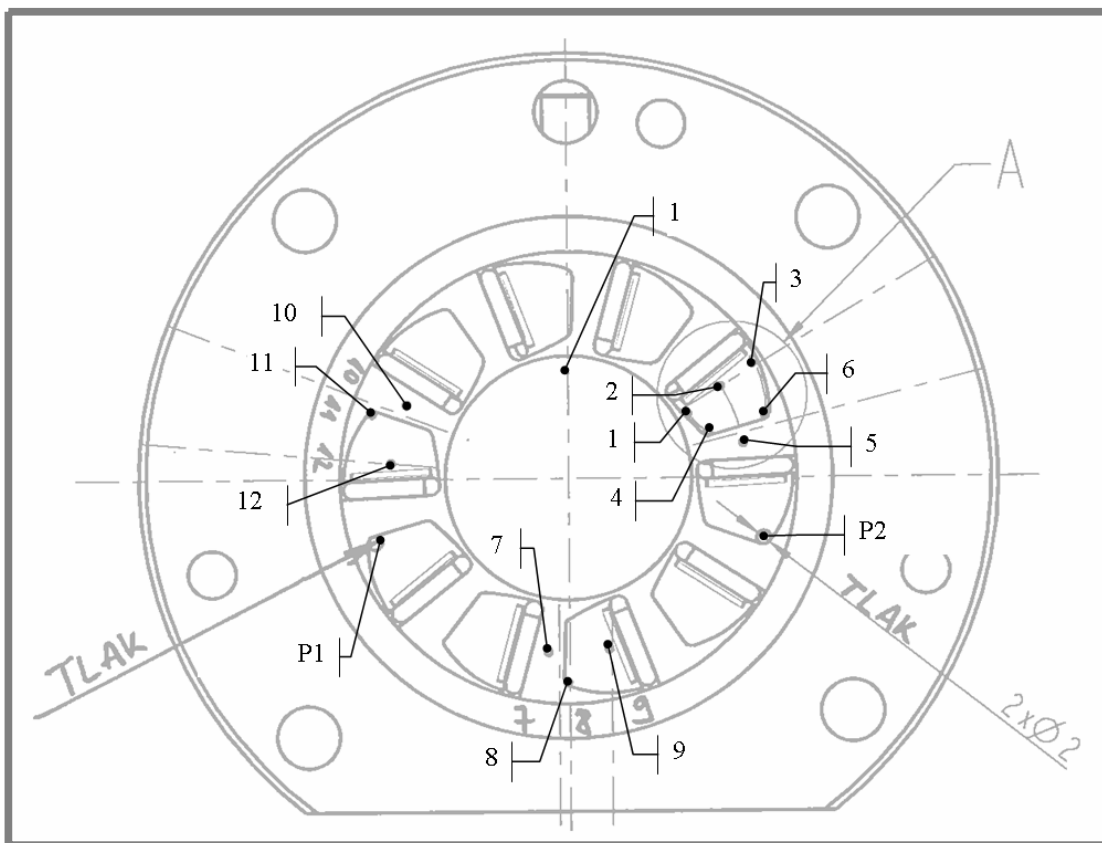
průtok (kg/s)	0.085
třecí výkon (W)	4930
axiální síla (N)	2628
oteplení (°C)	25.23
max. teplota (°C)	210.8

Z výsledků je zarážející zejména teplota, která by lokálně měla dosahovat až 211 °C! Ačkoliv takto vysoká teplota není na výrazné oblasti segmentu, je olej na cca jedné polovině segmentu zatížen teplotou okolo 170 °C, což je hodnota stále nepřijatelná. S vysokou teplotou souvisí i nízké třecí ztráty. Oteplení oleje (výstupní teplota mínus vstupní teplota) je běžné dle měření prováděných na obdobných ložiscích zkušebnou PBS Turbo.

5.1.2 Měření termodynamických veličin ložiska

Abychom věděli, do jaké míry jsou výsledky simulace pravdivé, zda jsme vhodně zadali okrajové podmínky a jestli je možné na základě těchto výsledků navrhovat a porovnávat ložiska, je nutné provést praktické měření.

Na samotném ložisku je z technických důvodů možné měřit pouze tlak, teplotu a průtok. Do vybraných kapes bylo zavedeno dvanáct termočlánků (viz Obr. 5-5). Další dva termočlánky byly instalovány k přívodu oleje do turbodmychadla a k odpadu oleje za ložiskem. Díky relativně obtížné realizaci měření tlaku v kapsách byl tlak měřen pouze ve dvou kapsách – na místech s nejvyšším předpokládaným tlakem.



Obr. 5-5 Měřené body na ložisku

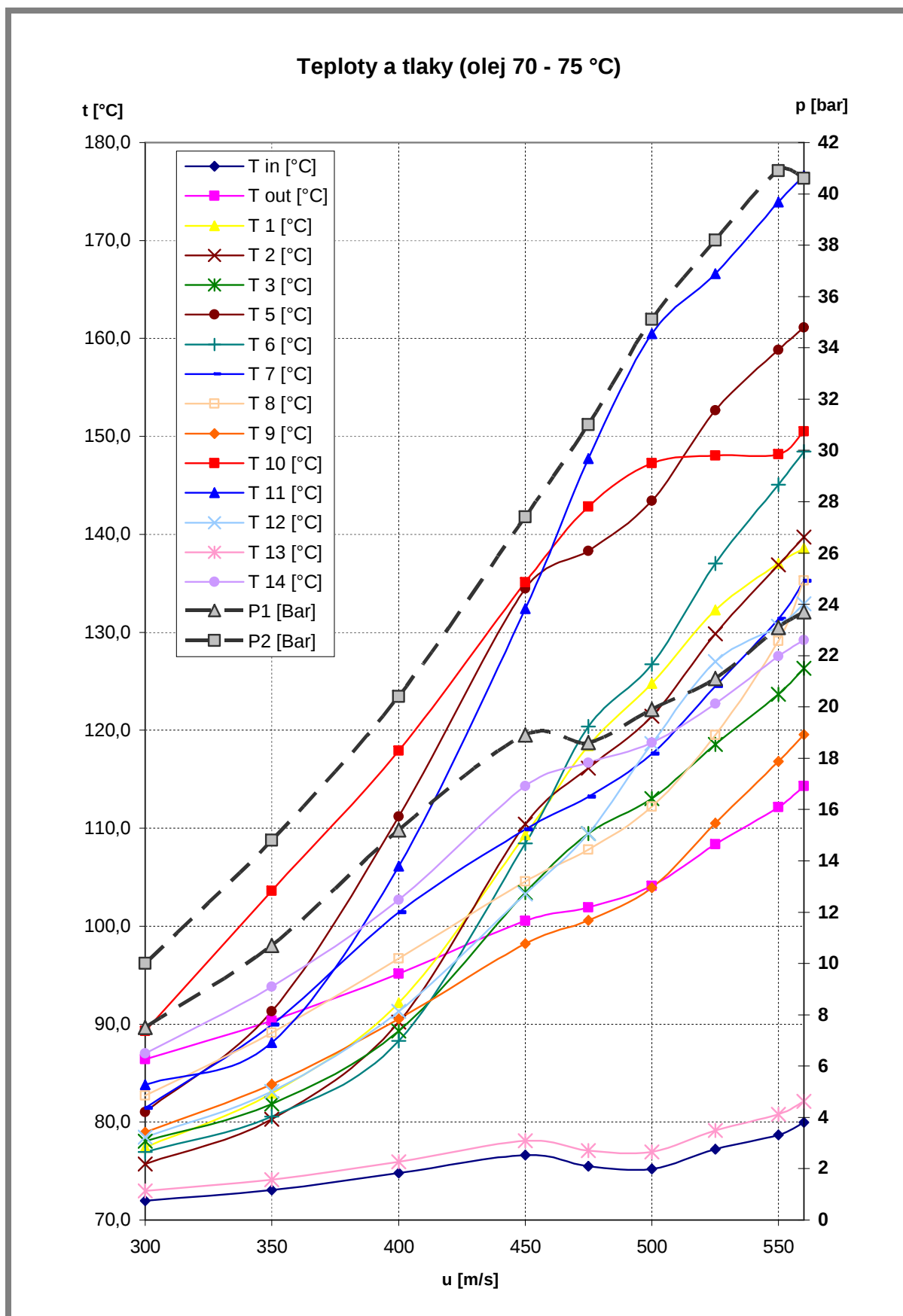
Měření probíhalo při dvou vstupních teplotách oleje 70 až 75° C a 85 až 90° C, termodynamické veličiny se zaznamenávaly při obvodových rychlostech kompresoru 300 až 560 m/s respektive 450 až 500 m/s (viz Tab. 3). Měření teploty v bodě 4 bohužel není k dispozici díky technické závadě na termočlánku. Výsledky zbývajících měření jsou v Tab. 5-2 a v grafu na Obr. 5-6.

