

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jakub Plánka
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh ložisek turbodmychadla pro nízkoviskózní oleje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá konstrukčním návrhem radiálních ložisek rotoru turbodmychadla spalovacího motoru pro použití s oleji s nízkou viskozitou (např. 0W-20). Nová konstrukce ložiska musí zajistit stabilitu rotoru, nízké třecí ztráty a nízkou hlučnost pro dané rozvážení kompresorové a turbínové strany. Navržené řešení musí zaručit správnou funkci turbodmychadla v celém rozsahu provozních otáček a provozních režimů motoru včetně brždění motorem. Součástí práce jsou třírozměrné modely a výkresová dokumentace konstrukčního návrhu.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše konstrukčních parametrů ložiska ovlivňující dynamiku a mechanické ztráty turbodmychadla
- 2) Rešerše vhodných výpočtových a experimentálních metod pro ověření konstrukčního návrhu
Konstrukční návrh ložisek
- 3) Kontrola navrženého konstrukčního návrhu a porovnání s výchozím stavem
- 4) Analýza vlivu nového návrhu na přenos vibrací do centrální skříně
- 5) Výkresová dokumentace

Seznam literatury:

Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W. (2005): Engineering Tribology. Elsevier Butterworth-Heinemann. 3rd edition. ISBN 0-7506-7836-4.

Khonsari, M., Booser, E. R. (2008): Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication. Wiley, ISBN 978-0-470-05711-7.

Hamrock, S., Jacobson. P. (2004): Fundamentals of Fluid Film Lubrication. Basel, Marcel Dekker, Inc., Second Edition, New York, ISBN: 0-8247-5371-2.

Vance, J. M. (1994): Rotordynamics of Turbomachinery. Wiley, New York.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

První část této diplomové práce obsahuje charakteristiku kluzných ložisek, jejich funkci a způsoby mazání. Dále popisuje chování rotoru turbodmychadla a jevy doprovázející pohyb rotoru. V další části se zabývá výpočtovými a experimentálními metodami pro ověření návrhu kluzného ložiska. Praktická část je zaměřena na ověření původního návrhu kluzných ložisek a vytvoření nového návrhu ložisek společně s rotorem za použití MBS. V druhé části je vypracován a analyzován nový návrh a to včetně výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kluzná ložiska, dynamika rotoru, turbodmychadlo, nízkoviskozní olej, MBS

ABSTRACT

The first part of the thesis describes journal bearings characteristics, their function and lubrication. The second part of the thesis is about a rotor-dynamics issue and how to use numerical and experimental methods for verification of a new bearing design. The practical part of the thesis is focused on analyse a current design of bearings in MBS. In the last part has been made and verified a new bearing design.

KEYWORDS

Journal bearings, rotor dynamics, turbocharger, MBS, low viscosity oil



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLÁNKA, J. *Návrh ložisek turbodmyhadla pro nízkoviskózní oleje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavel Novotného Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jakub Plánka



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Pavlu Novotnému Ph.D. za rady a pomoc při vedení této práce. Dále bych chtěl poděkovat svojí rodině za velkou podporu během studia a v neposlední řadě svým kolegům a přátelům ať už ze školy, nebo ze zaměstnání.



OBSAH

Úvod	7
1 Přepřínování motoru turbodmychadlem	8
1.1 Turbodmychadla pro automobilový průmysl	8
1.2 Konstrukce turbodmychadla	9
2 Úvod do problematiky	10
2.1 Hydrodynamické mazání	10
2.2 Režimy mazání	11
2.3 Viskozita maziva.....	12
3 Dynamika rotoru turbodmychadla.....	12
3.1 Vibrace a hluk.....	12
3.2 Děje způsobené pohybem rotoru	13
3.2.1 Kmity rotoru, vlastní frekvence.....	13
4 Kluzná ložiska	14
4.1 Výhody a nevýhody kluzných ložisek	14
4.1.1 Konstrukční parametry kluzných ložisek	15
Statické parametry ložiska.....	15
4.2 Princip funkce kluzných ložisek	16
Sommerfeldovo číslo.....	18
4.3 Kluzná ložiska v turbodmychadlech.....	19
4.4 Druhy uložení ložisek	19
Uložení s rotujícími pouzdry	19
Uložení s nerotujícími pouzdry	19
4.4.1 Konstrukce ložiska s rotujícím pouzdem	20
4.4.1 Základní parametry ložiska s plovoucími pouzdry	20
4.5 Dynamické ložiskové charakteristiky	21
Nestabilita rotoru	21
4.5.1 Dynamické vlastnosti ložiska	21
4.5.2 Určení meze nestability	22
4.6 Třecí ztráty radiálních ložisek.....	23
4.6.1 Petrovova rovnice	23
4.6.1 Třecí ztráty ložisek s plovoucím pouzdem.....	23
5 Výpočtové a experimentální metody návrhu kluzného ložiska.....	25
5.1 Požadavky na návrh kluzných ložisek	25
5.2 Statická a dynamická analýza kluzných ložisek	26
5.2.1 Nekonečně dlouhé ložisko.....	27



5.2.2	Nekonečně krátké ložisko.....	28
5.2.3	Další metody analýzy ložiska.....	29
5.3	Experimentální zjištění stability systému rotoru a ložiska	30
	Analýza stability rotoru pro plovoucí uložení ložisek.....	30
5.4	Experimentální zjištění mechanických ztrát ložisek.....	31
5.5	Simulace rotorové soustavy turbodmychadla	32
5.5.1	Model hydrodynamických ložisek.....	32
	Model nelineárních radiálních sil	33
6	Výpočtový model rotoru a kluzných ložisek.....	34
6.1	Výchozí parametry modelu rotoru a ložisek.....	34
6.2	3D Model rotoru a kluzných ložisek.....	35
6.2.1	Vytvoření výpočtového modelu rotoru.....	36
	Výsledky modální analýzy	37
6.2.1	Vytvoření pružného modelu hřídele rotoru	39
6.2.2	Export pružné hřídele rotoru do MBS	41
6.2.3	Vytvoření modelu rotoru a ložisek v MBS.....	42
6.3	Výpočtový model kluzných ložisek.....	44
6.3.1	Výchozí rovnice pro odvození sil.....	45
	Vstupní parametry a rovnice použití MBS	46
6.3.2	Analýza původního návrhu kluzných ložisek.....	48
6.3.3	Analýza nového návrhu kluzných ložisek	49
	Závěr.....	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů	56
	Seznam příloh.....	58

ÚVOD

V současné době je všeobecnou tendencí snižování emisí a spotřeby spalovacích motorů. S vývojem spalovacích motorů dochází k stále sofistikovanějším způsobům, jak tohoto snížení emisí a spotřeby docílit. Jedním z nich je použití olejů s nízkou viskozitou právě pro spalovací motory. Při změně použití oleje s běžnou třídou viskozity na olej s nižší viskozitou je nutné provést více konstrukčních změn v celém systému spalovacího motoru a provést analýzu dané problematiky. Výsledkem analýzy by měl být jasný výsledek toho, nakolik je dané řešení výhodné a o kolik budou ztráty v systému nižší. Turbodmychadlo je součástí systému spalovacího motoru včetně jeho mazací soustavy, a proto se tato problematika turbodmychadla přímo týká.

Samotné turbodmychadlo je dnes už nedílnou součástí spalovacího motoru. Jedná se o zdánlivě jednoduchý princip, ale opak je pravdou. Turbodmychadlo pracuje ve velmi náročných podmínkách. Na jedné straně je část turbínového kola a skříň, kde teploty dosahují 800°C až 1000°C a na straně druhé pracuje kompresorová část která je naopak méně tepelně ovlivněna, avšak je velmi náchylná na zvýšení teploty. Celý tento systém je spojen hřídelí a společně s ložisky tvoří rotorový systém. Běžné rotory mechanických součástí dosahují maximálních otáček okolo 3000 min⁻¹. Rotor turbodmychadla však pracuje ve velmi vysokých otáčkách pohybujících se od 65 000 min⁻¹ u nákladních automobilů, stacionárních motorů a lodních aplikací až po vysokootáčková turbodmychadla osobních automobilů dosahující rychlostí okolo 300 000 min⁻¹. Diplomová práce má za cíl vytvořit návrh změny konstrukce ložisek pro turbodmychadlo použité v nákladním automobilu o větším objemu. Tento typ turbodmychadla využívá uložení rotoru v ložiscích s plovoucími kroužky. Tato konstrukce používá dvě olejové vrstvy a díky těmto vrstvám dosahuje nižších třecích ztrát oproti ostatním typům uložení.

Důvodem pro vytvoření nového návrhu kluzných ložisek turbodmychadla je použití oleje s nízkou viskozitou pro jeho mazání. Použitím oleje s nízkou viskozitou lze dosáhnout nižších třecích ztrát a tím pádem docílit i snížení prodlevy turbodmychadla při jeho akceleraci. Cílem této práce je analyzovat možná řešení této problematiky a navrhnout změnu konstrukce ložiska, které bude následně pomocí experimentálních nástrojů ověřeno a také porovnáno s výchozím stavem. Je důležité, aby toto řešení zajistilo rotoru požadovanou stabilitu, ale aby zároveň poskytlo snížení ztrát. K ověření tohoto návrhu je možné využití moderních nástrojů jako je použití metody konečných prvků a nebo MBS systémů pro řešení dynamiky. Výstupem bude konstrukční návrh včetně výkresové dokumentace nového konstrukčního návrhu.

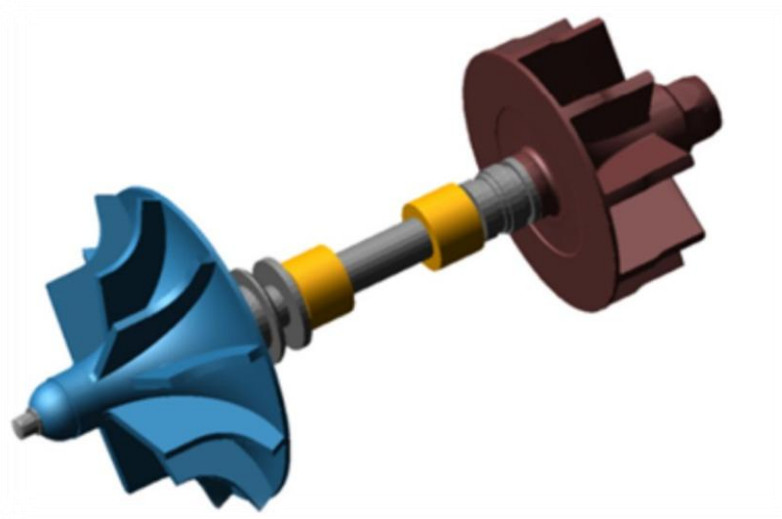
1 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU TURBODMYCHADLEM

Přeplňování turbodmychadlem je jeden ze způsobů zvýšení účinnosti spalovacích motorů a to přivedením většího množství vzduchu do spalovacího prostoru válce motoru. Tohoto je docíleno kompresorovým kolem poháněným turbínou turbodmychadla, která je poháněna výfukovými plyny přivedenými ze spalovacího prostoru motoru. Zvýšení účinnosti a výkonu daného motoru nemusí být dosaženo pouze využitím spalin motoru. Existují motory, které využívají mechanickou energii a převádí krouticí moment od klikové hřídele přímo na kompresorové kolo. Tento způsob je však méně efektivní díky tomu, že motor při zvýšení výkonu zároveň odebírá energii klikové hřídeli potřebnou pro pohon kompresoru.

Komerčně vyráběná turbodmychadla se dají rozdělit do dvou skupin. První skupina jsou turbodmychadla navržena pro použití v automobilové a kamionové dopravě, která pracují ve vyšších otáčkách a druhá skupina jsou turbodmychadla určená pro střední až nízké otáčky, používaná pro železniční dopravu, elektrické generátory a stacionární motory. Odlišnost těchto dvou skupin je nejlépe znatelná na příkladu porovnání malého, levného, sériově vyráběného turbodmychadla pro osobní automobil a velkého, drahého a komplexního turbodmychadla, které je použito pro motor lodního pohonu.

1.1 TURBODMYCHADLA PRO AUTOMOBILOVÝ PRŮMYSL

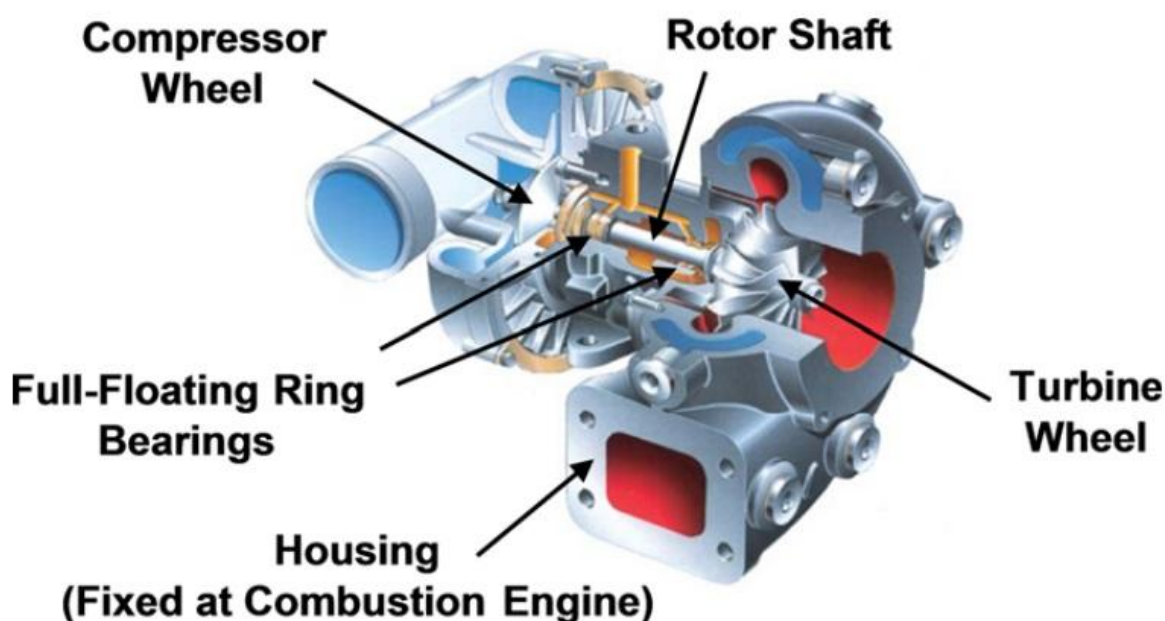
Turbodmychadla byla dříve primárně používána pro vznětové motory, které pohání většinu nákladních automobilů. V současnosti je však přeplňování samozřejmostí i pro motory zážehové, které jsou použity spíše v automobilech osobních. Důležitým faktorem v oblasti konstrukce turbodmychadel je jeho cena. Existuje několik způsobů jak snížit cenu turbodmychadla. Nejlepší cestou je využití co nejjednodušší konstrukce. Toho však není možné dosáhnout vždy a proto se vývoj těchto vysokootáčkových strojů posouvá stále kupředu.[2]



Obr. 1 Rotor automobilového turbodmychadla [19]

1.2 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Nejvíce používanou koncepcí je využití dvou radiálních ložisek, ve kterých je uložena rotující soustava. Tato soustava se skládá z radiálního turbínového kola spojeného s radiálním kompresorovým kolem pomocí hřídele (obr 2). Kompresorové kolo je ve většině automobilových turbodmychadel vyrobeno ze slitiny hliníku. Slitina hliníku je také použita na výrobu odlévané kompresorové skříně. Na výrobu kompresorové skříně se používají i jiné materiály a to hlavně v případech, kdy je použit jiný materiál na výrobu kompresorového kola. Na druhé straně od kompresorového kola se nachází část pracující ve velmi vysokých teplotách dosahujících až 750° celsia. Musí být proto použit i odpovídající materiál a tím je Inconel. Jedná se o chrom-niklovou slitinu s příměsí železa, hliníku a dalších přísad. Skříň turbínového kola odolává vysokým teplotám, stejně tak turbínové kolo, které navíc vykonává rotační pohyb. Z tohoto důvodu se u tohoto kola využívá tři typů materiálů závislých na operační teplotě. Hřídel spojující obě strany je vyrobená obvykle z oceli s vyšším obsahem uhlíku.



Obr. 2 Konstrukce turbodmychadla [19]



2 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Jednoduše řečeno funkcí mazání je zajistit co možná nejmenší tření a opotřebení pro daný systém. Z tohoto plyne, že základním požadavkem na výkonnost mazadla je právě snížení třecích ztrát a celkové opotřebení součástí systému. Druhým neméně důležitým požadavkem na mazivo je jeho kvalita, která je vyjádřena odolností proti degradaci daného média. Mnoho moderních výzkumů se zabývá právě studiem životností maziv během celého jejich cyklu. Je totiž velmi důležité, aby bylo dosaženo stejné výkonnostní úrovně maziva jako na počátku jeho cyklu. Degradace maziva by mohla způsobit kontakt mezi plochami součástí a poškodit tak celý systém. Samozřejmě ve všech oborech je významným aspektem také ekonomická stránka věci. Stejně tak jako v automobilech, tak i ve většině mechanických strojů, je zastoupení maziva poměrně značné, proto hraje i jeho cena velkou roli.[1]

2.1 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

Jedná se o kapalinové mazání, při kterém je mezi povrchy tvořena souvislá vrstva maziva, která zabraňuje styku dvou ploch, respektive jejich nerovností. Aby bylo dosaženo hydrodynamického mazání, je potřeba dvou konformně zakřivených ploch, které se relativně vůči sobě pohybují. Veškeré hydrodynamické mazání je možno vyjádřit matematicky ve formě rovnic, které vycházejí ze společného základu a tím je Reynoldsova rovnice. Tato rovnice popisuje matematicky vznik hydrodynamického tlaku v klínové mezeře ložiska. Reynoldsovu rovnici je možno odvodit na základě rovnováhy působící na element objemu kapaliny nebo pomocí Navier-Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity. Důležitým předpokladem pro vznik hydrodynamického mazání je splnění dvou podmínek:

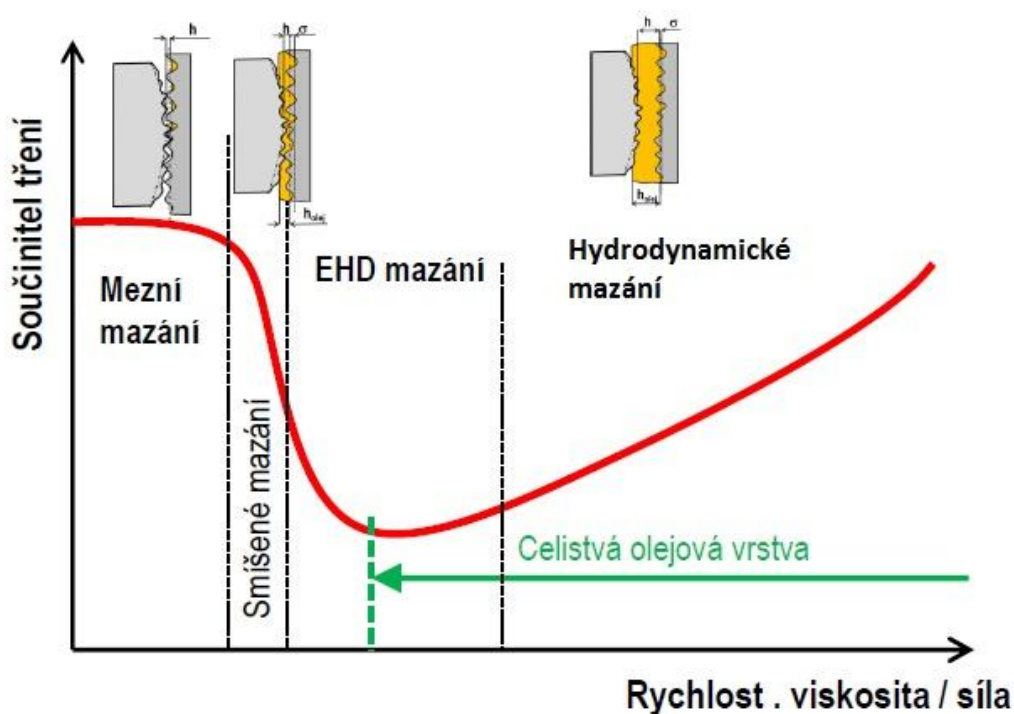
- oba povrchy musí být v relativním pohybu a to při takové rychlosti, aby bylo dosaženo dostatečné únosnosti mazacího filmu,
- třecí povrchy musejí být vzájemně nakloněny pod úhlem tak, aby mezera mezi nimi byla klínového tvaru, pokud by byly oba povrchy paralelní, tlakové pole by netvořilo takový mazací film, který by byl schopen unést zatížení.

Na obrázku 5 jsou schematicky nakresleny oba povrchy. Spodní plocha je pokryta mazacím olejem a pohybuje se s určitou rychlostí. Vrchní plocha je skloněna pod úhlem vzhledem ke spodní ploše. Pohybující se povrch spodní části svým pohybem vtahuje mazací olej do zužujícího se klínu, což vytváří mazací hydrodynamický tlak a smykové napětí. Tlak působí na plochy a vzniká vztlaková síla. Vzniklé smykové napětí vede k tvorbě třecích sil. Celý tento proces je popsán matematicky a slouží k vytvoření ložiskových charakteristik.[7]

2.2 REŽIMY MAZÁNÍ

V závislosti na způsobu mazání, ke kterému dochází při zatížení mezi dvěma povrchy, rozlišujeme různé druhy mazání. Tyto druhy mazání nejlépe popisuje Stribeckova křivka. Tato křivka popisuje vztah mezi součinitelem tření jako funkcí viskozity a zatížením.

- **Hydrodynamické mazání** - oba povrchy jsou plně odděleny olejovým filmem, což znamená, že zatížení je přenášeno pouze tlakem kapaliny, ne kontaktem dvou částí. Opotřebení je v tomto případě minimální, nebo žádné.
- **Smíšené mazání** - v tomto případě je mezi oběma povrchy přítomno mazivo, avšak dochází k přerušovanému kontaktu mezi oběma povrchy. Dochází zde k mírnému opotřebení součástí, které je závislé na chemických procesech mezi mazivem a povrchem součástí.
- **Mezní mazání** - k tomuto druhu mazání dochází tehdy, kdy je tloušťka mazacího filmu natolik tenká, že nedokáže oddělit dva povrchy od sebe. K tomuto mazání dochází tehdy, je-li vrstva mazadla příliš tenká nebo je vzájemný pohyb obou povrchů příliš pomalý pro vytvoření mazacího filmu. K tomuto jevu může dojít právě při nízké viskozitě oleje, která je ovlivněna teplotou oleje.[14]



Obr. 3 Režimy mazání [14]



2.3 VISKOZITA MAZIVA

Viskozita je fyzikální veličina, která má zásadní roli v oblasti mazání. Samotná viskozita není pro všechny druhy maziv stejná. Liší se jednak druhem oleje, ale také podmínkami, při kterých je daný olej použit. Viskozita oleje se mění s teplotou, tlakem a se smykovou rychlostí. Určuje tloušťku daného olejového filmu, který je dané viskozitě úměrný. Jako nejvýhodnější se zdá využití co možná nejtenčího filmu oleje s vysokou viskozitou, kdy vrstva oleje bude natolik silná, že zajistí oddělení dvou povrchů součástí a nedojde k jejich kontaktu. Ve většině případů je však toto řešení nevhodné. Olej s vyšší viskozitou spotřebuje více energie pro pohyb kapaliny a částic v ní.

V důsledku toho dochází k vyšším třecím ztrátám, což má za následek zvýšení teploty oleje a také třecích ploch součástí. Viskozita je v praxi obvykle volena tím způsobem, aby bylo dosaženo optimálního výkonu k požadované teplotě. Znalost teploty, v jaké bude daný olej pracovat, je pro určení viskozity zásadní. Viskozita se však také mění s rostoucí teplotou (se zvyšující teplotou viskozita klesá), což může mít velký vliv na rychlost pracovní plochy mazané součásti. Znalost viskózních vlastností mazadla je velmi důležitá pro konstrukci a chování mazané součásti a chování celé mazací soustavy. [1]

3 DYNAMIKA ROTORU TURBODMYCHADLA

Postupným vývojem v oblasti přeplňování se konstruktéři snaží dosáhnout efektivnější a levnější konstrukce turbodmychadel. Využívají změn konstrukce rotorů turbodmychadla ke zvětšení průtoku vzduchu a tím dosažení větší efektivity turbodmychadla. Tohoto nelze dosáhnout beze změn celé rotační soustavy a to včetně ložisek.

Základním požadavkem na konstrukci vysokootáčkových strojů jako jsou turbodmychadla, je snaha minimalizovat odezvu vynucených kmitů vznikajících od nevyvážení rotoru. Kmity způsobené nevyvážením však nejsou jediným činitelem, který má za následek kmitání. Je to také vlastní frekvence rotoru, se kterou je potřeba při konstrukci rotoru a jeho uložení počítat.

3.1 VIBRACE A HLUK

U většiny rotorů turbodmychadel dochází k tzv. sub-harmonickým vibracím, které jsou běžným jevem právě u rotačních součástí. Tyto vibrace však způsobují hluk a mají za následek zvýšení amplitudy, která v krajním případě může způsobit kontakt mezi rotorem a skříní turbodmychadla. Zároveň tyto vibrace zatěžují rotorová ložiska.

Nevyvážení vzniká u rotorů ze dvou hlavních příčin a těmi jsou hmotnostní nevyváženost a prohnutí hřídele. Hmotnostní nevyváženost je způsobena nedokonalým vyvážením hmoty ke středu rotace. Naproti tomu prohnutí hřídele je způsobeno tepelnými účinky. Tyto nevyváženosti je možné odstranit vyvážením rotoru nebo vyrovnáním prohnutí hřídele.

Vibrace při překročení vlastní frekvence jsou poměrně odlišné od vibrací způsobené nevyvážeností. Pokud se rotor zastaví, nevyváženost stále existuje, zdroj samobuzených vibrací však vymizí.[2]



3.2 DĚJE ZPŮSOBENÉ POHYBEM ROTORU

VÍŘENÍ OLEJE – OIL WHIRL

Tzv. víření oleje je způsobeno příčnou souběžnou sub-harmonickou vibrací rotoru okolo středu ložiska. Tento jev často nastává u rotorů s velkou rychlostí otáčení a malým zatížením. Rotor se při těchto podmínkách chová jako tuhé těleso a kmitá sub-harmonickou frekvencí s velkou amplitudou. Tato amplituda je omezena vůlí v ložisku, ale také hydrodynamickými nelineárními silami. Víření oleje vymizí s dosažením první vlastní frekvence a do té doby je víření oleje stabilní. Pokud však dosáhne rotor své první vlastní frekvence, stává se pružným tělesem a nevyváženost rotoru způsobí synchronní vibrace. Při překročení rezonance rotoru tyto vibrace ustupují a dojde znovu k víření oleje.

TLUČENÍ OLEJE – OIL WHIP

Při tlučení oleje dochází k příčným, souběžně precesním, sub-harmonickým vibracím rotoru. Přesněji k tomuto jevu dojde tak, že se frekvence otáček přiblíží dvojnásobku první vlastní frekvence rotoru. Víření oleje je nahrazeno tlučením oleje. I přes zvyšující se rychlost hřídele má tlučení oleje konstantní frekvenci. Olej se díky samobuzeným kmitům začne chovat nestabilně. Hřídel začne kmitat svou vlastní frekvencí, jinými slovy rezonuje. Rezonance je stav, který znemožňuje použití kluzných ložisek.[6]

3.2.1 KMITY ROTORU, VLASTNÍ FREKVENCE

Vlastní frekvence každého tělesa je dána jeho materiálovými charakteristikami a jeho hmotností. Rovnice pro pohyb rotoru obsahuje matice hmotnosti, tuhosti a tlumení a také zatížení. Tyto matice jsou dány N počtem jejich prvků. Počet těchto prvků je zároveň i počtem stupňů volnosti daného rotoru. Více stupňů volnosti rotoru znamená i více tvarů vlastních kmitů rotoru. Abychom získali všechny vlastní tvary kmitání rotoru, je nutné provést numerické výpočty.

Obecně jsou rotory automobilových turbodmychadel velmi specifickou oblastí rotorů. Liší se od rotorů používaných ve strojírenství (například rotorů turbín). Liší se jednak vyššími úhlovými rychlostmi a zároveň menšími hodnotami nevyvážených hmot. Mimo to bývají poměrně výrazně menší.

Kmitání rotoru (hřídele) je charakterizováno různými módy. K prvnímu a druhému módu dochází při poměrně nízkých otáčkách hřídele. Vybuzená síla od nevyvážených hmot v tomto případě nemá vliv na průhyb hřídele, pouze způsobuje mírnou odchylku hřídele od osy. Hřídel rotoru se v tomto případě chová jako tuhé těleso. Díky vůli mezi ložiskem a rotorem se dosažení prvního ohybového módu projeví jako vířivý pohyb hřídele. Při dosažení druhého módu se kolo kompresoru pohybuje vířivou rychlostí avšak opačnou ke kolu turbínovému. Pokud rotor dosáhne vyšších otáček, dochází ke třetímu ohybovému módu. Tento mód nastane právě díky výše zmíněnému působení sil od nevyváženosti rotoru. Tímto dojde ke zvýšení tlaku olejové vrstvy, což má za následek zvýšení tuhosti tohoto olejového filmu a rotor se tím stane pružným.[10]

4 KLUZNÁ LOŽISKA

Kluzná ložiska jsou dnes již běžnou strojní součástí a jsou použita ve většině odvětví strojírenství. Spalovací motory a turbíny jsou na použití kluzných ložisek prakticky závislé. Kluzná ložiska se skládají z rotující hřídele a stacionárního pouzdra. Hydrodynamický film, který je z hlediska přenosu zatížení na ložisko velmi důležitý, je tvořen právě mezi pohybující se plochou hřídele a ložiskovým uložením.

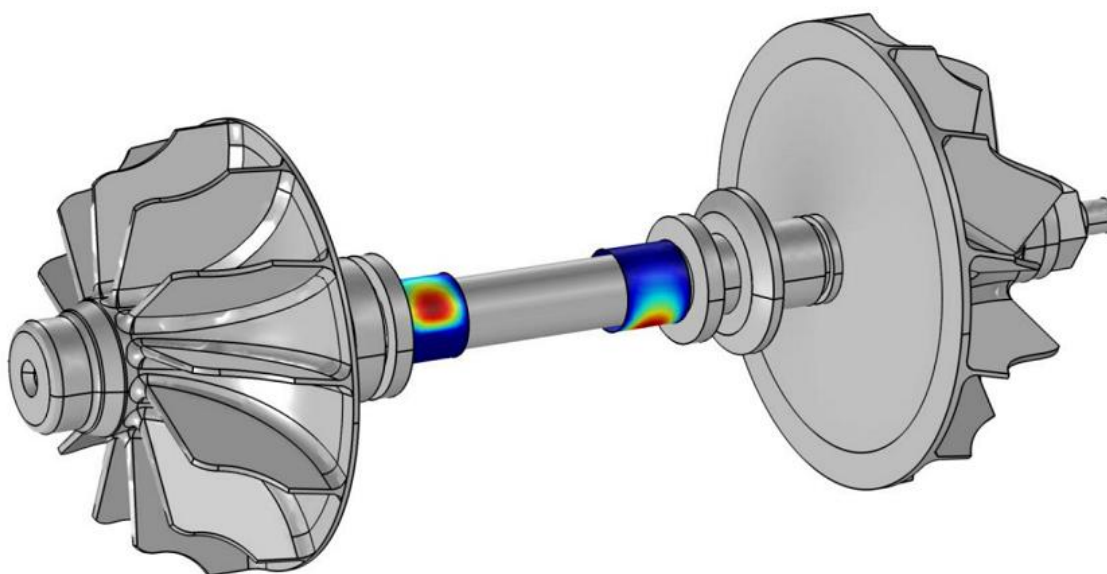
4.1 VÝHODY A NEVÝHODY KLUZNÝCH LOŽISEK

Výhody kluzných ložisek:

- jednoduchá a nenákladná konstrukce,
- dobře tlumí rázy a vibrace,
- odolnost proti vysokým teplotám,
- použitelné pro vyšší otáčky.

Nevýhody kluzných ložisek:

- závislé na mazání,
- méně odolné oproti opotřebení,
- odpor při rozběhu (záběru),
- nutná přesná výroba a dodržení tolerancí.