		Teplota oleje 70-75°C									Teplota oleje 85-90°C		
Rychlost (m/s)		300	350	400	450	475	500	525	550	560	450	475	500
T in	(°C)	72,0	73,1	74,8	76,6	75,5	75,2	77,2	78,7	80,0	82,2	83,8	85,0
T out	(°C)	86,4	90,4	95,1	100,5	101,9	104,1	108,4	112,2	114,3	105,9	109,3	112,8
Q oil	(l/h)	969,4	969,2	969,7	960,0	955,3	953,7	950,8	950,5	950,6	959,5	961,1	960,2
T 1	(°C)	77,4	83,0	92,2	109,3	118,4	124,8	132,3	137,0	138,6	114,9	124,9	132,2
T 2	(°C)	75,7	80,3	90,2	110,4	116,1	121,4	129,8	136,9	139,7	114,8	123,9	132,5
T 3	(°C)	78,0	81,9	89,3	103,4	109,4	113,0	118,6	123,7	126,3	109,0	116,4	121,9
T 5	(°C)	81,0	91,3	111,2	134,5	138,3	143,4	152,6	158,8	161,1	134,8	144,3	153,0
T 6	(°C)	77,0	80,6	88,3	108,4	120,4	126,8	137,0	145,1	148,4	114,8	128,5	138,8
T 7	(°C)	81,4	89,9	101,4	109,9	113,2	117,6	124,5	131,4	135,2	115,6	121,9	128,7
T 8	(°C)	82,7	89,1	96,7	104,6	107,8	112,2	119,5	129,1	135,3	108,8	115,8	124,1
T 9	(°C)	79,0	83,9	90,5	98,2	100,6	103,9	110,5	116,8	119,5	103,9	109,3	115,6
T 10	(°C)	89,3	103,6	117,9	135,1	142,8	147,3	148,1	148,2	150,5	135,6	144,1	147,6
T 11	(°C)	156,7	14,7	101,0	129,8	104,0	109,3	173,4	347,0	284,5	119,0	108,1	657,8
T 12	(°C)	78,4	83,1	91,3	103,3	109,5	118,6	127,0	130,6	132,9	107,8	117,1	127,9
T 13	(°C)	73,0	74,1	75,9	78,1	77,1	76,9	79,1	80,8	82,1	83,8	85,3	86,8
T 14	(°C)	87,0	93,8	102,7	114,3	116,7	118,7	122,7	127,5	129,2	118,2	123,3	126,4
P1	(bar)	7,5	10,7	15,2	18,9	18,6	19,9	21,1	23,1	23,7	20,8	20,8	21,5
P2	(bar)	10,0	14,8	20,4	27,4	31,0	35,1	38,2	40,9	40,6	26,6	30,7	35,7

Tab. 5-2 Výsledky měření

V Tab. 5-2 jsou červeně zvýrazněny simulované podmínky. Z naměřených tlaků je patrné, že ložisko nebylo v optimální geometrické konfiguraci vzhledem k terči (nebylo s ním rovnoběžně a zároveň kolmo na osu rotace). „Průměrnou“ hodnotu tlaku můžeme porovnat se simulovanou hodnotou. Vzhledem k tomu, že odběr tlaku neukazuje maximální tlak (bod přesně v rohu kapsy), ale průměruje poměrně velkou oblast kapsy (kruh o průměru 2 mm), můžeme naměřený tlak považovat za srovnatelný se simulací.

Srovnání naměřených a spočtených teplot není zdaleka tak snadné, jak se může na první pohled zdát. V první řadě jsou naměřené teploty ovlivněny již výše zmíněným nerovnoměrným namáháním kapes, dále jsou naměřené teploty ovlivněny (na rozdíl od výpočtu) odvedeným teplem a ohřevem od rotoru. Obecně však můžeme říci, že vypočtené teploty jsou srovnatelné s naměřenými teplotami nebo o několik stupňů vyšší. Z měření dále vyplývá, že ložisko je na vnitřním průměru kapsy více teplotně zatížené, než na vnějším průměru. To může být důsledkem již zmíněného ohřevu od rotoru. Z měření je zřejmé, že teplota v kapsách je výrazně nižší, než v oblasti za kapsou – rozdíl je až 40 K. Za zmínku stojí i velké oteplení oleje (teplota oleje při výstupu z ložiska – teplota vstupu do ložiska), které dosahuje 30 K.



Obr. 5-6 Graf závislosti teploty a tlaku oleje na obvodové rychlosti kompresoru

5.2 Návrh a analýza nového axiálního ložiska

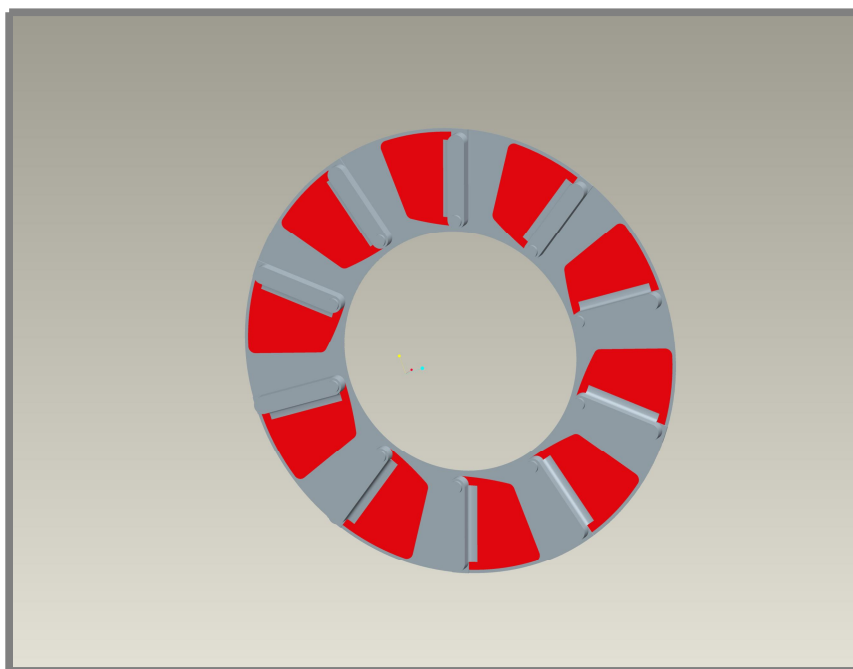
Protože je při návrhu nového ložiska nutné zachovat rozměry stávajícího, je návrh omezen na návrh kluzného segmentu. Pro návrh velikosti a počtu segmentů je možné využít empiricky podložený výpočet – viz [1]. Z tohoto výpočtu vyplývá, že stávající ložisko má optimální počet segmentů. Požadované zvýšení únosnosti a případné další změny vlastností ložiska je tedy možné ovlivňovat hlavně změnou tvaru segmentu. Z [1] plyne, že dosavadní tvar segmentu je jeden z nejvhodnějších, ale nemusí být optimální. Vzhledem k výše uvedeným skutečnostem byly v návrhu nového segmentu uvažovány segmenty s větší nosnou plochou (za účelem zvýšení únosnosti). Tvar navrhovaných segmentů není uváděn v žádné použité literatuře. Tyto segmenty budou analyzovány obdobným způsobem jako v bodě 5.1.1.

5.2.1 Návrh kluzného segmentu a simulace kluzného uložení

V souladu s bodem 5 byly navrženy čtyři segmenty, které byly podrobeny simulaci za stejných podmínek jako v bodě 6.1.1. Protože neexistuje žádný obecně známý výpočet tvaru segmentů, byly segmenty navrženy na základě znalostí získaných z použité literatury a zkušeností z vývoje. Obecně však byla snaha segmenty zvětšit (kvůli zvýšení únosnosti a upravení teplot oleje). Při navrhování nových segmentů nebyla dodržena některá doporučení z [1].