Obr. 4 Kluzná ložiska turbodmychadla [21]



4.1.1 KONSTRUKČNÍ PARAMETRY KLUZNÝCH LOŽISEK

Průměr ložiska	$D_L = 2R_L$
Délka ložiska	L
Poměr šířky a průměru	L/D_L
Průměr čepu	$D_c = 2R_c$
Radiální vůle	$c_L = R_L - R_c$
Relativní vůle	ψ
Předpětí ložiska	$\delta = 1 - c_L/c_S$
Zatížení statickou silou	$F_b \text{ (N)}$
Sommerfeldovo číslo (T_o)	S_o
Dynamická viskozita	$\eta_o \text{ (Pa} \cdot \text{s}^{-1})$
Kinematická viskozita	$\vartheta \text{ (m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$
Úhlová rychlost čepu	$\omega \text{ (rad} \cdot \text{s}^{-1})$

STATICKÉ PARAMETRY LOŽISKA

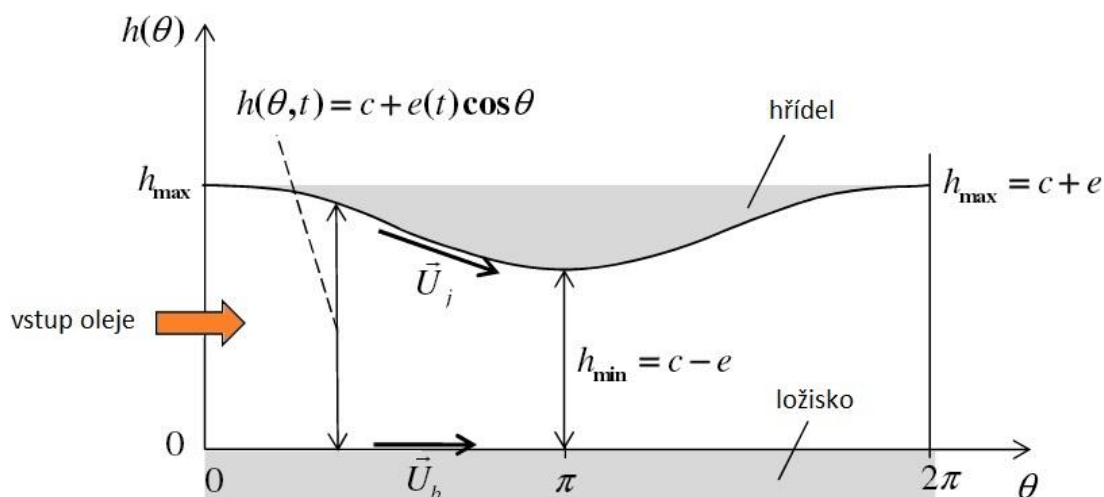
Únosnost ložiska	$W \text{ (N)}$
Excentricita čepu	$e \text{ (m)}$
Relativní excentricita	$\varepsilon = c_L$
Ztrátový výkon	$P_z \text{ (W)}$
Minimální tloušťka olejového filmu	$H_{min} \text{ (m)}$
Průtok oleje	$Q \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
Maximální teplota olejového filmu	$T_{max} \text{ (}^\circ\text{C)}$
Výstupní teplota oleje	$T_v \text{ (}^\circ\text{C)}$
Průměrná teplota oleje	$T_{ef} \text{ (}^\circ\text{C)}$
Oteplení oleje	$t\Delta \text{ (}^\circ\text{C)}$

4.2 PRINCIP FUNKCE KLUZNÝCH LOŽISEK

Princip činnosti radiálních ložisek je založen na principu hydrodynamického efektu, který je popsán Reynoldsovou rovnicí. Tlak olejového filmu je indukován v klínové mezeře mezi ložiskem a jeho uložením. Hřídel s ložiskem rotují s určitou rychlostí, čímž je olej vtlačěn do mezery mezi oběma komponenty. Tlak oleje dosahuje maxima, když je úhel $\theta = \pi$ (obr. 5). V tomto místě je také nejtenčí tloušťka olejového filmu. Při nejmenší tloušťce olejového filmu dosáhne rychlost olejového filmu svého maxima a nejnižší tlak bude těsně za minimální ložiskovou mezerou. Reynoldsova rovnice pro kluzná ložiska je odvozena ve tvaru:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left[(U_j + U_b) \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (1)$$

Kde p je tlak působící na element kapaliny, x a y jsou rozměry elementu v jednotlivých osách, η je dynamická viskozita, U je rychlost ploch v ose.



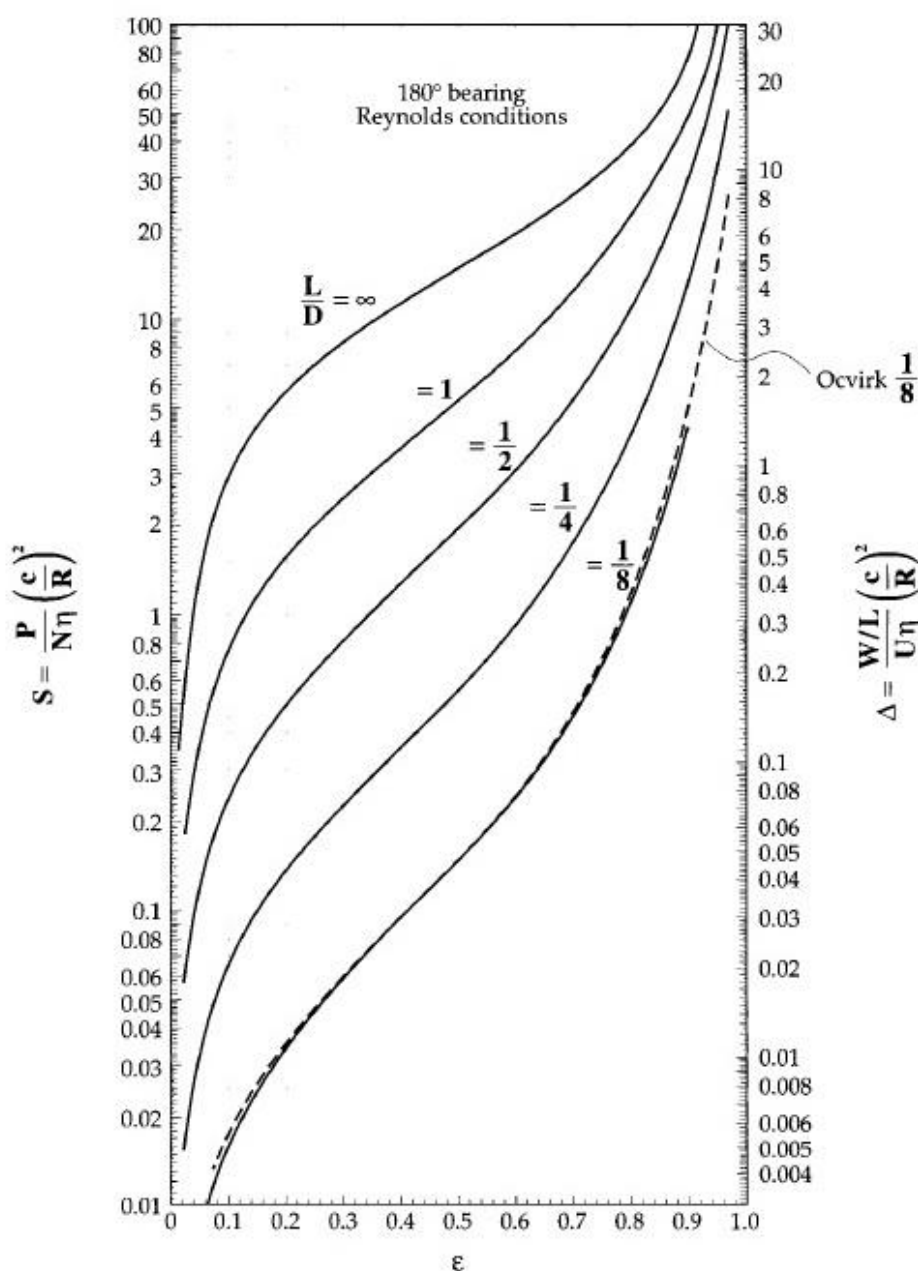
Obr. 5 Princip funkce ložiska [7]

Pokud se jedná o uložení s nerotujícími ložisky, je rychlost U_b rovna nule. Na obrázku číslo 6 je znázorněna síla, která je indukována v uložení a působí na ložisko. Tato síla také určuje rozložení tlaku v ložiskové mezeře. Pro vyrovnaní síly F_j působící od rotoru, působí v opačném směru síla F_b , avšak pod úhlem α . Reynoldsova rovnice je odvozena v rovnovážné poloze obou sil a s minimální tloušťkou olejového filmu.

SOMMERFELDOVO ČÍSLO

Sommerfeldovo číslo je velmi důležitým parametrem pro konstrukci ložiska, protože vyjadřuje charakteristiky únosnosti ložiska jako funkci excentrického poměru. Vypočítané hodnoty Sommerfeldova čísla v závislosti na excentrickém poměru jsou vyjádřeny v grafické závislosti. Křivky byly spočítány na základě Reynoldsovy rovnice (obr.7). Je třeba nalézt v grafu hodnotu Sommerfeldova čísla pro určitý poměr mezi L/D a poté mohou být vybrány vhodné ložiskové a operační parametry pro optimální hodnotu excentrického poměru. Optimální hodnota je přibližně 0,7.

Větší hodnota excentrického poměru vede k větší náchylnosti hřídele k nesouososti. Naopak nižší hodnoty mohou způsobit vibrace hřídele a způsobí větší tření a vyšší teplotu maziva.[1]



Obr.7 Závislost Sommerfeldova čísla na relativní excentricitě [1]

4.3 KLUZNÁ LOŽISKA V TURBODMYCHADLECH

Pro podporu rotoru během rotace je funkce ložiskového systému, skládajícího se z radiálního a axiálního ložiska, prakticky nezbytná. Proměnné síly, působící na kompresorové a turbínové kola, způsobují zatěžování rotoru jak v axiálním, tak radiálním směru. Toto zatěžování je proměnné v důsledku mnoha režimů v jakých turbodmychadlo, respektive celý motor pracuje. Axiální ložisko udržuje rotor stabilní v axiálním směru a na druhé straně radiální síly zachycuje ložisko radiální. Ložiskový systém je uložen v centrální skříně a je mazán olejem pod tlakem přímo z olejového přívodu. Olejové kanály ložiskové skříně zajišťují stálý přísun oleje a mají dvě základní funkce. První z nich je vytvoření olejového filmu, který společně s ložisky zajistí stabilitu rotoru a zároveň tlumí vibrace rotoru, což zabrání rezonancím. Druhou funkcí mazacího systému je udržovat co možná nejnížší teplotu ložisek, aby jeho schopnosti tlumení, stability a tuhosti fungovaly i při vysokých otáčkách rotoru. [8]

4.4 DRUHY ULOŽENÍ LOŽISEK

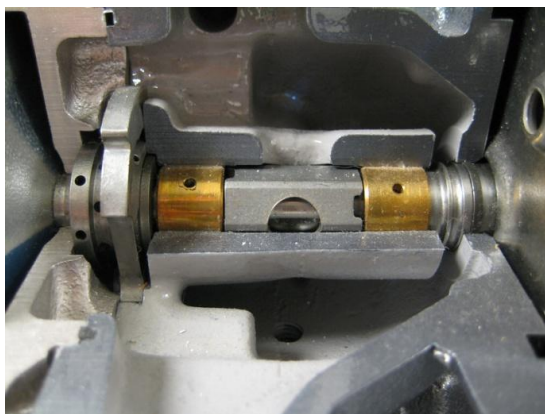
Typ uložení s plovoucími pouzdry se používá u vozidlových turbodmychadel za účelem snížení hluku a amplitudy rotoru při rezonanci. Existují dva základní typy uložení s plovoucím pouzdrům, které mají stejný základ a tím je dvojitý olejový film a to vnitřní a vnější. Rozdíl mezi nimi je právě v rotujícím a nerotujícím pouzdru.

ULOŽENÍ S ROTUJÍCÍMI POUZDRY

Tato konstrukce se používá pro větší typ turbodmychadla, je navrženo tak, aby obě plovoucí pouzdra rotovala společně s hřídelí. Rychlost rotace je však zhruba o jednu třetinu menší než rychlost rotoru. Velkou roli v rychlosti otáčení hraje jednak zatížení ložiska, ale také vnější a vnitřní vůle. Ložisko na turbínové straně bývá zpravidla zatíženo více, a proto je i rychlost jeho otáčení nižší než ložiska na straně opačné. Pouzdro ložiska je chráněno jak z vnější, tak i vnitřní strany tenkou olejovou vrstvou.

ULOŽENÍ S NEROTUJÍCÍMI POUZDRY

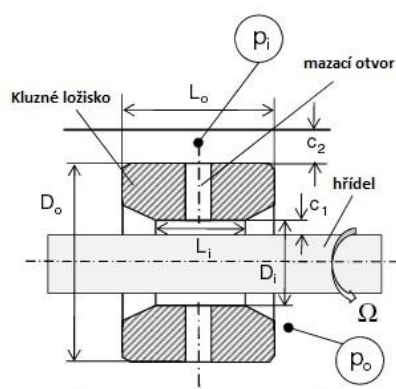
Tento typ uložení se používá pro vysokootáčková turbodmychadla použitá převážně v motorech osobních vozidel. Ložiska jsou nahrazena pouze jedním ložiskem, stejně jako u uložení s rotujícími ložisky, na vnější i na vnitřní straně jsou olejové filmy. Ložisko však nerotuje a proto nedochází k nestabilitě olejového filmu. Rotaci ložiska je zabráněno pomocí anti-rotacího kolíku. [5]



Obr. 8 Uložení s rotujícími pouzdry [10]

4.4.1 KONSTRUKCE LOŽISKA S ROTUJÍCÍM POUZDREM

Obrázek 9 zobrazuje uložení ložiska s rotujícím pouzdrům na hřídeli rotoru. Mazací olej je při tlaku P_i distribuován přes vnější ložiskovou vůli (c_2) do axiálního a radiálního směru. Prostřednictvím mazacích otvorů v ložiskovém kroužku, se olej dostává do vnitřní mezery mezi ložiskem a hřídelí, a to jak do radiálního, tak axiálního směru. Rychlostní objemový průtok oleje je závislý na více faktorech, a to jak na poměru mezi vstupní a výstupním tlakem oleje, tak na rychlosti otáčení rotoru a ložiskového kroužku. Významnou roli hraje také teplota proudícího oleje. Vnitřní olejová vrstva plní velmi důležitou funkci zajištění stability rotoru oproti působení vnějších sil na rotor. Z toho důvodu je tato vůle poměrně malá, aby zajistila co možná největší tuhost ložiskového uložení. Vnější olejová vrstva je charakterizována velkým koeficientem tlumení a plní funkci zamezení průhybu rotoru a brání vzniku nežádoucích zvuků, které vznikají v důsledku nevyváženosti rotoru.



Obr. 9 Geometrie ložiska s plovoucími pouzdry [8]

Rychlost otáčení plovoucího pouzdra je rovna násobku 0,15 až 0,30 rychlosti rotoru. Rychlost je závislá na poměru vnější a vnitřní vůle, ale také na zatížení ložiska. Ložisko na straně turbíny bývá zatíženo více.

4.4.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY LOŽISKA S PLOVOUCÍMI POUZDRY

Optimalizace konstrukce ložisek ve smyslu dosažení vhodných hodnot ztrátového tření, teploty ložiska a rotorové stability, slouží některé základní parametry. Jsou to geometrické poměry mezi vnějším a vnitřním průměrem (D_o/D_i), délka ložiska na vnější a vnitřní kontaktní ploše (L_o/L_i) a hodnota poměru vnější a vnitřní vůle (C_2/C_1). Tyto parametry mají zásadní vliv na charakteristiku celého turbodmychadla, a proto musejí být pečlivě zvoleny.

POMĚR VNĚJŠÍHO A VNITŘNÍHO PRŮMĚRU (D_o/D_i)

Čím větší je poměr mezi D_o/D_i , při pevně daném průměru D_o , tím se zvětšuje i koeficient tlumení ložiska a to v důsledku velké vnější plochy ložiska. Větší poměr zároveň zlepšuje stabilitu rotoru a jeho odolnost proti víření oleje snižuje amplitudu v rezanci. Na druhou stranu při zvyšování tohoto poměru je potřeba zvýšit i průtok oleje v ložiscích. Toto zvýšení průtoku oleje však má větší nároky na mazací soustavu, například zvětšením pístních kroužků. Velký poměr zase výrazně snižuje rychlost pouzdra, což má vliv na třecí ztráty, které jsou u uložení s plovoucími pouzdry velmi nízké. Příliš velký poměr také zvyšuje tuhost vnějšího olejového filmu a to má za následek horší pohyb kroužku a tím by mohlo dojít k opotřebení mezi hřídelí a ložiskem.[8]

4.5 DYNAMICKÉ LOŽISKOVÉ CHARAKTERISTIKY

U problematiky rotorů, které dosahují velmi vysokých otáček, je stále více a více důležitá znalost dynamických vlastností těchto rotorů. U takto namáhaných částí nestačí pouze statická analýza, ale je nutné získat znalost dynamických vlastností těchto částí. K návrhu ložisek pro takovéto rotory je nutná znalost dynamických charakteristik ložisek a také metod k jejich získání a ověření. Dynamické ložiskové charakteristiky jsou dány dvěma hlavními koeficienty. Jedná se o koeficienty olejového filmu. Koeficienty jsou v daném souřadném systému označeny jako koeficient tuhosti K a koeficient útlumu B . [5]

NESTABILITA ROTORU

Nestabilita rotoru je velmi nežádoucí jev. U rychloběžných rotorů je způsobena vedlejšími prvky tuhostní matice. Odolnost rotoru proti vzniku nestability je určena tzv. rezervou stability (logaritmický dekrement). Tyto hodnoty vyjadřují poměr mezi reálnou a imaginární složkou vlastního čísla. Reálná část je označena jako $Re(\lambda)$ a imaginární jako $Im(\lambda)$. Vztah mezi těmito dvěma složkami je vyjádřen takto:

$$\chi = \frac{2Re(\lambda)}{Im(\lambda)} \times 100 \quad (7)$$

Za postačující hodnoty se považují hodnoty, které splňují podmínku $\chi \geq 15\%$.