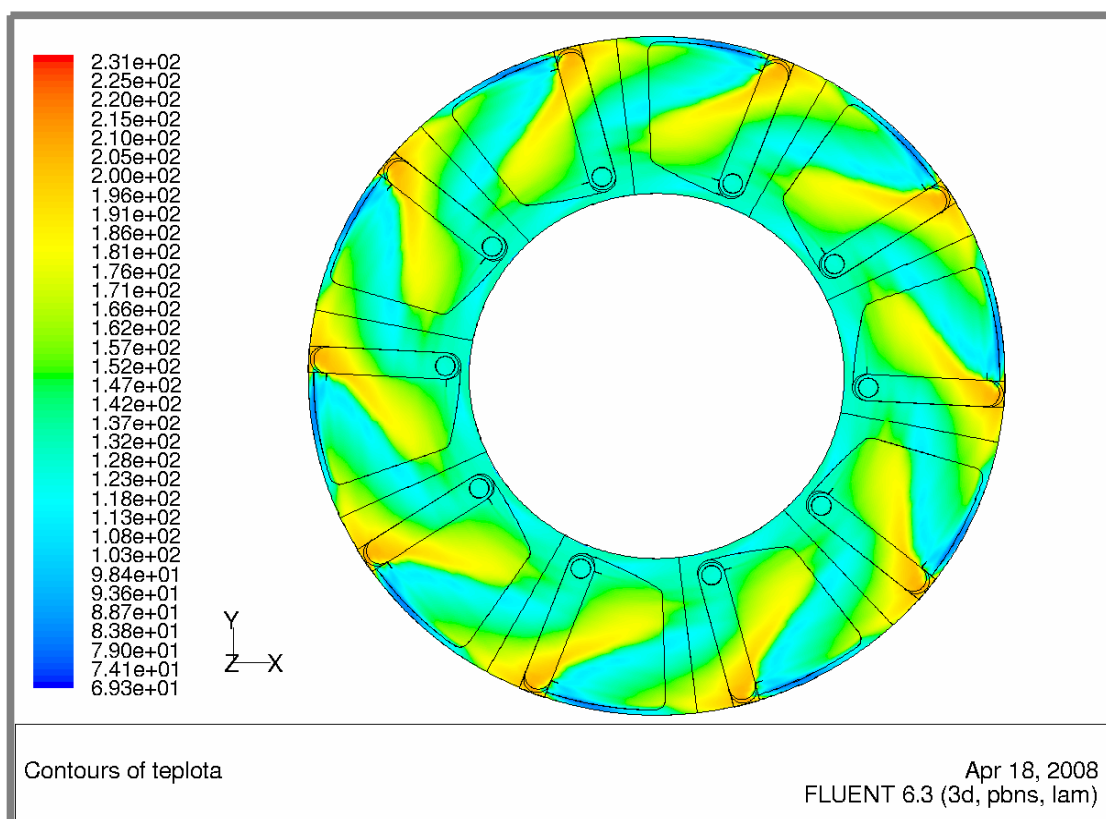
Ložisko č. 1

První navržené ložisko má změněnou horní hranu segmentu, kterou tvoří oblouk se středem ve středu ložiska. Tento tvar má zvýšit únosnost ložiska a druhotně upravit proudění oleje po segmentu. Předpokládáné je i snížení oteplení oleje díky menšímu přenosu oleje mezi segmenty. Tvar segmentu č. 1 je na Obr. 5-7.

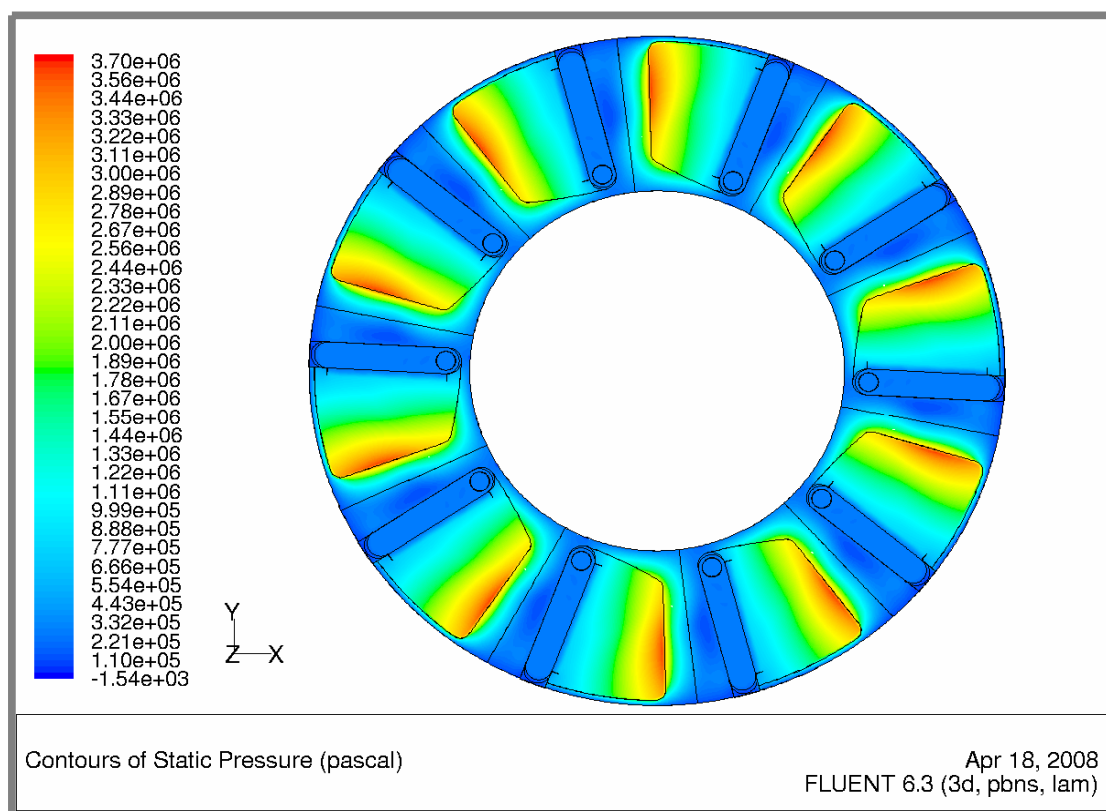


Obr. 5-7 Ložisko č. 1

Výsledky simulace ukazují, že navržené segmenty zvýší únosnost ložiska o cca 120 N, zvýší ztráty třením o 550W, zvýší oteplení oleje a lokálně i teplotu oleje. Rozložení teplot a statických tlaků je na Obr. 5-8 a 5-9.



Obr. 5-8 Rozložení teploty na ložisku č. 1



Obr. 5-9 Rozložení statického tlaku na ložisku č. 1

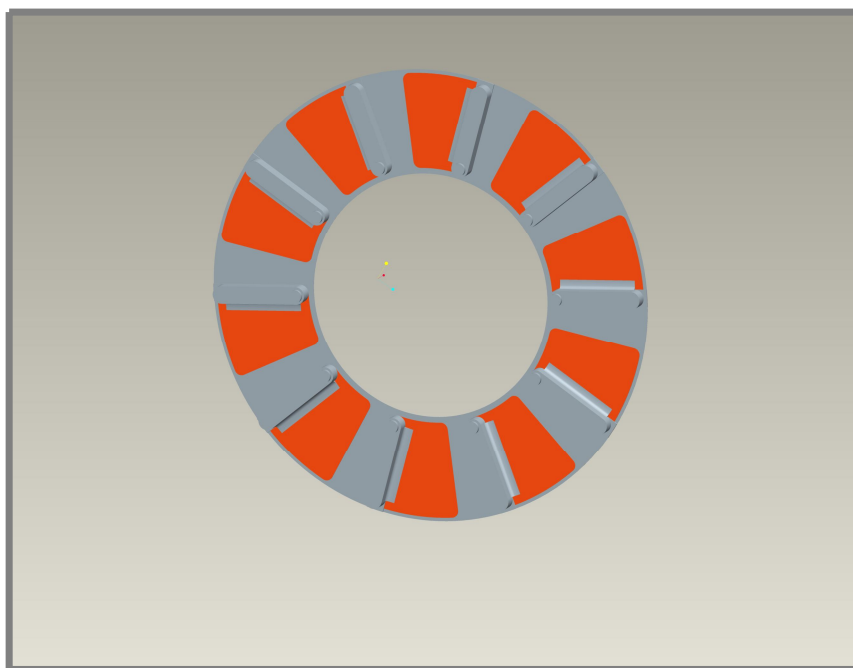
Vypočtené hodnoty pro ložisko č. 1 jsou shrnuty v následující tabulce:

průtok (kg/s)	0.107
třecí výkon (W)	5471.2
axiální síla (N)	2748
oteplení (°C)	27.3
max. teplota (°C)	231.2

V porovnání se stávajícím ložiskem je zvětšení únosnosti zanedbatelné a vzhledem k tomu, že ložisko č. 1 má všechny negativní vlastnosti stávajícího ložiska zvýrazněné (třecí ztráty, oteplení a teplota oleje,...), nedá se považovat za lepší, než je stávající ložisko.