Větší část rotorů turbodmychadel je uložena v ložiscích s plovoucím pouzdrům. Toto řešení je poměrně levné a poskytuje poměrně dobré dynamické vlastnosti díky dvěma tlumícím olejovým vrstvám. Při analýze vibrací rotoru má rotor tendenci k nestabilitě vnějšího olejového filmu, což se projevuje polovičním kmitáním pouzdra. Ve většině případů však k rozvinutí nestability nedojde. (5)

4.5.1 DYNAMICKÉ VLASTNOSTI LOŽISKA

Dynamické vlastnosti ložisek, jak už bylo uvedeno na začátku kapitoly, jsou charakterizovány koeficienty tuhosti a tlumení, neboli jejich maticemi. Tyto koeficienty jsou vyjádřeny takto:

$$K = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} B_{xx} & B_{xy} \\ B_{yx} & B_{yy} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Kde K_{ij} jsou koeficienty tuhosti a B_{ij} jsou koeficienty tlumení. První index vyjadřuje směr síly a druhý koeficient vyjadřuje směr výchylky. Pro určení koeficientů se používají výpočetní metody, které poskytují více či méně přesné řešení. Tyto hodnoty lze i experimentálně ověřit, je to ovšem poměrně náročné.

4.5.2 URČENÍ MEZE NESTABILITY

Vztahy pro vlastní tuhost a tlumení byly odvozeny za předpokladu symetrického tuhého rotoru, uloženého ve dvou ložiscích. Základní translační pohyb je popsán jednoduchým systémem s dvěma stupni volnosti. Následující odvození tedy platí pro hmotný bod umístěný na olejovém filmu. Pro stanovení vlastních čísel reálného rotoru je potřeba složitějšího výpočtu. Vztahy pro určení vlastní tuhosti a tlumení jsou následující:

$$K_m = \frac{K_{xx}B_{yy} + K_{yy}B_{xx} - K_{xy}B_{yx} - K_{yx}B_{xy}}{B_{xx} + B_{yy}} \quad (9)$$

$$\left(\frac{\Omega}{\omega}\right)_m = \sqrt{\frac{K_m(K_m - K_{yy} - K_{yy}) + K_{xx}K_{yy} - K_{xy}K_{yx}}{B_{xx}B_{yy} - B_{xy}B_{yx}}} \quad (10)$$

Kde Ω [s^{-1}] je budící frekvence a ω [s^{-1}] je otáčková frekvence.

Pro určení správné mezní stability jsou velmi důležitá znaménka a velikost daných koeficientů. Obzvláště důležité jsou vedlejší prvky matice (označeny $K_{xy}K_{yx} \dots$). Tyto prvky totiž rotor destabilizují a proto je nutné jim věnovat pozornost. Prvky označené stejnými indexy rotor naopak stabilizují. V případě uložení rotoru s plovoucími pouzdry jsou hodnoty vedlejších prvků $K_{xy}K_{yx}$ větší a prvek K_{yx} bývá záporný. Útlum je v případě plovoucích ložisek ve směru statického zatížení z pravidla větší.

Stanovení prvků matic tlumení a tuhostí lze více způsoby. Jedním z nich je využití Reynoldsovy rovnice nebo využít podobnost ložisek s využitím Sommerfeldova čísla. Sommerfeldovo číslo je v tomto případě definováno:

$$S_o = \frac{F_b \Psi^2}{LD\eta\omega} \quad (11)$$

$$\Psi = \frac{2c}{D} \quad (12)$$

Kde F_b je stacionární síla zatěžující ložisko a c je šířka ložiskové mezery. Na základě měření byly získána závislost prvků tlumení a tuhosti na Sommerfeldově čísle. Z následujících vztahů je možné získat hodnoty prvků matic tuhostí a tlumení:

$$K_{xy} = K_{xy} \frac{S_o c}{F_{st}} \quad (13)$$

$$B_{xy} = B_{xy} \frac{S_o c \omega}{F_{st}} \quad (14)$$

Jak už bylo v předchozí části řečeno, stabilitu rotoru lze posoudit na základě hodnot prvků matic nebo limitů pro stabilitu rotoru.[15][16][17]

4.6 TŘECÍ ZTRÁTY RADIÁLNÍCH LOŽISEK

Hlavními zdroji třecích ztrát v rotorové soustavě jsou radiální ložiska, axiální ložiska a těsnění. Ztráty v těsnění jsou v tomto případě zanedbatelné v poměru k ložiskům, ve kterých jsou třecí ztráty značné. K určení třecích ztrát v ložiscích slouží více výpočtových metod.

4.6.1 PETROVOVA ROVNICE

Petrovova rovnice stanovuje velikosti tření v kluzném ložisku, udává poměrně dobrý odhad velikosti součinitele tření a definuje základní geometrické parametry používané při výpočtu kluzných ložisek. Ztrátový výkon v ložiscích závisí především na jeho geometrii, viskozitě olejové vrstvy, rychlosti otáčení a také na tloušťce olejového filmu. Pro obecné určení třecích ztrát v ložisku slouží Petrovova rovnice odvozena do tvaru:

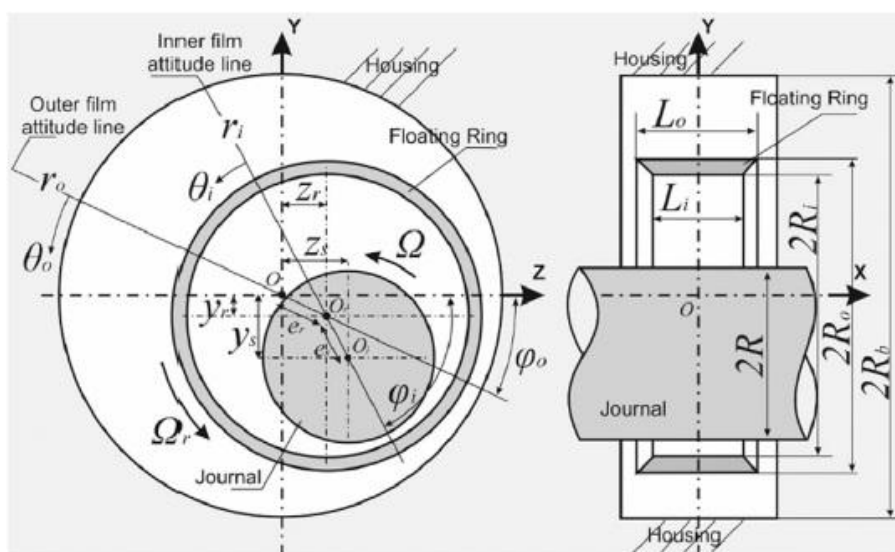
$$P_j = \frac{\pi \mu \omega^2 L D^3}{4 h} \quad (15)$$

Kde μ je součinitel tření, ω je úhlová rychlost, h je tloušťka olejové vrstvy, L je délka ložiska, D je vnější průměr ložiska.

Tato rovnice platí pouze za podmínek, kdy žádné mazivo neproudí v axiálním směru, neexistuje excentricita mezi ložiskem a hřídelí, a kdy olejový film nese zatížení. Podle Petrovovy rovnice je průměr ložiska nejvýraznějším faktorem ovlivňujícím ztrátový třecí výkon ložiska. Čím větší bude kontaktní plocha ložiska, tím větší jsou i třecí ztráty. Snížení průměru hřídele totiž není z hlediska dynamiky přípustné. Petrovova rovnice poskytuje poměrně nepřesný odhad třecích ztrát, pro zvýšení přesnosti je nutné použít přesnější metody.[12]

4.6.1 TŘECÍ ZTRÁTY LOŽISEK S PLOVOUCÍM POUZDREM

Ložiska s plovoucím pouzdrům jsou v turbodmychadlech použita právě za účelem snížení třecích ztrát, což umožňuje plovoucí kroužek.



Obr. 10 geometrie ložiska s plovoucím pouzdrům [7]

Průtokové charakteristiky olejové filmu jsou znázorněny na obrázku 10, parametry jsou zahrnuty do výpočtu pro určení třecích ztrát. Rovnice pro určení třecích ztrát je definována takto:

$$P_f = F_f U_j = U_j \int_A^0 \tau dA = \eta_i \frac{\partial U}{\partial h} A_j U_j = \left(\eta_i \frac{U_j}{h} A_j \right) U_j \quad (16)$$

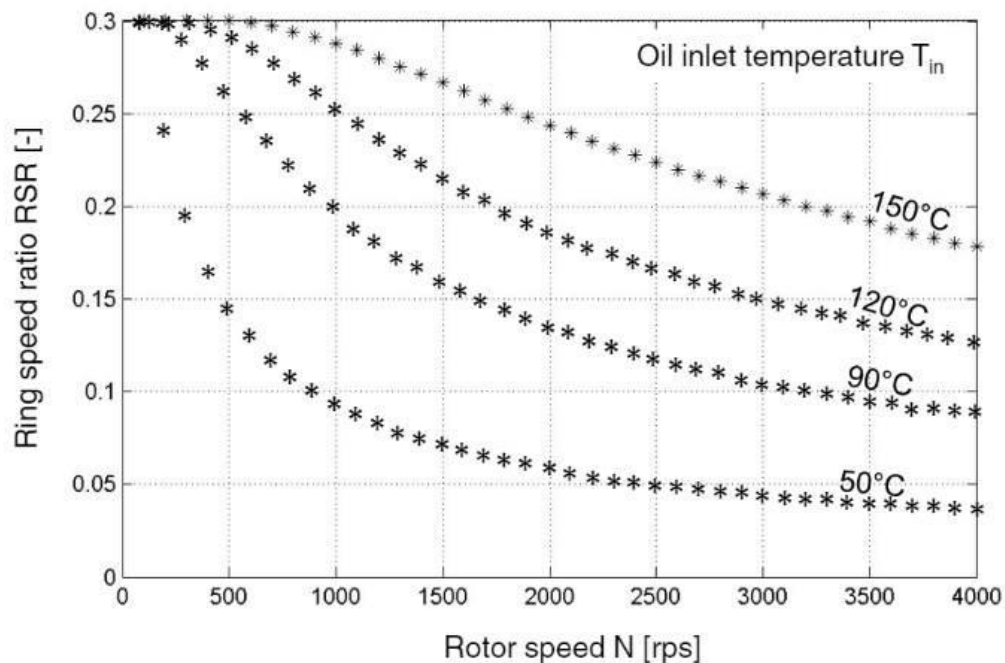
Kde η_i je dynamická viskozita vnitřního olejového filmu, A_j je třecí plocha ložiska, $\frac{\partial U}{\partial h}$ je rychlostní gradient olejového filmu, U_j je úhlová rychlost ložiska. Protože se kroužek ložiska otáčí menší rychlostí než rotor, je zaveden vztah, který vyjadřuje poměr mezi oběma rychlostmi označen jako RSR (Ring speed ratio):

$$RSR = \frac{\omega_r}{\omega} \quad (17)$$

Kde ω_r je úhlová rychlost kroužku ložiska a ω je úhlová rychlost rotoru. Ze vztahu je patrné, že na snížení třecích ztrát má vliv rychlost kroužku. Krouticí moment ložiska je tedy následně odvozen na základě Petrovovy rovnice kap. 4.6.1 a Reynoldsovy rovnice. Po více úpravách do tvaru, kde jsou zahrnuty parametry ložiska s plovoucím pouzdrům, je tvar rovnice následující:

$$M_t = 2\pi \left(\frac{\eta_i R_i^3 L_i}{c_i} + \frac{\eta_o R_o^3 L_o}{c_o} \right) \quad (18)$$

Při pohybu rotoru je olej v mazací vrstvě zahříván, což ovlivňuje i rychlost kroužku. Obrázek 11 vyjadřuje závislost rychlostního poměru kroužku a otáčení rotoru a to za různých teplot vstupního oleje. Obecně platí, že rychlostní poměr kroužku klesá s rychlostí rotoru a zvyšuje se při konstantní rychlosti rotoru a s rostoucí teplotou oleje.



Obr. 11 Závislost rychlosti otáčení rotoru na rychlosti kroužku a teplotě [7]

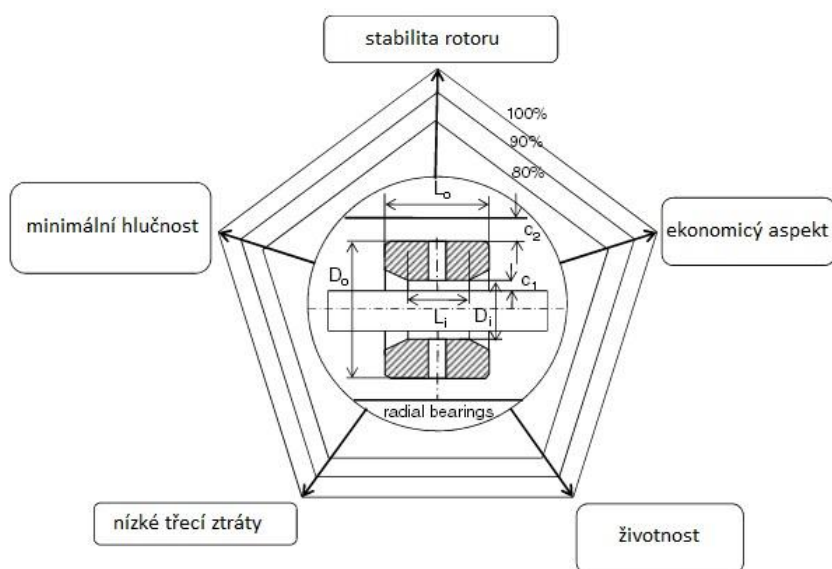
5 VÝPOČTOVÉ A EXPERIMENTÁLNÍ METODY NÁVRHU KLUZNÉHO LOŽISKA

ANALÝZA KLUZNÝCH LOŽISEK

Existují dva základní aspekty analýzy kluzných ložisek. Prvním z aspektů je základní analýza, která zahrnuje charakteristiky jako ložiskových zatížení, třecí charakteristiky, způsob mazání, rychlost hřídele a dalších parametrů. Druhým z aspektů jsou praktické a provozní parametry. Mezi tyto parametry patří způsob mazání ložiska, konstrukce daného ložiska a také teplota mazacího média.[1]

5.1 POŽADAVKY NA NÁVRH KLUZNÝCH LOŽISEK

Nejdůležitější funkcí radiálních ložisek je zajištění stability rotoru a to v celém spektru provozních otáček motoru. Abychom tohoto dosáhli, je nutné vycházet z předpokladu, že rotor ložiska je správně vyvážen. Pokud je tato podmínka splněna, přecházíme k návrhu samotných parametrů ložiska, a to jednak úpravou vůlí ložiska a za druhé vhodnou změnou jeho geometrie. Hlavním cílem změny konstrukce ložiska je dosažení co nejmenších třecích ztrát. Chceme dosáhnout co nejmenšího tření pro dosažení co největší účinnosti turbodmychadla. Zároveň je však nutné navrhnout takové řešení, které zajistí ložisku dlouhodobou životnost a také co nejmenší výrobní cenu.[4]



Obr 12 Požadavky na návrh ložiska [8]

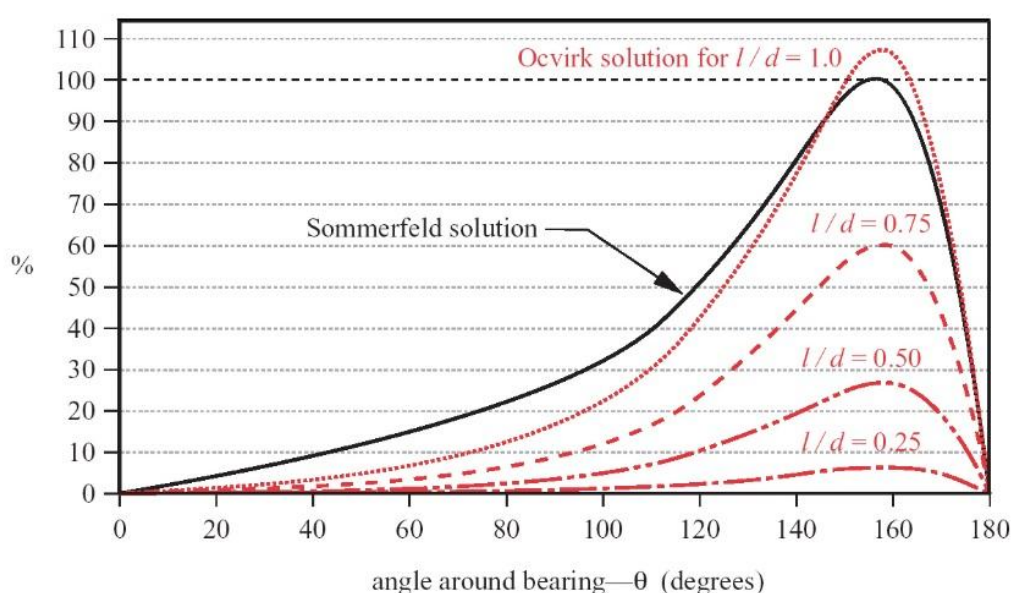
5.2 STATICKÁ A DYNAMICKÁ ANALÝZA KLUZNÝCH LOŽISEK

Veškeré přístupy k řešení analýzy ložisek vychází z řešení soustavy tuhého tělesa a tekutiny a to jako úlohy vázané. Základem je stanovení silových účinků v olejovém filmu a to na základě veličin tuhé části, v tomto případě hřídele. Matematický model by měl být co možná nejjednodušší a to z důvodu náročnosti výpočtu. Aby bylo možné dosáhnout co možná nejjednoduššího matematického modelu, je potřeba zjednodušit jeho předpoklady. Prakticky všechny metody vycházejí z aplikace Reynoldsovy rovnice a jsou odvozeny za následujících předpokladů:

- povrch ložiska je uvažován jako dokonale hladký a tuhý,
- olej v ložiskové mezeře je adhezivní, nestlačitelný a s nulovou hmotností,
- viskozita kapaliny je konstantní a kapalina je Newtonská, proudění je lamilární.

Jak už bylo uvedeno v kapitole 4.2. rotující čep je v pouzdru nadnášen hydrodynamickými silami, které snižují třecí ztráty v ložiscích. Ložisko, které rotuje v tomto olejovém filmu nelze při analýze považovat za dokonale tuhé těleso a to z důvodu jeho tlumících účinků a pružných vlastností.

První z metod je metoda modelu nekonečně dlouhého ložiska. Tato metoda je také označována jako „Sommerfeldovo řešení“. U metody je zjednodušujícím předpokladem, že v axiálním směru není uvažováno žádné proudění a zároveň je průběh tlaku po celé délce ložiska uvažován s konstantním rozložením. Na základě těchto předpokladů je možno ložisko modelovat jako rovinnou úlohu. U druhé z těchto metod, kterou je metoda nekonečně krátkého ožiska, se předpokládá, že tlak není konstantní po délce ložiska a proto je úloha modelována jako prostorová. Tato metoda je označována také jako „Ocvirkovo řešení“. Díky experimentům bylo zjištěno, že obě řešení udávají přibližně stejnou hodnotu při poměru $\frac{B}{D} = 1$, avšak Ocvirkovo řešení lze použít pouze na intervalu $1/4 \leq B/D \leq 2$ a naopak řešení podle Sommerfelda musí splňovat podmínku $B/D \geq 4$. Na obrázku 9 je znázorněna vhodnost použití dané metody na základě experimentálních zjištění.[8][13]



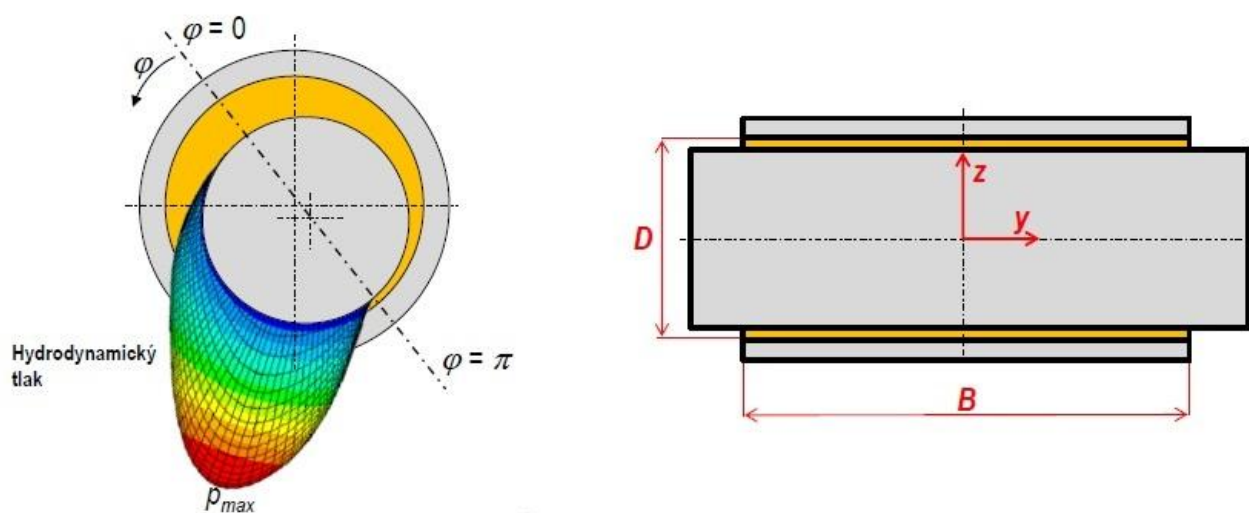
Obr 13. Porovnání metod Sommerfeldova a Ocvirkova řešení [13]

5.2.1 NEKONEČNĚ DLOUHÉ LOŽISKO

Teorie nekonečně dlouhého ložiska byla odvozena z Reynoldsovy rovnice Arnoldem Sommerfeldem pro radiální kluzné ložisko. Tato teorie zanedbává boční výtok olejové vrstvy a tlak v olejové vrstvě je ve směru osy y konstantní. Po úpravě Reynoldsovy rovnice, za předpokladu ustáleného stavu ($\frac{\partial h}{\partial t} = 0$), je průběh tlaku v kluzném ložisku popsán následujícím vztahem:

$$p = \frac{\eta U r}{c^2} \left[\frac{6\varepsilon \sin \varphi (2 + \varepsilon \cos \varphi)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} \right] + p_0 \quad (19)$$

Průběh tlaku p je funkcí úhlové souřadnice φ , průměru čepu r , radiální vůle c , relativní excentricity čepu ε , povrchové rychlosti U a viskozity maziva η . Sommerfeldovo řešení je v intervalu $0 \leq \varphi \leq \pi$ a mimo tento interval je tlak roven tlaku, pod kterým je dodáváno mazivo p_0 .



Obr. 14 Rozložení hydrodynamického tlaku v ložisku

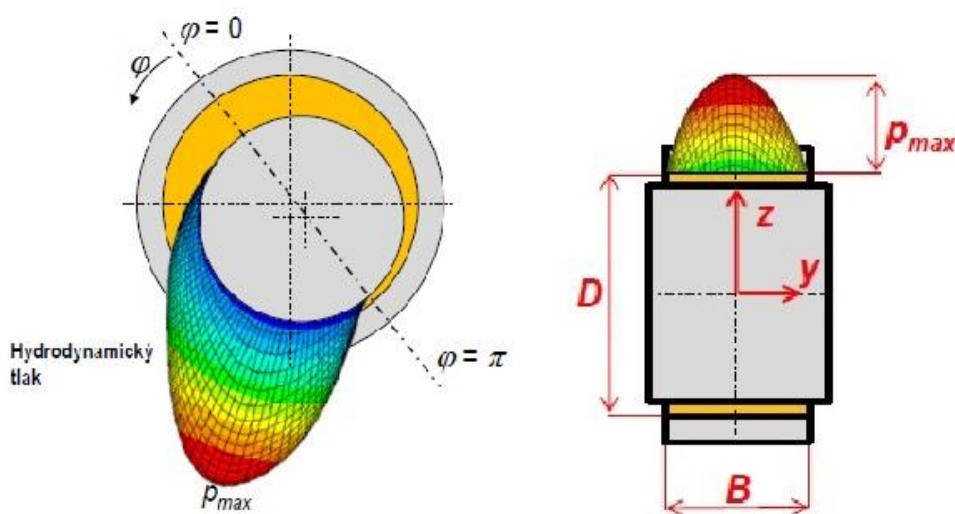
a parametry nekonečně dlouhého ložiska [14]

5.2.2 NEKONEČNĚ KRÁTKÉ LOŽISKO

Teorie nekonečně krátkého ložiska byla odvozena F.V.Ocirkem z důvodu toho, že ve většině strojů převládají oproti dlouhým ložiskům spíše ložiska krátká. U krátkých ložisek není možné zanedbat boční výtoku maziva, a proto byla právě Ocirkem odvozeno řešení s uvažováním bočního výtoku maziva. Změna tlaku v ose x je v tomto případě malá ve srovnání s osou y (viz obr. 15) a tím pádem je v Reynolsově rovnici zanedbán první člen rovnice. Po integraci a úpravách je výsledný vztah pro tlak následující:

$$p = \frac{\eta U}{rc^2} \left(\frac{B^2}{4} - y^2 \right) \frac{3 \sin \varphi}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} + p_0 \quad (20)$$

Kde φ - je úhlová souřadnice, B - je šířka ložiska. Řešení je na intervalu $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$.



Obr. 15 Rozložení hydrodynamického tlaku v ložisku

a parametry nekonečně krátkého ložiska [14]

Síly působící vznikající v nekavitujícím olejovém filmu jsou získány pomocí integrace tlakové vrstvy v ložiskové drážce a to v radiálním a tangenciálním směru.

$$F_r = \frac{\eta}{2} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \frac{L^3}{R} \left[\frac{2\varepsilon^2(\Omega - 2\dot{\gamma})}{2(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} + \frac{\pi\dot{\varepsilon}(1 + 2\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \right] \quad (21)$$

$$F_t = \frac{\eta}{2} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \frac{L^3}{R} \left[\frac{\pi(\Omega - 2\dot{\gamma})}{2(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} + \frac{4\dot{\varepsilon}\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \right] \quad (22)$$

Úhel mezi vnější silou a ložiskovou α excentricitou je stanoven z radiální a tangenciální síly.

$$\alpha = \arctan \left| \frac{-F_t}{F_r} \right| = f(\dot{\gamma}\varepsilon\Omega\dot{\varepsilon}) \quad (23)$$

Kde $\dot{\gamma}$ je rychlost víření ložiska ($\dot{\gamma} = \omega$)

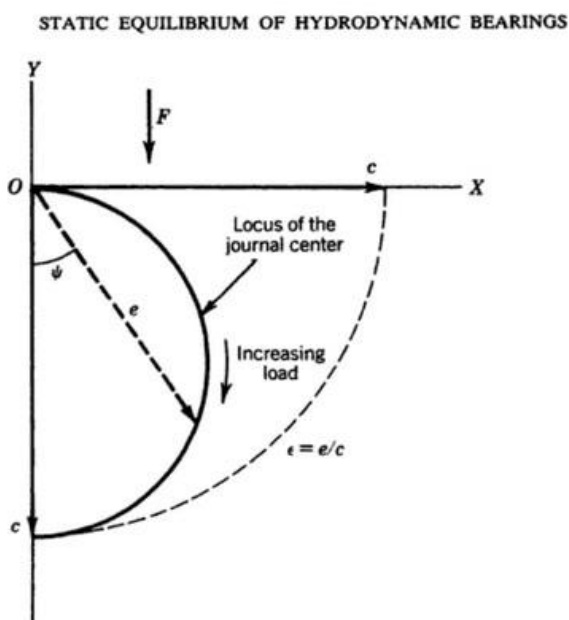
5.2.3 DALŠÍ METODY ANALÝZY LOŽISKA

Jednou z dalších metod výpočtového modelování hydrodynamické teorie kluzných ložisek je metoda odvozená E. Krämerem na základě Reynoldsovy rovnice. Tlaková funkce je odvozena integrací z Reynoldsovy rovnice na základě silové rovnováhy na elementu nestlačitelné kapaliny. Následnou integrací je získána tlaková funkce, která je závislá na elementu kapaliny, respektive na jeho poloze a čase. Integrací tlakové funkce je získáno silové působení od olejové vrstvy. Výsledný vztah pro silové zatížení čepu je získán integrací přes obvod ložiska. Tato úloha však řeší pouze staticky rovnovážnou polohu. Je proto nutné uvažovat i dynamické síly, které vznikají za pohybu mimo rovnovážnou polohu.

Při pohybu čepu se mění působící síly a to díky nevyváženosti a nestabilitě ložiskového čepu. Přírůstky sil od tekutiny do směru osy x a y jsou využity a zahrnuty do stanovení lineárních koeficientů tuhosti a tlumení. Závislosti však platí pro statickou analýzu a je proto nutné se blíže věnovat dynamické analýze.

Metoda zahrnující kavitaci

Tato metoda se zabývá statickým a dynamickým chováním kluzných ložisek. Metoda je založena na aplikaci Reynoldsovy rovnice a řeší problematiku jak dlouhých tak krátkých ložisek a to v závislosti na problematice kavitujiícího a nekavitujiícího olejového filmu. Je uvažován model, kde kavitace působí ve středu ložiska a to odpovídá silně zatíženému ložisku vlivem výchylek středu hřídele. Reynoldsova rovnice neuvažuje oblast záporných tlaků a je tedy nutné zavést funkci tlaku pro polovinu ložiska, kde je tlak $p_0 = p_{at} = 0$ a následně řešit pouze druhou část obvodu. p_0 je zde uvažován jako konstanta popisující hydrostatický tlak.[8][18]



Obr. 16 Statická rovnováha pro kavitaci zatížené krátké ložisko [18]

Následně je odvozena tlaková funkce, ze které jsou integrací získány analytické vztahy pro silové působení od olejového filmu na čep hřídele.

5.3 EXPERIMENTÁLNÍ ZJIŠTĚNÍ STABILITY SYSTÉMU ROTORU A LOŽISKA

Při experimentální analýze vycházíme z předpokladu, že výchylky hřídelového čepu jsou poměrně malé. Nelineární síly působící v olejovém filmu tedy mohou být považovány za lineární. Za těchto podmínek dynamické charakteristiky olejového filmu mohou být popsány (koeficienty tuhosti a tlumení). Za použití předpokladu lineární teorie je poté možno provést analýzu stability nosného systému rotoru.

ANALÝZA STABILITY ROTORU PRO PLOVOUCÍ ULOŽENÍ LOŽISEK

Určení koeficientů tuhosti a tlumení pro ložiska s plovoucím pouzdrům je v bezrozměrné formě vyjádřeno v závislosti na Sommerfeldově čísle a je určeno pro rozmezí velikosti $0,15 \leq B/D \leq 0,3$. Tyto koeficienty musí být redukovány pro vnitřní a vnější olejový film, zahrnující metodu krátkého ložiska pro řešení Reynoldsovy rovnice:

$$\kappa_{i,o}^* = 8K_k \left(\frac{B_{i,o}}{D_{i,o}} \right)^2 \quad (24)$$

$$\beta_{i,o}^* = 8B_k \left(\frac{B_{i,o}}{D_{i,o}} \right)^2 \quad (25)$$

Po provedení analýzy je potřeba tyto koeficienty kvantifikovat:

$$K_{i,o} = \kappa_{i,o}^* 2B_{i,o} \eta_{i,o} \omega_{i,o} \frac{1}{\Psi_{i,o}^3} \quad (26)$$

$$B_{i,o} = \beta_{i,o}^* 2B_{i,o} \eta_{i,o} \frac{1}{\Psi_{i,o}^3} \quad (27)$$

$$\omega_I = 2\pi(n_b + n) \quad (28)$$

$$\omega_{II} = 2\pi n_b \quad (29)$$

Kde $\Psi_{i,o}$ je ložisková vůle, n_b je rychlost ložiskového kroužku, n rychlost otáčení rotoru. Nyní je nutné určit rychlost otáčení kroužku n_b , relativní vůli $\Psi_{i,o}$ a viskozitu jednotlivých filmů. Určení je možné pouze za předpokladu, že každý film má svoji vlastní teplotu a viskozitu. Je uvažován přenos tepla mezi oběma filmy a oba filmy jsou soustředné. Pomocí výpočtu jsou stanoveny dané parametry, pro výpočet diferenciálních rovnic k určení viskozity podélné plochy polovičního ložiska je použita metoda Runge Kutta/Gill.[9]

5.4 EXPERIMENTÁLNÍ ZJIŠTĚNÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT LOŽISEK

Pochopení vzniku třecích ztrát turbodmychadla je klíčové pro posouzení mechanické účinnosti celého stroje. Pokud chceme nějaký prvek změnit, je nejprve nutné zjistit jaký je jeho příspěvek k celkovým ztrátám. Poté je možné provést úpravu výpočetního modelu a zaměřit se na konkrétní parametr. Obecně experimentální měření třecích ztrát není lehkou záležitostí a současné metody jsou schopny změřit pouze třecí ztráty obou ložisek a to axiálního s radiálním dohromady. Existují tři typy experimentálních mechanických ztrát kluzných ložisek.

METODA ZMĚNY ENTALPIE OLEJE

Tato metoda funguje při dodržení dvou základních předpokladů. Prvním z nich je podmínka, kdy nedochází k tepelné výměně uvnitř turbodmychadla. Druhým předpokladem je, že třecí síla je úplně rozptýlena do oleje během jeho průtoku centrální skříní. Za těchto podmínek jsou třecí ztráty určeny z tohoto vztahu:

$$P_{friction} = q_{m\,oil} c_{P\,oil} (T_2 - T_1) \quad (30)$$

Kvalita výsledků závisí na dodržení předpokladů, což znamená, že nedojde k výměně tepla a dodržení přesnosti měření hmotnostního průtoku oleje. Pro co nejpřesnější měření je turbodmychadlo pečlivě zaizolováno a kompresorová, turbínová a centrální skříně jsou plněny daným médiem o přibližně stejné teplotě.