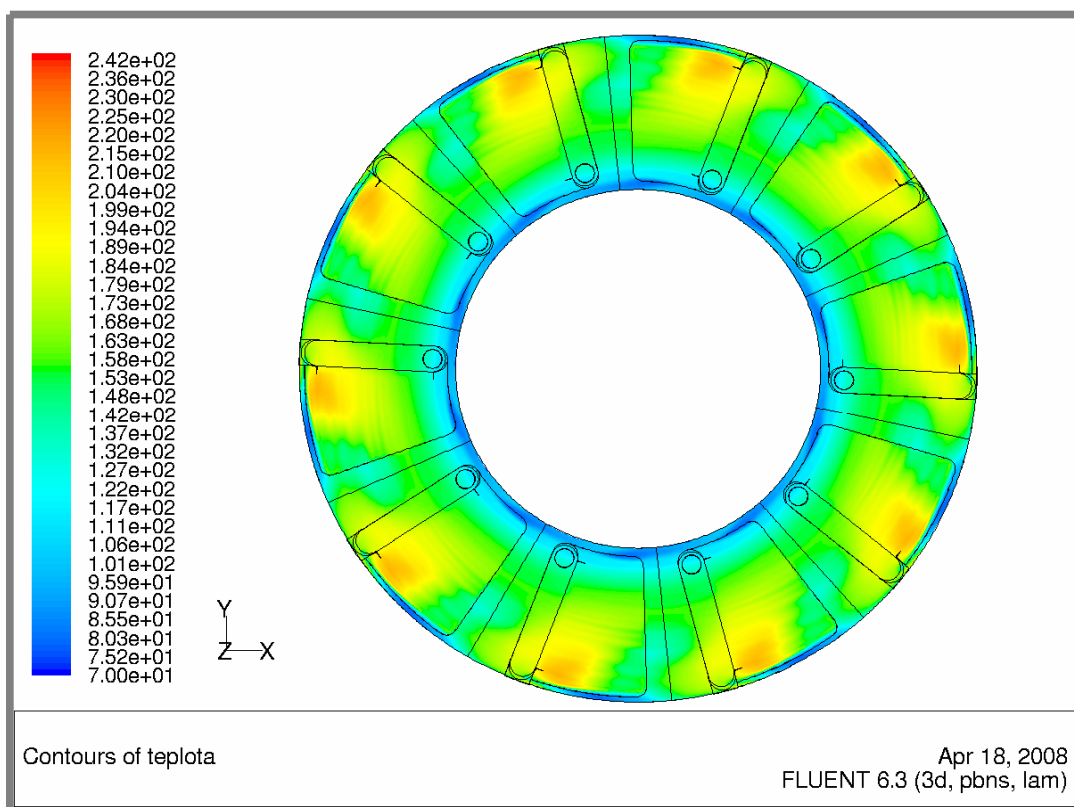
Ložisko č. 2

Druhé navržené ložisko má změněnou horní i spodní hranu segmentu, které tvoří oblouky se středem ve středu ložiska. Tento tvar má předně zvýšit únosnost ložiska a maximalizovat segment. Předpokládáné je i snížení oteplení oleje díky menšímu přenosu oleje mezi segmenty. Tvar segmentu č. 2 je na Obr. 5-10.

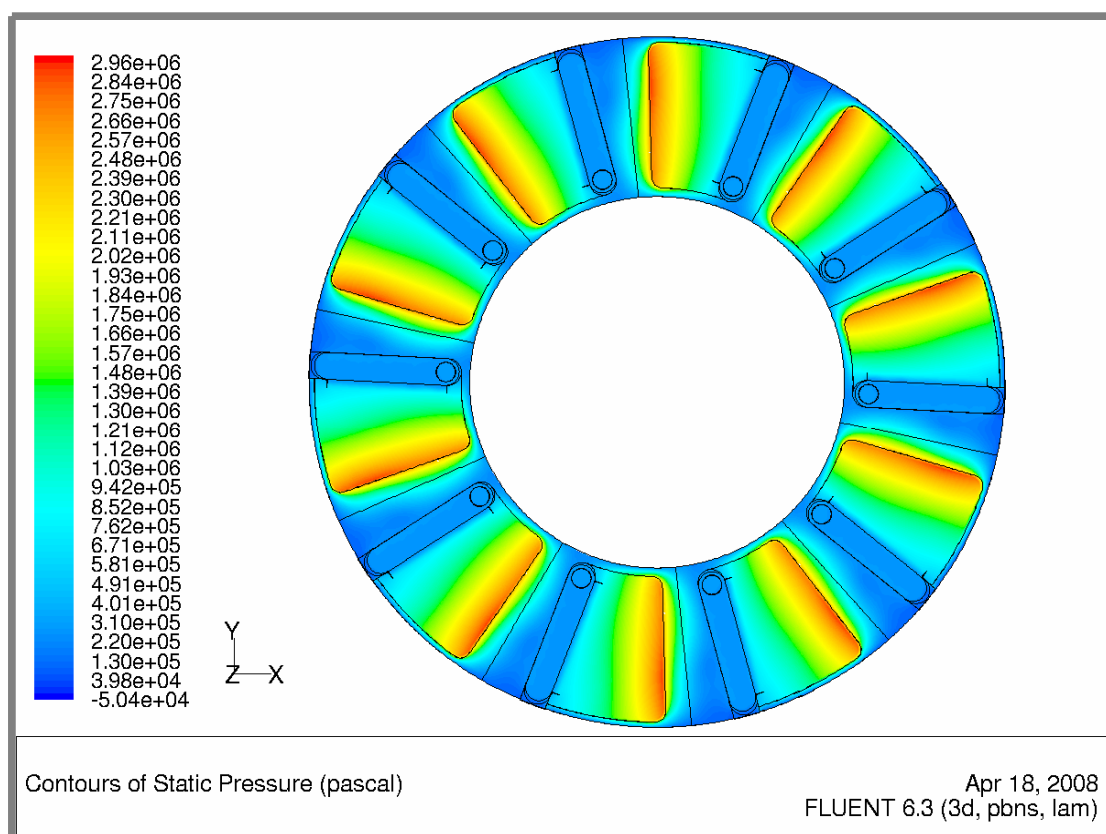


Obr. 5-10 Ložisko č. 2

Výsledky simulace ukazují, že navržené segmenty nezvýší únosnost ložiska. Ztráty třením jsou srovnatelné se stávajícím ložiskem, oteplení oleje je nižší, ale lokálně je zvýšená teplota oleje. Rozložení teplot a statických tlaků je na Obr. 5-11 a 5-12.



Obr. 5-11 Rozložení teploty na ložisku č. 2



Obr. 5-12 Rozložení statického tlaku na ložisku č. 2

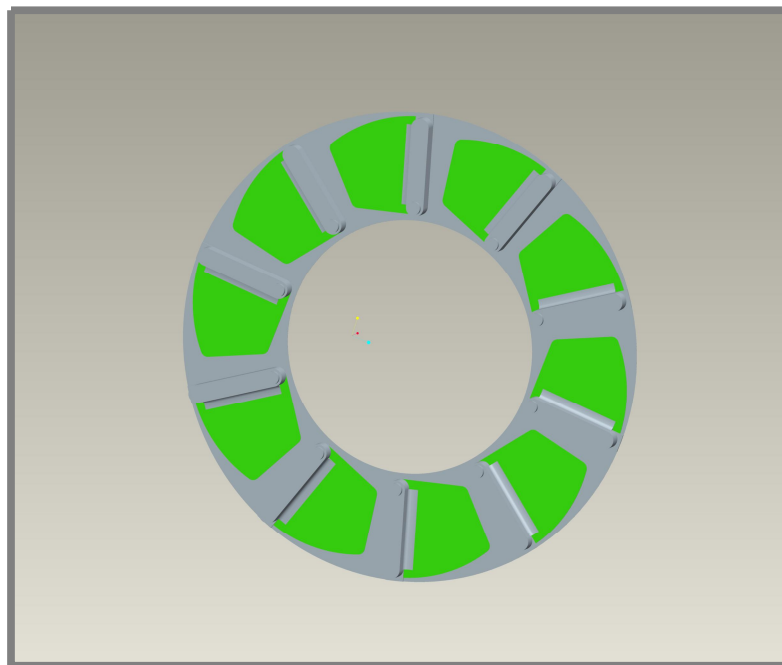
Výsledky simulace ložiska č. 2 jsou shrnuty v následující tabulce:

průtok (kg/s)	0.101
třecí výkon (W)	4892.0
axiální síla (N)	2533
oteplení (°C)	22.6
max. teplota (°C)	242.4

Ložisko č. 2 má dle simulace dokonce nižší únosnost, než stávající ložisko při srovnatelném třecím výkonu (resp. třecím ztrátám). Navzdory vysoké maximální teplotě, která je jen ve velmi malé oblasti, je celkové oteplení oleje výrazně nižší. Tepelné zatížení segmentu je poměrně rovnoměrné po celém segmentu s výjimkou malé oblasti za vstupní hranou oleje (viz Obr. 5-11).