METODA ROZDÍLU ENTALPIE PLYNŮ

Tato metoda využívá předpokladu, že změna probíhající uvnitř turbínové a kompresorové skříně je adiabatická. Třecí ztráty jsou určeny podle následujícího vztahu:

$$P_{turb} = q_{m\,turb} c_{P\,air} (T_3 - T_4) \quad (31)$$

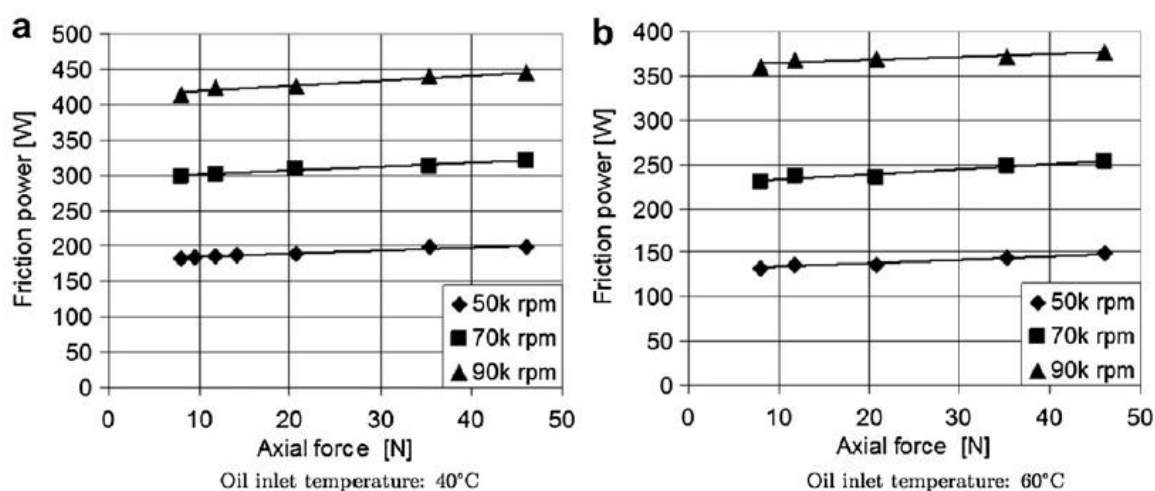
$$P_{comp} = q_{m\,comp} c_{P\,air} (T_2 - T_1) \quad (32)$$

Mechanické ztráty jsou poté určeny na základě rozdílu $P_{turb} - P_{comp}$. Stejně jako u předchozí metody přesnost výpočtu závisí na kvalitě izolace a minimalizaci tepelné výměny.

METODA MĚŘENÍ KROUTICÍHO MOMENTU

Tato metoda je založena na principu vložení měřiče mezi pohon (turbína, elektromotor) a centrální skříně s ložisky. Tato metoda vyžaduje měřič momentu schopný měřit moment i při velmi vysokých otáčkách.

Pomocí experimentálního měření bylo zjištěno, že třecí ztráty jsou přímo závislé na provozních otáčkách, vstupní teplotě oleje a tlaku oleje vstupujícího do centrální skříně. Na obrázku 17 je znázorněna experimentálně zjištěná závislost třecích ztrát a axiální síly na teplotě vstupního oleje. Z hodnot je patrné, že při vyšší teplotě vstupního oleje jsou ztráty nižší.[11]



Obr. 17 Závislost třecích ztrát na axiální síle pro dvě teploty vstupního oleje [11]

5.5 SIMULACE ROTOROVÉ SOUSTAVY TURBODMYCHADLA

Existuje více způsobů jak simulovat dynamiku rotoru a ložisek. Zvolení správného modelu znamená brát v úvahu více faktorů a to hlavně časovou náročnost výpočtu a přesnost jeho výsledků. K tomuto slouží více dnes již pokročilých nástrojů.

MKP model - umožňuje řešit v inženýrské praxi metodou konečných prvků (MKP) jak statické tak dynamické úlohy jako jsou právě rotory. Díky této metodě jsme schopni určit jak vlastní frekvence, tak deformace tělesa. MKP model často slouží jako výchozí prvek pro provedení dalších analýz, avšak není to podmínkou. V programu jsou definovány základní vlastnosti modelu, jako jsou materiálové charakteristiky, geometrie a typu elementu konečného prvku.

V případě modelu rotorové soustavy je možné postupovat více způsoby. Jedním ze způsobů je vytvoření celého modelu jako pružného tělesa a to včetně kompresorového a turbínového kola. Toto řešení umožňuje do detailu zpracovat model a to včetně lopatek oběžného kola, avšak výpočtová náročnost jak na čas, tak na výpočetní techniku, je vysoká. Další nevýhodou je poměrně složitá změna parametrů modelu. Další možností je vytvoření modelu s pružnou hřídelí a s tuhými koly. Změnou vlastností kol dojde ke zmenšení výpočetního času díky méně stupňům volnosti soustavy omezené pouze na hřídel.

Nejméně náročné je použití zjednodušeného modelu, kdy jsou kola nahrazena pouze jejich tvarem při zachování jejich momentu setrvačnosti, hmotnosti a těžiště. Tento model je vhodný pro vytvoření modální analýzy.

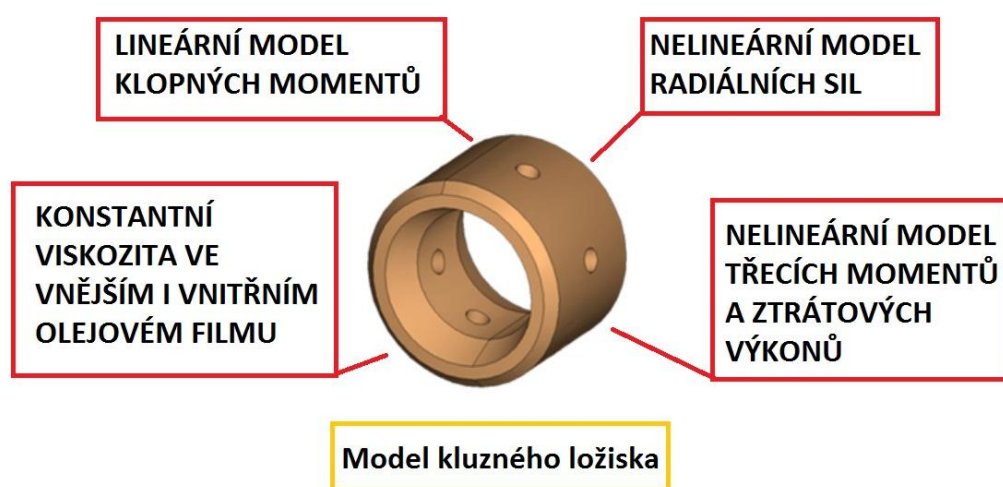
5.5.1 MODEL HYDRODYNAMICKÝCH LOŽISEK

Pro splnění požadavků na návrh hydrodynamických ložisek je nutné vytvoření co nejvíce reálného modelu kluzných ložisek. Primární úlohou ložisek je zajištění stability a to pro všechny provozní otáčky turbodmychadla, čehož je při simulaci nutné dosáhnout.

MODEL NELINEÁRNÍCH RADIÁLNÍCH SIL

Je vytvořen model radiálních sil, které jsou závislé na excentricitě ložiska. Nejprve je proveden výpočet Sommerfeldových čísel na základě tangenciálního a radiálního pohybu. Následně jsou pomocí tohoto čísla stanoveny síly působící od radiálního a tangenciálního pohybu hřídele. Na základě takto stanovených sil jsou určeny koeficienty tuhosti a tlumení. Tyto koeficienty jsou však v závislosti na excentricitě ložiska silně nelineární a toto je nutné uvažovat pro další postup.

Dále lze využít metody lineárního modelu klopného momentu. Vazby mezi ložiskem a hřídelí jsou v tomto případě nahrazeny Kelvin - Voigtovy elementy po obvodu ložiska. Tato simulace však nedosahuje velké přesnosti. [6][4][1]

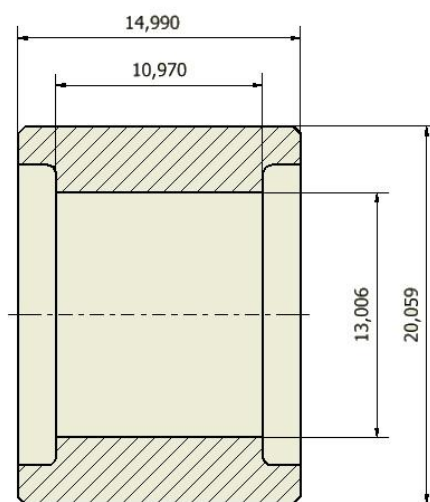


Obr. 18 Přístupy k modelování kluzných ložisek [6][19]

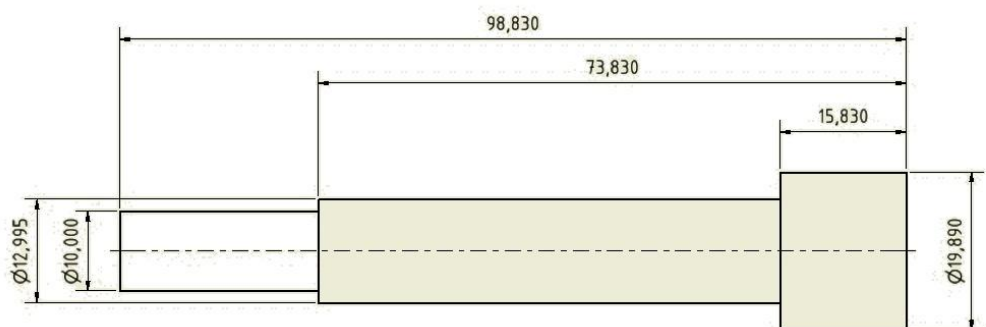
6 VÝPOČTOVÝ MODEL ROTORU A KLUZNÝCH LOŽISEK

6.1 VÝCHOZÍ PARAMETRY MODELU ROTORU A LOŽISEK

Jako výchozí model pro návrh ložisek bylo stanoveno turbodmychadlo společnosti Honeywell a to typ GT45. Jedná se o turbodmychadlo používané převážně u dieselových motorů nákladních automobilů a ve vysoko-objemových aplikacích. Maximum otáček, kterých toto turbodmychadlo dosahuje, je přibližně v rozmezí $60 - 65\,000\text{ min}^{-1}$. Rotor je uložen ve dvou kluzných ložiscích s plovoucím kroužkem. Základní parametry ložisek a rotoru jsou stanoveny v následujících obrázcích. Zobrazeny jsou pouze zjednodušené modely, protože vlastní geometrie je poměrně obsáhlá a není pro analýzu natolik důležitá. Zároveň se jedná o detaily, které se v diplomové práci nemohou objevit.



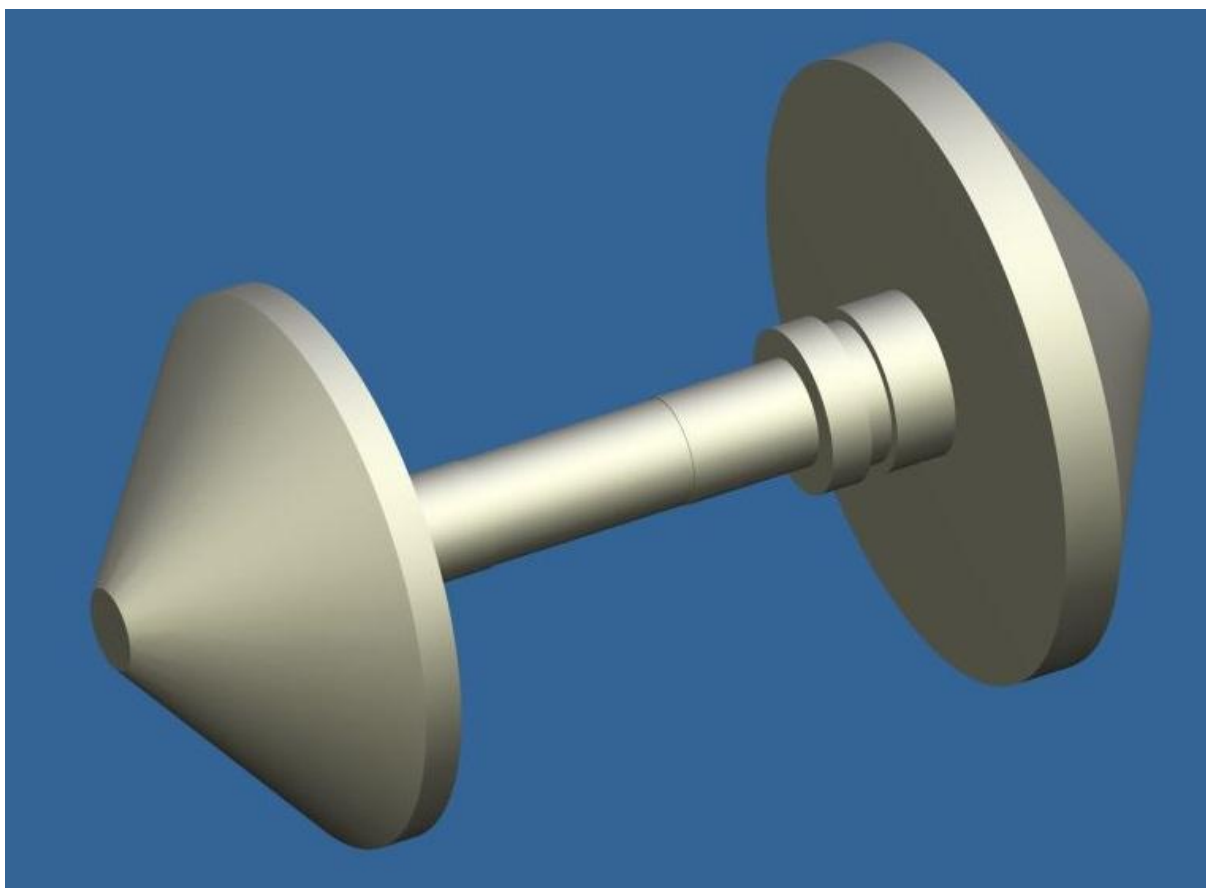
Obr.19 Zjednodušený výchozí model kluzného ložiska



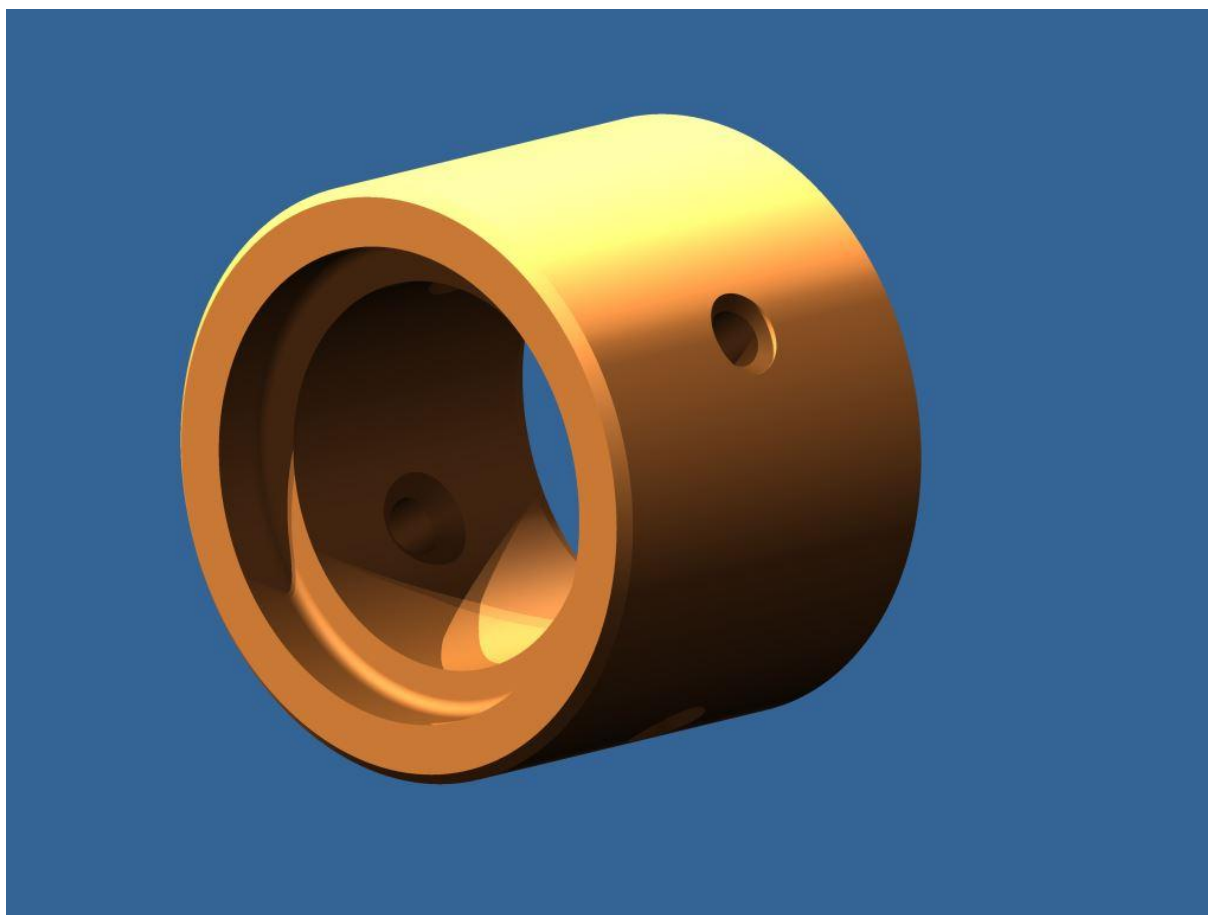
Obr. 20 Zjednodušený model hřídele rotoru

6.2 3D MODEL ROTORU A KLUZNÝCH LOŽISEK

Jako první byl vytvořen model rotoru a ložisek a to v programu AutoCAD Inventor. Vytvoření přesného modelu rotoru včetně oběžných kol a veškerých detailů je poměrně složitou záležitostí a proto byl tento model značně zjednodušen. Zjednodušení bylo provedeno tak, že detailněji je zpracována hřídel rotoru a na její konce jsou připojeny kotouče, které nahrazují turbínové a kompresorové kolo. Díky zachování hmotností a tenzoru setrvačnosti je model rotoru s oběžnými koly postačující náhradou pro následnou simulaci. Následně byl vytvořen i model kluzných ložisek, který byl zpracován detailněji, ovšem pro následnou simulaci byl mírně zjednodušen (odstranění mazacích kanálů).



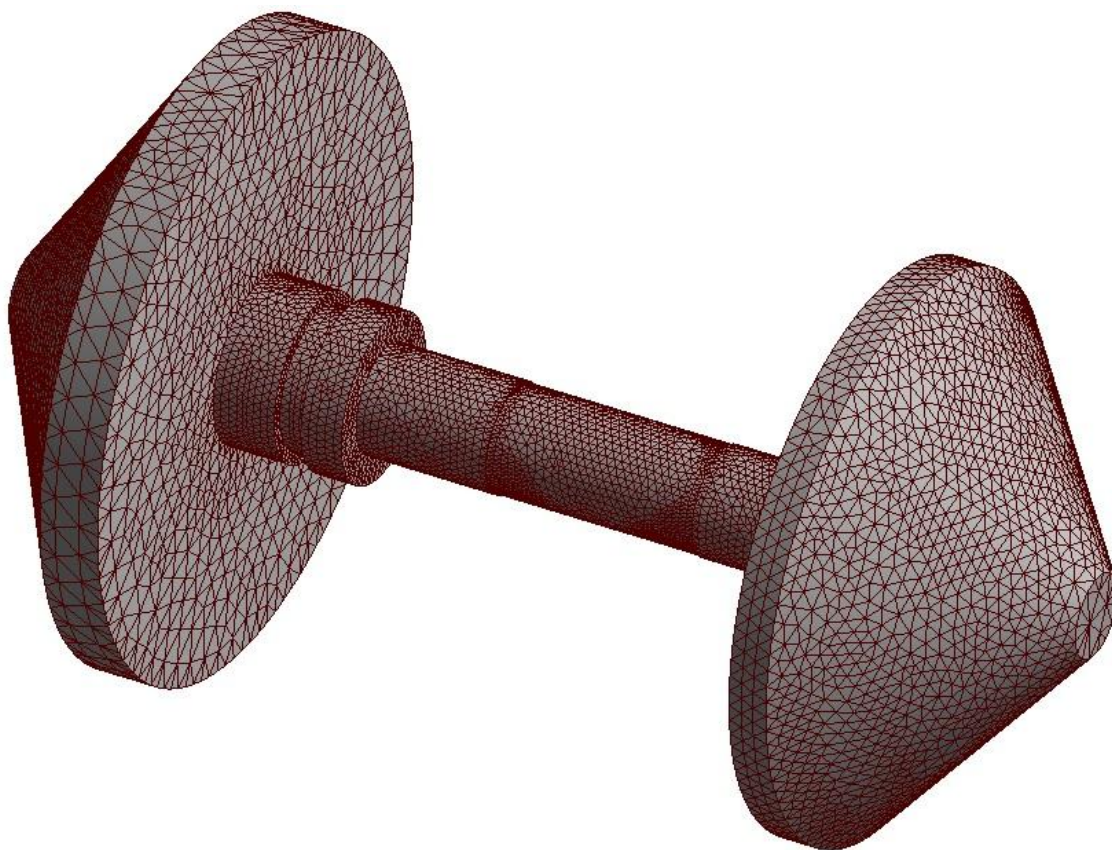
Obr. 21 Zjednodušený model rotoru (AutoCAD Inventor)



Obr. 22 Model kluzných ložisek s plovoucím pouzdem

6.2.1 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU ROTORU

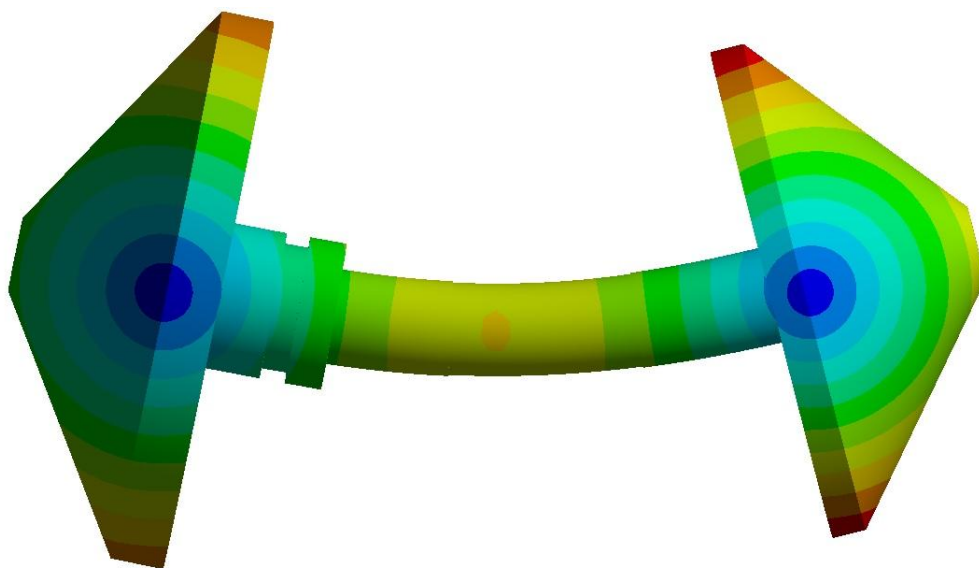
Poté co byl vytvořen zjednodušený model rotoru v programu Inventor, jeho geometrie byla exportována ve formátu IGES do simulačního programu ANSYS Workbench. Tento formát bylo možné použít z důvodu jednoduchosti vytvořeného modelu. Převod do programu ANSYS bylo provedeno za účelem vytvoření kontrolní modální analýzy zjednodušeného modelu a zjištění vlastních tvarů rotoru a velikostí vlastních frekvencí rotoru. Po importování geometrie bylo nutné vytvořit objemovou síť. Tento typ sítě a velikost prvku sítě byla volena s ohledem na přesnost a délku daného výpočtu. Protože se jedná pouze o kontrolní analýzu, nebylo nutné vytvářet složitý typ analýzy. Nakonec byla zvolena velikost prvku 2 mm pro zjednodušená oběžná kola a hřídel pro hřídel velikostí prvku 1mm z důvodu zpřesnění části, kde jsou umístěna ložiska. Toto nastavení neodpovídá kvalitě detailní modální analýzy, jedná se však pouze o kontrolní modální analýzu, která tomuto účelu postačí.



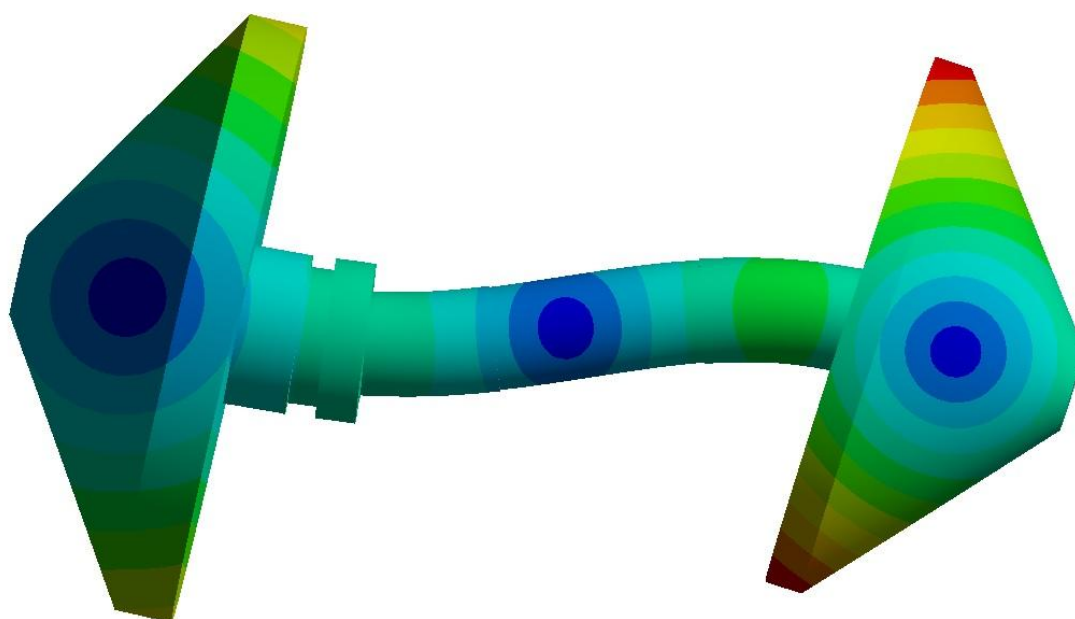
Obr. 23 Objemová síť zjednodušeného modelu rotoru

VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

Jak již bylo uvedeno, modální analýzu provádíme za účelem zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů. Velmi důležité je v tomto případě zjištění, při jaké frekvenci rotoru dochází k prvnímu a druhému ohybovému tvaru. Z výsledků modální analýzy je patrné, že k prvnímu ohybovému tvaru dochází při vlastní frekvenci 1184 Hz a ke druhému při frekvenci 2863 Hz. Na obrázcích 24 a 25 jsou zobrazeny výsledky provedené modální analýzy a to první a druhý ohybový mód. Z výsledků modální analýzy je patrné, že daný rotor při přechodu na maximálních provozních otáčky dosáhne přibližně prvního ohybového módu. Je proto nadále nutné uvažovat rotor turbodmychadla jako pružné těleso. Protože je tvorba pružného tělesa poměrně složitou záležitostí, je nejvhodnějším řešením vytvoření pouze pružné hřídele rotoru a následné připojení oběžných kol jako tuhých těles. Tento způsob zároveň zpřesní dané řešení, ovšem časová náročnost bude větší.



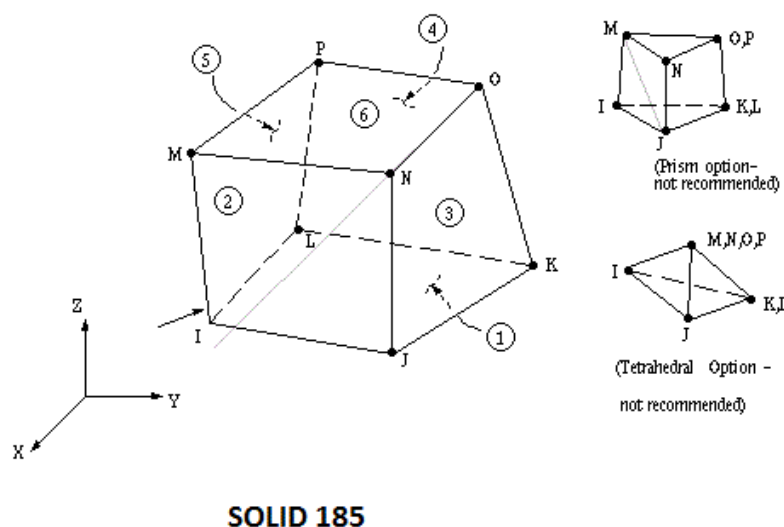
Obr. 24 První ohybový tvar modelu rotoru



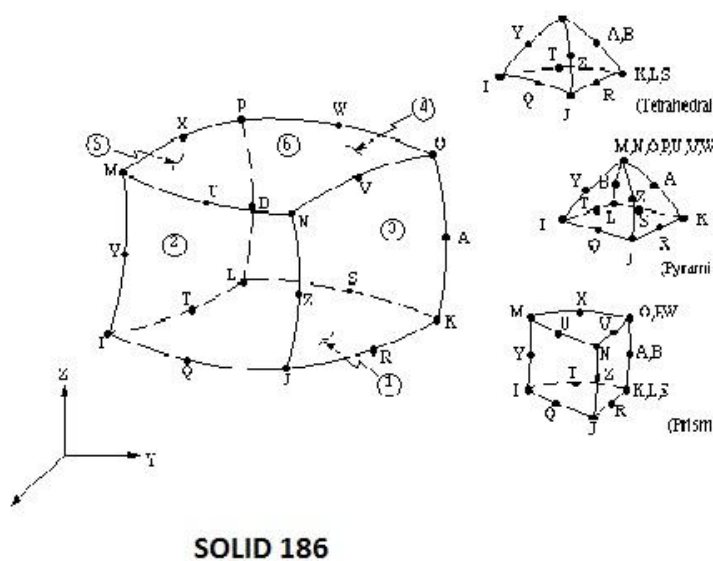
Obr. 25 Druhý ohybový tvar modelu rotoru

6.2.1 VYTVOŘENÍ PRUŽNÉHO MODELU HŘÍDELE ROTORU

Výpočtový model pružného tělesa byl vytvořen za pomoci programu Ansys APDL. Na základě dané geometrie rotoru, byla vytvořena pouze hřídel rotoru a oběžná kola jsou připojena později v multi-body systému jako tuhá tělesa. Nejdříve byla importována zjednodušená geometrie hřídele rotoru do programu Ansys. Následně byl určen typ prvků objemové sítě. První možností bylo použití objemového prvku SOLID 185, což je šestistěn s osmi uzly umístěnými v každém z rohů. Další možností je použití prvku SOLID 186, který je charakterizován jako šestistěn stejně jako první prvek, avšak tento prvek obsahuje dvacet uzlů ležících v rozích a na hranách šestistěnu. Díky většímu počtu uzlů zajišťuje použití tohoto prvku větší přesnost.

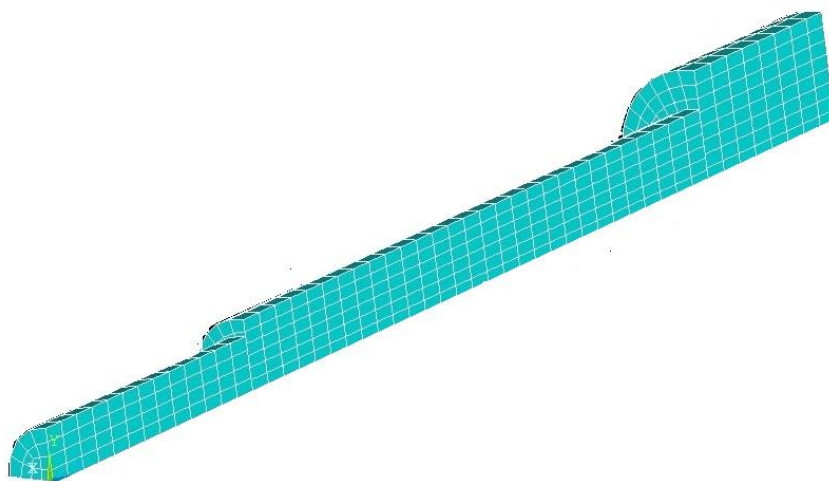


Obr. 26 Detail prvku SOLID 185

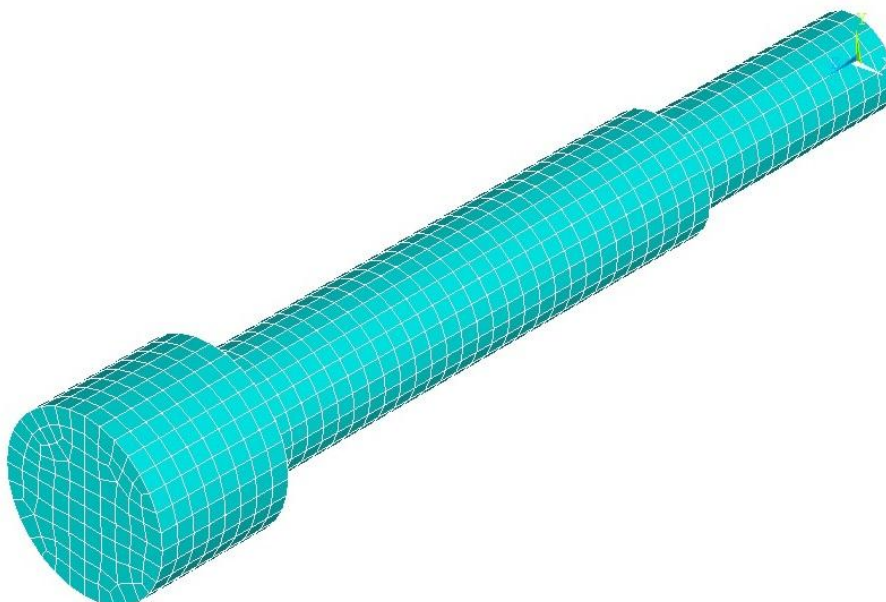


Obr. 27 Detail prvku SOLID 186

Pro vytvoření sítě byl zvolen jednodušší prvek SOLID 185. Objem tělesa byl rozdělen na menší části, což zjednoduší proces vytváření sítě a zároveň je zde lepší možnost vytvoření pravidelnější sítě s těžištěm, které bude co nejbližší ose rotace.