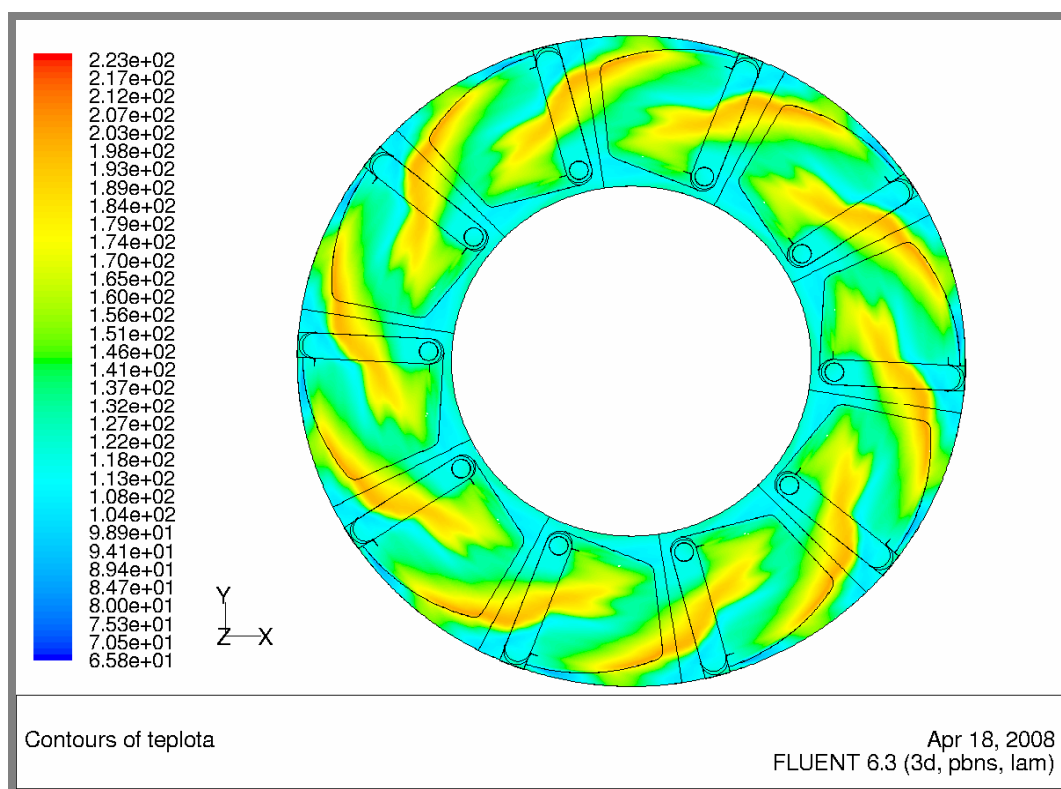
Ložisko č. 3

Třetí navržené ložisko má protažené segmenty, které se liší od stávajícího ložiska pouze zvětšením úhlu β . Tento tvar má zvýšit únosnost ložiska. Předpokládá se zvýšení teplot oleje díky přenosu oleje z jednoho segmentu na druhý, neboť není dodržena doporučená mezera mezi segmenty. Tvar segmentu č. 3 je na Obr. 5-13.

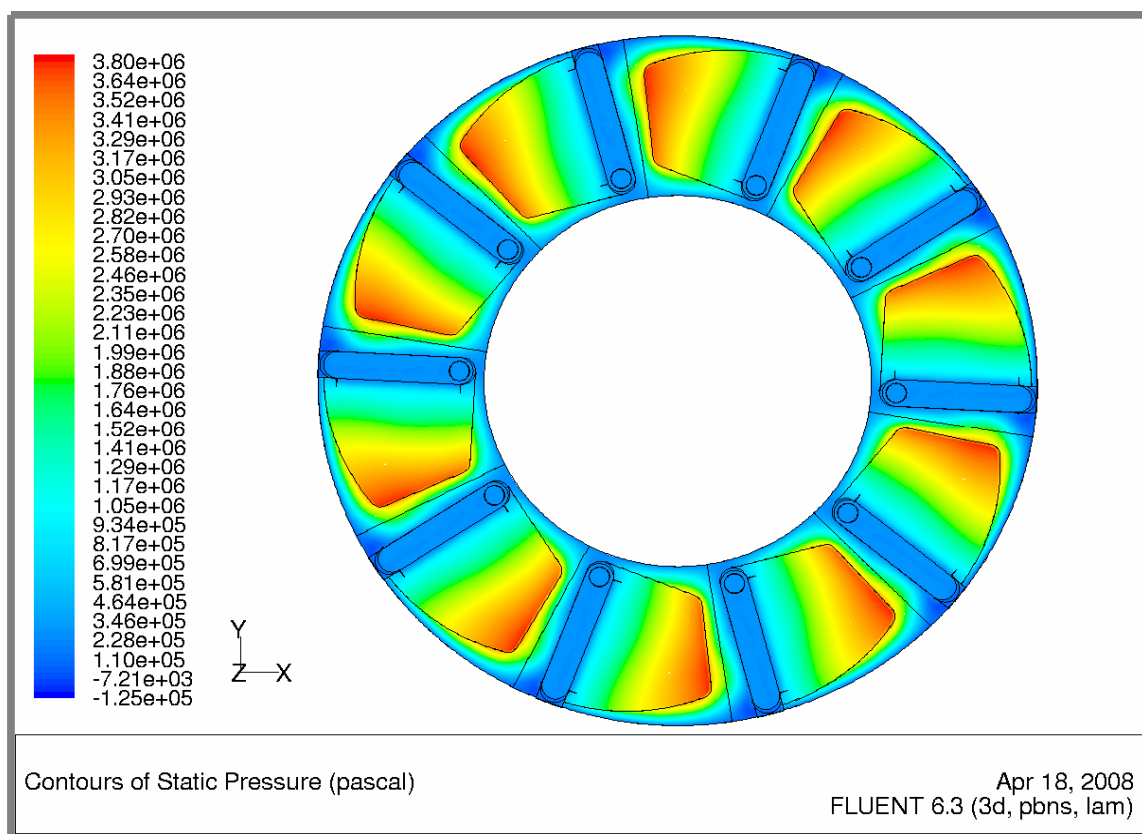


Obr. 5-13 Ložisko č. 3

Výsledky simulace ukazují, že navržené segmenty výrazně zvýší únosnost ložiska! A to o téměř 40 %. Absolutně je to pro dané ložisko o více jak 1 kN. Ztráty třením jsou bohužel o cca 540 W vyšší v porovnání se stávajícím ložiskem. Všechny ostatní sledované parametry jsou srovnatelné se stávajícím ložiskem. Rozložení teplot a statických tlaků je na Obr. 5-14 a 5-15.



Obr. 5-14 Rozložení teploty na ložisku č. 3



Obr. 5-15 Rozložení statického tlaku na ložisku č. 3

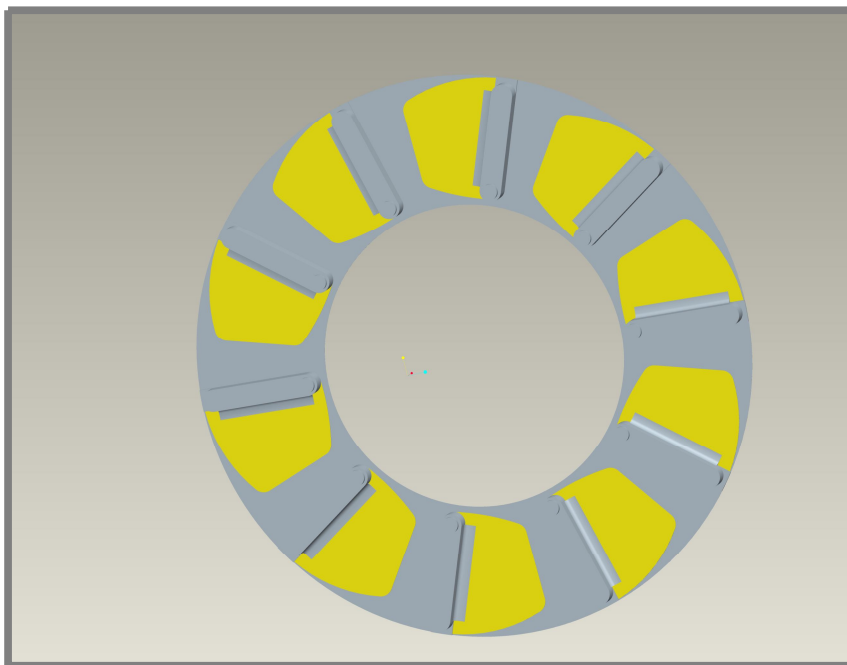
Výsledky simulace ložiska č. 3 jsou shrnuty v následující tabulce:

průtok (kg/s)	0.095
třecí výkon (W)	5474.7
axiální síla (N)	3655
oteplení (°C)	24.9
max. teplota (°C)	223.3

Ložisko č. 3 má dle simulace výrazně vyšší únosnost, než stávající ložisko. Třecí ztráty jsou sice vyšší, než u stávajícího ložiska, ale navýšení není tak výrazné (vzhledem k výraznému zvýšení únosnosti). Bohužel výsledky naznačují přenos teplého oleje z jednoho segmentu na druhý – to by mohlo mít nepříznivý vliv na ohřev celého kluzného uložení. Z Obr. 5-14 je patrné, že kromě výše zmíněného oleje, který přestupuje z předchozího segmentu, je teplota oleje přípustná.

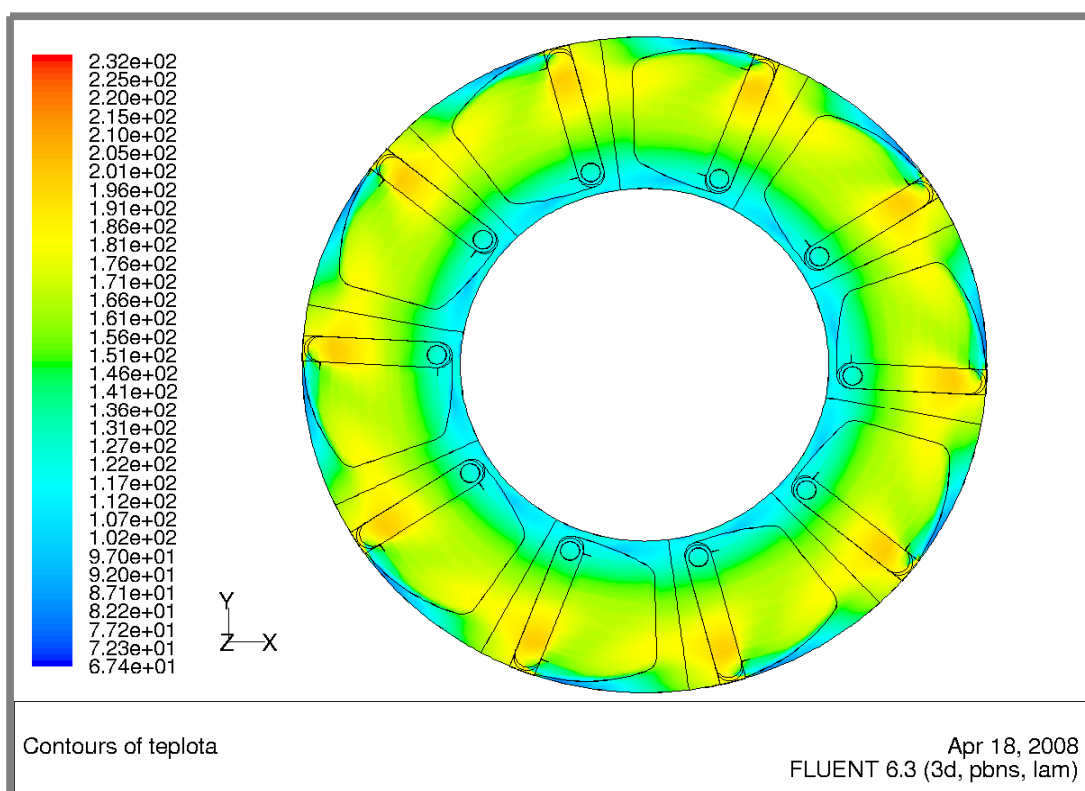
Ložisko č. 4

Poslední navržené ložisko má segmenty zvětšeny odsazením. Tento tvar má zvýšit únosnost ložiska a podpořit doporučený tvar segmentu [1]. Předpokládáno je i snížení oteplení oleje, ale opět není dodržena doporučená vzdálenost mezi segmenty. Tvar segmentu č. 4 je na Obr. 5-16.

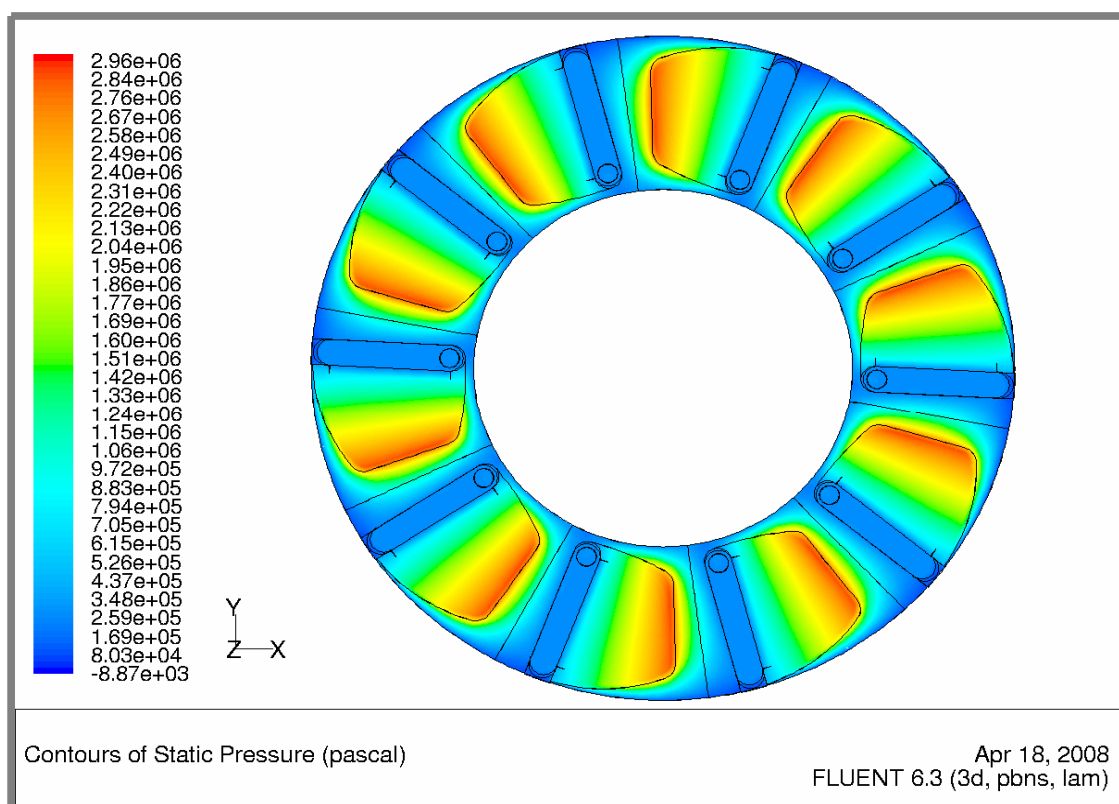


Obr. 5-16 Ložisko č. 4

Výsledky simulace ukazují, že navržené segmenty zvýší únosnost ložiska o cca 350 N, sníží ztráty třením o 180W. Oteplení oleje a maximální teplota jsou sice nižší, než u stávajícího ložiska, nicméně nijak výrazně. Rozložení teplot a statických tlaků je na Obr. 5-17 a 5-18.



Obr. 5-17 Rozložení teploty na ložisku č. 4



Obr. 5-18 Rozložení statického tlaku na ložisku č. 4

Vypočtené hodnoty pro ložisko č. 4 jsou shrnuty v následující tabulce:

průtok (kg/s)	0.092
třecí výkon (W)	4748.5
axiální síla (N)	2981
oteplení (°C)	24.4
max. teplota (°C)	208.8

V porovnání se stávajícím ložiskem má ložisko č. 4 vyšší únosnost, nižší ztráty třením a srovnatelnou maximální teplotu a oteplení oleje. Z porovnání Obr. 5-17 a Obr. 5-2 je zřejmé, že ložisko č. 4 je rovnoměrněji (a méně) tepelně zatížené. Drážka pro rozvod oleje pracuje také jako stěrač teplého oleje z předchozího segmentu. Celkově můžeme říci, že ložisko č. 4 je výhodnější, než stávající ložisko.

Výběr varianty pro zkoušky

Protože z ekonomických a časových důvodů není možné vyrobit a změřit všechny navrhované varianty ložiska, je nutné vybrat pouze jednu – nejvhodnější variantu.

Ložisko č. 2 můžeme vyloučit jako první, protože dle simulace nesplňuje základní podmínku zvýšení únosnosti a ani ostatní vlastnosti nejeví známky zlepšení. Dalším vyloučeným ložiskem je ložisko č. 1. Simulace ukazuje, že by toto ložisko mělo mít

vyšší únosnost, ale veškeré negativní vlastnosti ložiska jsou neúměrně zvýšeny vzhledem k malému nárůstu únosnosti. Zbývající dvě ložiska (č. 3 a č. 4) splňují podmínku zvýšení únosnosti. Ložisko č. 3 by mělo mít zvýšenou únosnost až o 40 %. S vysokou únosností bohužel vykazuje i vysoké ztráty třením a z Obr. 5-17 můžeme předpokládat nerovnoměrné tepelné zatížení segmentů a přestup oleje z jednoho segmentu na druhý. Ložisko č. 4 by mělo mít vyšší únosnost, nižší ztráty třením a ze všech simulovaných ložisek by mělo mít nejrovnoměrnější tepelné zatížení segmentů (přestože bude olej pravděpodobně přestupovat z jednoho segmentu na druhý). Ale protože zlepšení vlastností ložiska č. 4 není natolik výrazné, jako zvýšení únosnosti ložiska č. 3, a protože ložisko č. 3 je snazší vyrobit, bylo **pro zkoušky vybráno právě ložisko č. 3**. V následující tabulce jsou srovnány vlastnosti všech zkoumaných ložisek, včetně originálu.

	Orig	č. 1	č. 2	č. 3	č. 4
průtok (kg/s)	0.085	0.107	0.101	0.095	0.092
třecí výkon (W)	4929.9	5471.2	4892.0	5474.7	4748.5
axiální síla (N)	2628	2748	2533	3655	2981
oteplení (°C)	25.23	27.3	22.6	24.9	24.4
max. teplota (°C)	210.8	231.2	242.4	223.3	208.8

5.2.2 Měření termodynamických veličin ložiska č. 3

V souladu se zadáním je nutné ověřit simulované ložisko na zkušebně. K ložisku bylo připojeno dvanáct termočlánků a dva odběry oleje pro měření tlaku – obdobně jako u měření stávajícího ložiska. Schematicky je poloha a označení měřených míst zobrazena na Obr. 5-5.

Měření probíhalo při dvou vstupních teplotách oleje 70 až 75° C a 85 až 90° C, termodynamické veličiny se zaznamenávaly při obvodových rychlostech kompresoru 300 až 560 m/s respektive 450 až 500 m/s. Měření teploty v bodech 9 a 12 bohužel nejsou k dispozici díky technické závadě na termočláncích.

Při měření byly použity následující měřicí přístroje:

Název	Typ	ID	Pozn.
Termočlánky (skříň, ložiska) "T"	K1052KD (JSP)	-	Odběry ze skříně
Termočlánky (turbína)	RM-Typ GG-220-2K-1,0M	-	DIN EN 60584 class 1
Tlakové převodníky	Druck	-	do 60 barů
Měřicí ústřena KEITHLEY	AULA1	30113757	
Multimeter switch system	KEITHLEY 2750	-	
datalogger	ALMEMO 2590-9 V5	Sr.: H0222334G	

Během zkoušky ložiska byly poškozeny odběry tlaku (díky vysokému tlaku oleje v kapse byly poškozeny ucpávky technologických děr), takže olej z kapes unikl do odpadního prostoru. Poškození těsnění odběru tlaku P1 bylo vážnějšího charakteru, nicméně i přes poruchu bylo v této kapse naměřeno 10,8 bar při obvodové rychlosti kompresoru 500 m/s (simulované podmínky). Netěsnost tlakového odběru P2 byla několikrát menší, než netěsnost P1. Také proto bylo naměřeno v kapse 29,2 bar při obvodové rychlosti kompresoru 500 m/s. K poškození došlo při rovnoměrném zatížení ložiska a při naměřeném tlaku 33 bar (pro oba kontrolované body P1 a P2). Vzhledem k tomu, že porucha těsnosti nastala při obvodové rychlosti 390 m/s, můžeme usuzovat, že by se naměřený tlak při obvodové rychlosti 500 m/s (a v případě dokonalé těsnosti) pohyboval okolo hodnoty 38 bar, což je výsledek simulace. Stejně jako výsledky měření stávajícího ložiska potvrdili metodiku simulace, můžeme z tohoto pohledu také potvrdit výsledky simulace a brát je za věrohodné.

Měření dále pokračovalo (i se zmíněnou netěsností) dle zadání zkoušky. Díky netěsnostem ovšem neměly 2 segmenty ložiska požadovanou únosnost. Během zvyšování otáček jsme narazili na maximální naměřený tlak v kapse P2 – 33 bar. Po překročení této hodnoty (nebo v její blízkosti) tlak v měřené kapse (P2) prudce klesl na cca 25 bar, odkud se zvyšujícím se zatížením opět pomalu rostl k maximální možné hodnotě. Tento proces se během měření několikrát opakoval. Skokový pokles tlaku byl doprovázen skokovým nárůstem teplot v kapse a za ní. Před prvním poklesem měřeného tlaku byl zaznamenán dvakrát podobný nárůst teplot v nejnižší kapse (obsahující termočlánky č. 7 a č. 8). Z toho můžeme usuzovat, že tento proces proběhl prvně v této kapse. U tohoto ložiska můžeme pozorovat nižší teploty v kapsách i nižší celkové oteplení oleje. Otázkou ovšem zůstává, jak by oteplení kleslo, kdyby nedocházelo k poruchám mazného filmu a ložisko se chvilkově a lokálně nepřehřívalo, respektive, kdyby byly funkční všechny segmenty ložiska i při vyšších otáčkách.

6 ZÁVĚR

Diplomová práce popisuje analýzu stávajícího axiálního kluzného ložiska s pevnými segmenty, které používá firma PBS Turbo s. r. o. v turbodmychadlech NR20. Dále je v této práci navrženo a popsáno nové ložisko s předpokládanou vyšší únosností.

V úvodní části této práce je stručně shrnuta teorie návrhu a popisu axiálních kluzných ložisek s pevnými segmenty. Protože je ale tato teorie popisována v publikacích velice zřídka (a vždy je založena pro ložiska větších rozměrů) je nutné tuto teorii ověřit na menších ložiscích. Dalo by se říci, že vývoj tohoto typu uložení je spíše na vnitropodnikové úrovni větších firem, které používají tato ložiska (MAN, ABB, Honeywell,...).

Další částí této práce je analýza stávajícího kluzného ložiska. Ta je rozdělena do dvou částí – výpočtová simulace v CFD a experimentální ověření vypočtených parametrů. Protože ložisko využívá motorový olej, který dosahuje velice vysokých teplot, byla pro výpočty extrapolována viskozita mazacího oleje až do teploty 210 °C. V simulaci nebyl uvažován žádný přestup tepla od turbíny (byl brán jako zanedbatelný). Po simulaci následovalo již zmíněné experimentální ověření, které mělo potvrdit výsledky simulace. Výsledky ukazují, že ložisko je nejvíce tepelně zatížené na svém vnitřním průměru, což by mohlo být vlivem (v simulaci zanedbaného) vedení tepla hřídelí od oběžného kola turbíny. Během experimentu bylo také zjištěno, že se ložisko nenachází v optimální geometrické konfiguraci vzhledem k terči rotoru (nebylo s ním rovnoběžné a zároveň kolmo na osu rotace), čímž docházelo k nerovnoměrnému zatížení segmentů a tím pádem k lokálnímu přehřívání oleje. Nejvyšší teploty byly naměřeny v oblasti za segmenty, kde dochází k ohřevu oleje až na cca 150 °C. Celkově můžeme říci, že zkouška potvrdila s výsledky simulace.

Protože nebylo možné postihnout výše uvedené skutečnosti v simulaci, byly dle dosavadních okrajových podmínek a zatížení simulovány čtyři nové kluzné segmenty. Každý segment nesplňoval některé z doporučení pro návrh kluzných segmentů [1]. Po porovnání výsledků simulace bylo vybráno nejvhodnější ložisko (ložisko č. 3). To bylo následně vyrobeno a odzkoušeno na zkušebně PBS Turbo. Výsledky potvrdily zvýšené teploty na vnitřním průměru ložiska a jejich pokles v radiálním směru.

Porovnáním obou ložisek vidíme, že nové ložisko méně ohřívá olej. Porovnání únosností obou ložisek není snadné, protože naměřené tlaky v pravém horním rohu kapsy neurčují únosnost ložiska (obě ložiska mají jinou distribuci tlaku po segmentu), ale mají potvrdit výsledky simulace, ze které zvýšení únosnosti vychází. Naměřené parametry nového ložiska potvrzují výsledky simulace (a tím pádem zvýšení únosnosti). Nicméně bylo by vhodné provést další experimentální měření, při kterém buď zvýšíme tlak přívodu oleje nebo olej rozvedeme rovnoměrněji po ložisku. To by mělo potvrdit nebo vyvrátit hypotézu o nedostatečném přívodu oleje do kluzného uložení. Bylo by vhodné provést porovnávací měření obou ložisek, kde by jsme měřili tloušťku olejového filmu, avšak s ohledem na výsledky předchozího

testování [3] – [5] je možné, že výsledky budou díky velkému čelnímu házení terče neporovnatelné.

Pokud se má zamezit kontaktu ložiska s terčem při vyšším zatížení ložiska, je v tomto případě vhodné lépe uložit ložisko vzhledem k rotoru (s ohledem na výsledky měření stávajícího ložiska). Není-li to z technologického hlediska možné, je nutné zlepšit rozvod oleje tak, aby se olej dostal všech segmentů ložiska v dostatečném množství nebo použít ložiska s naklápěcími segmenty. Z výsledků měření na podobných ložiscích totiž vyplývá, že nejvíce zatížené bývají spodní segmenty – díky nedostatečnému přívodu mazacího oleje (olej se přivádí shora). V oblasti za segmentem dochází k velkému ohřevu oleje, který by měl smýt olej procházející rozvodnou drážkou následujícího segmentu. V opačném případě hrozí, že přehřátý olej bude přestupovat na další segment. K tomuto jevu může docházet právě ve spodních kapsách ložisek, které nejsou dostatečně zásobeny mazacím olejem.

Na závěr bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Ivanu Křupkovi, Ph.D., školiteli Ing. Jiřímu Klímovi, odbornému poradci Vladimíru Hortovi, celému oddělení vývoje a zkušebně PBS Turbo za cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěli k vypracování této diplomové práce.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

7

- [1] ŠEVČÍK, V., KNOTEK, M. *Axiální segmentová ložiska*. SNTL. Praha 1985. 299 s.
- [2] ŠIMEK, J., JAROŠ, P. *Měření síly působící na axiální ložisko turbodmychadla*. TECHLAB, s. r. o., prosinec 2006, 22 s.
- [3] ŠIMEK, J. *Měření tloušťky olejového filmu v axiální ložisku turbodmychadla*. TECHLAB, s. r. o., říjen 2007, 24 s.
- [4] ŠIMEK, J. *Určení hraničních výrobních tolerancí hlavních rozměrů axiálních ložisek turbodmychadla*. TECHLAB, s. r. o., červenec 2007, 19 s.
- [5] ŠIMEK, J. *Výzkum uložení rotoru turbodmychadel*. TECHLAB, s. r. o., prosinec 2008, 23 s.
- [6] ŠIMEK, J. *Výpočet charakteristik axiálních ložisek turbodmychadla*. TECHLAB, s. r. o., září 2006, 23 s.
- [7] ŠIMEK, J. *Ověření vlivu vstupní teploty oleje na dynamiku turbodmychadla*. TECHLAB, s. r. o., listopad 2007, 29 s.
- [8] ŠIMEK, J. *Výpočet uložení a dynamická analýza rotoru turbodmychadla NR20SJ*. TECHLAB, s. r. o., říjen 2006, 27 s.
- [9] HORT, V. *Aerodynamická ložiska, konstrukční úpravy a zkoušky -NR20SJ*. PBS Turbo, s. r. o., prosinec 2005, 22 s.
- [10] PETER, H. *Untersuchung verschiedener Axiallagerungsvarianten am Versuchsturbolader TCR18*, MAN, září 2005, 21 s.
- [11] HAMROCK, B. J. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, Inc. The United States of America. 1994, 690 s. ISBN: 0-07-025956-9.
- [12] ZHOU, Q., HOU, Y., CHEN, CH. *Dynamic stability experiments of compliant foil thrust bearing with viscoelastic support*. Tribology International Volume 42, Issue 5, May 2009, Pages 662-665

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_h [-]	-poměr tloušťek vrstvy maziva na vtokové a odtokové hraně segmentu
B [m]	-rozměr segmentu ve směru kolmém na směr kluzného pohybu
B_b [m]	-tloušťka běhounu axiálního ložiska
C_{sb}'' [-]	-součinitel využití kluzného obvodu běhounu na poloměru R_s
d [m]	-průměr hřídele
h [m]	-tloušťka vrstvy maziva obecně
h_{krit} [m]	-minimální, ještě přípustná tloušťka vrstvy maziva (kritická tloušťka)
h_m [m]	-střední tloušťka vrstvy maziva
h_p [m]	-tloušťka vrstvy maziva nad podpěrou segmentu
h_1 [m]	-tloušťka vrstvy maziva na vtokové ploše segmentu
h_2 [m]	-tloušťka vrstvy maziva na odtokové hraně segmentu
h' [m]	-tloušťka spáry na poloměru R_1
h'' [m]	-tloušťka spáry na poloměru R_2
H [m]	-hloubka mezery mezi segmenty
i [-]	-počet segmentů ložiska
L_p [m]	-vzdálenost podpěry segmentu od vtokové plochy po oblouku R_s
L_{sg} [m]	-délka oblouku segmentu na poloměru R_s
L_p [m]	-vzdálenost podpěry segmentu od vtokové plochy po oblouku R_s
n [s ⁻¹]	-otáčky hřídele
P [bar]	-tlak oleje při měření v daném bodě ložiska
R [m]	-poloměr ložiska obecně
Q [l/s]	-průtok oleje ložiskem
R_p [m]	-poloměr řídicí kružnice válce, o který se opírají bodové podpěry
R_1 [m]	-vnitřní poloměr segmentu axiálního ložiska
R_2 [m]	-vnější poloměr segmentu axiálního ložiska
s [-]	-poměr poloměrů segmentu axiálního ložiska
T_{in} [°C]	-teplota oleje na vstupu oleje do ložiskové skříně
T_{out} [°C]	-teplota oleje na výstupu oleje z ložiskové skříně
T [°C]	-teplota oleje při měření v daném bodě ložiska
v_s [m.s ⁻¹]	-kluzná rychlost na poloměru R_s
β [°]	-středový úhel segmentu
β_p [°]	-úhel polohy bodové podpěry (od vtokové plochy)
π	-Ludolfovo číslo
μ [Pa .s]	-dynamická viskozita

7 SEZNAM OBRÁZKŮ**7**

Obr. 1-1	Schéma axiálního ložiska (naklápěcí segmenty)	13
Obr. 1-2	Příklad návrhu počtu segmentů	15
Obr. 1-3	Ukázka mazacích drážek	17
Obr. 1-4	Tvary obrysu kluzných ploch	18
Obr. 1-5	Ideální tvar náběžných hran oleje	18
Obr. 1-6	Zjednodušený tvar náběžných hran oleje	19
Obr. 5-1	Model olejového prostoru	23
Obr. 5-2	Kontury statické teploty mezi statorem a rotorem	25
Obr. 5-3	Kontury statické teploty 0.000001m od statoru	25
Obr. 5-4	Kontury statického tlaku mezi statorem a rotorem	26
Obr. 5-5	Měřené body na ložisku	27
Obr. 5-6	Graf závislosti teploty a tlaku oleje na obvodové rychlosti kompresoru	29
Obr. 5-7	Ložisko č. 1	31
Obr. 5-8	Rozložení teploty na ložisku č. 1	31
Obr. 5-9	Rozložení statického tlaku na ložisku č. 1	32
Obr. 5-10	Ložisko č. 2	33
Obr. 5-11	Rozložení teploty na ložisku č. 2	33
Obr. 5-12	Rozložení statického tlaku na ložisku č. 2	34
Obr. 5-13	Ložisko č. 3	35
Obr. 5-14	Rozložení teploty na ložisku č. 3	35
Obr. 5-15	Rozložení statického tlaku na ložisku č. 3	36
Obr. 5-16	Ložisko č. 4	37
Obr. 5-17	Rozložení teploty na ložisku č. 4	37
Obr. 5-18	Rozložení statického tlaku na ložisku č. 4	38