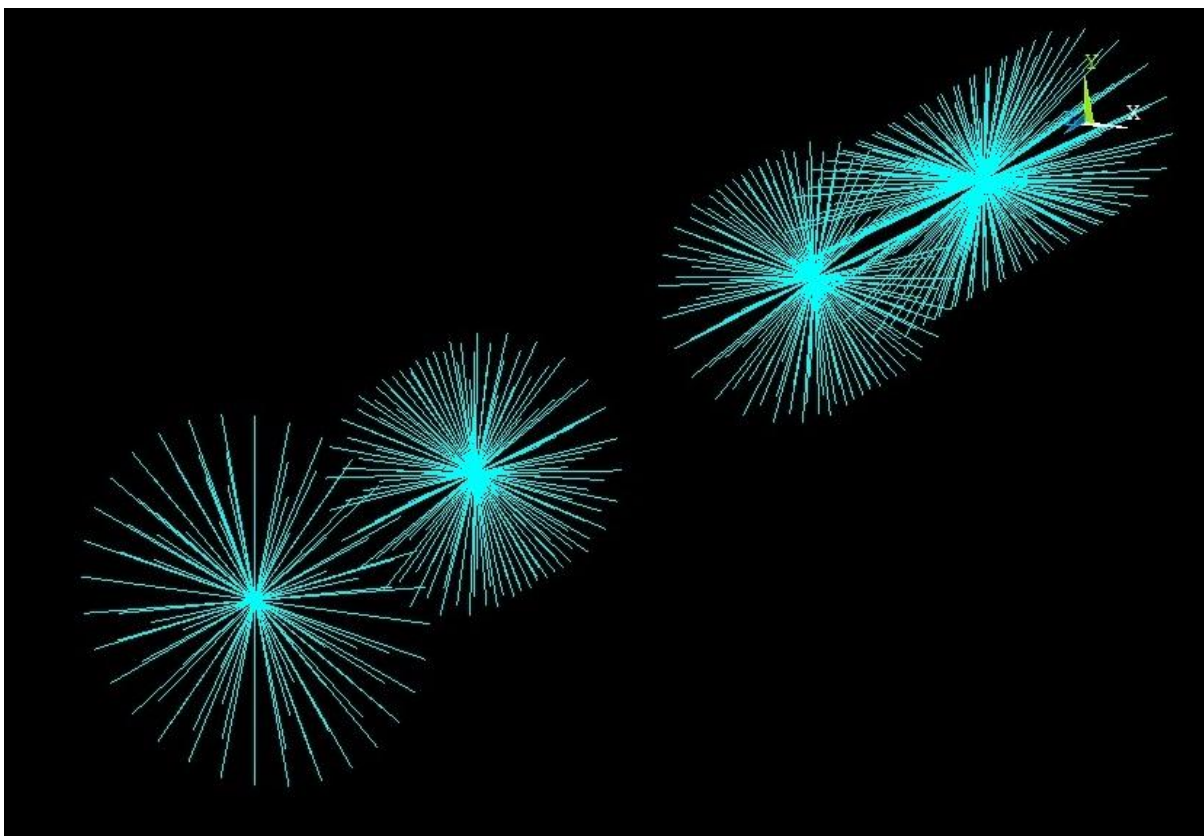


Obr. 28 Čtvrtinový model hřídele s objemovými prvky



Obr. 29 Model pružného rotoru s objemovými prvky

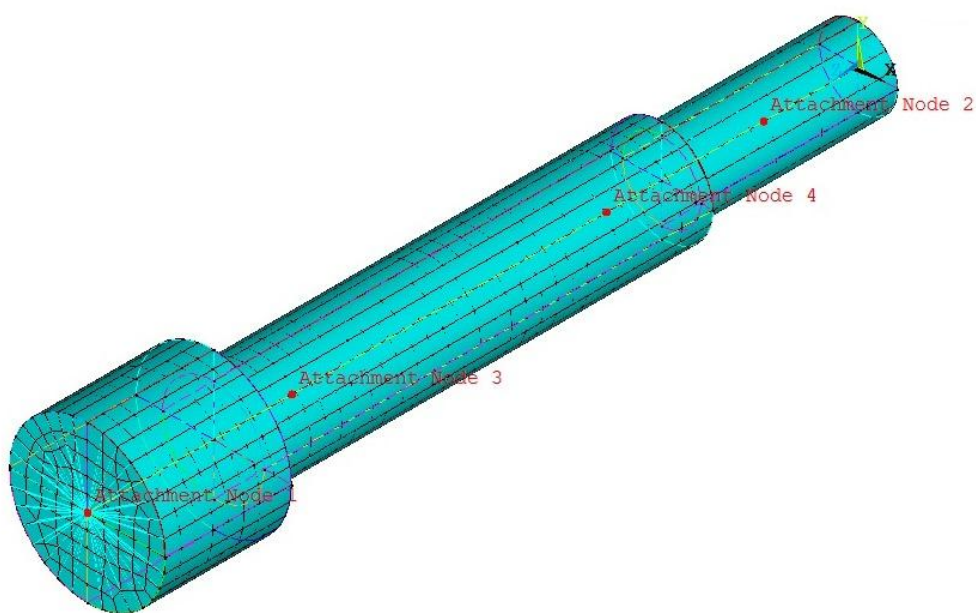
Po vytvoření objemové sítě následovalo stanovení vazebních uzlů, které jsou nezbytné pro následující export pružného tělesa do multi-body systému Adams/View. V systému Adams je totiž možné použít vazební uzly pouze na uzly rozhraní. Je proto nutné vytvořit vazební uzly a propojit je s uzly, které se nacházejí na vnější ploše. Vazební uzly bylo třeba vytvořit na místech, kde budou umístěna ložiska a také na obou koncích hřídele v místech připojení oběžných kol. Za tímto účelem byl použit prvek MPC 184, který slouží právě k propojení vazebních uzlů objemové sítě a slouží k vytváření vazeb, přenosu sil a momentů pro poddajná tělesa jako je pružná hřídel.



Obr. 30 Vazební uzly prvku MPC 184

6.2.2 EXPORT PRUŽNÉ HŘÍDELE ROTORU DO MBS

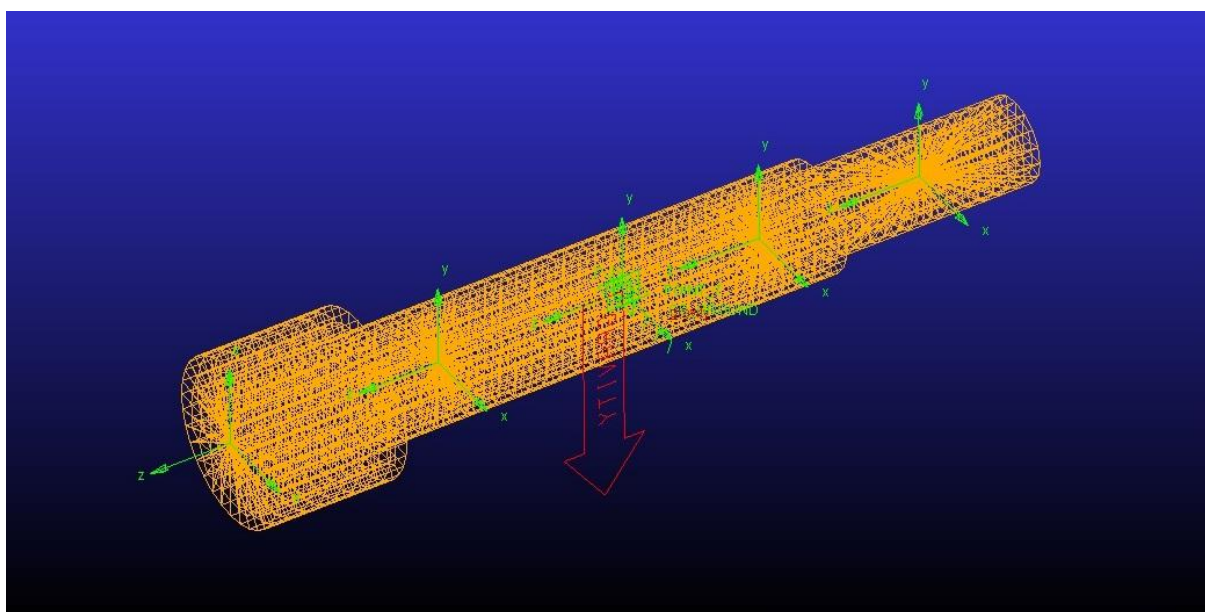
Po vytvoření vazebních prvků a následné kontrolní modální analýze je dalším krokem převedení modelu z programu Ansys APDL do multi-body systému Adams/View. U tohoto exportu je potřeba dodržet správné nastavení modelu, aby byl export proveden správně. Je nutné nejdříve zadat vazební uzly, které musí mít alespoň 3 stupně volnosti. Nejvýhodnější je použití vazebních uzlů, které byly vytvořeny pro tvorbu objemové sítě. Po zadání vazebních uzlů následuje stanovení výchozích jednotek a počet módů, který bude ve výsledném souboru obsažen. Výsledný soubor je ve formátu MNF (modal neutral file) a po převedení je nutné jej zkontrolovat, zda jsou zadány správné jednotky a také výsledné hmotnost a moment setrvačnosti dané součásti. Na obrázku 31 je zobrazena hřídel rotorem s označenými vazebními uzly.



Obr. 31 Export hřídele rotoru do multi-body systému

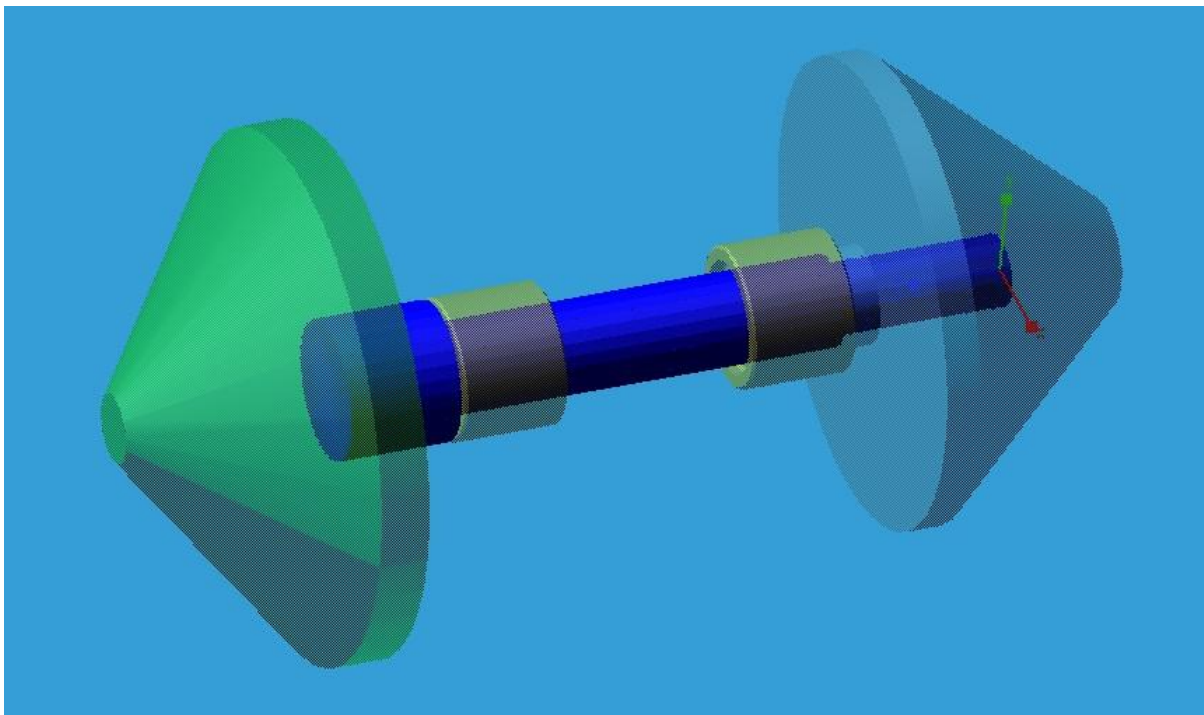
6.2.3 VYTVOŘENÍ MODELU ROTORU A LOŽISEK V MBS

Po převedení souboru a následné kontrole vstupních parametrů jsou k modelu pružné hřídele připojena oběžná kola. Tato kola byla vytvořena v CAD softwaru a jsou v programu Adam/View jako tuhá tělesa. Je nutné zadat pro tato kola hmotnost a momenty setrvačnosti. Připojeny jsou fixními vazbami k pružné hřídeli.



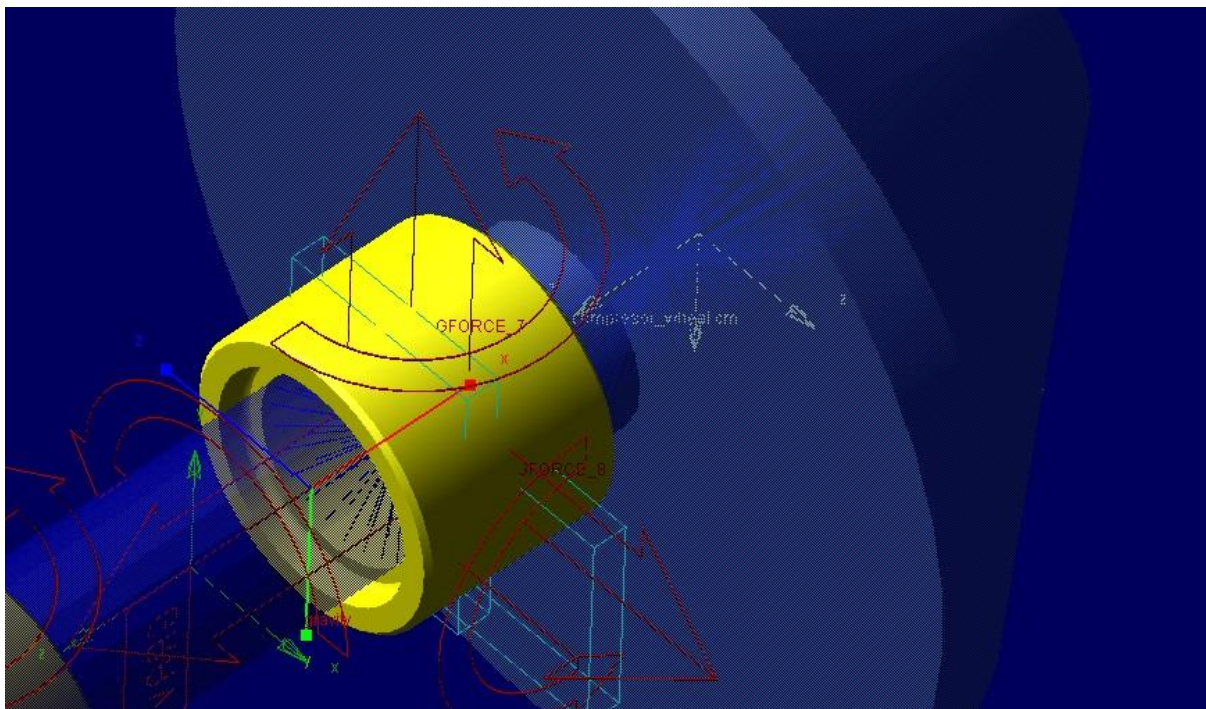
Obr. 32 Model pružné hřídele MSC Adams/View

Protože je tento rotor vytvořen pouze jako zjednodušený model, je nutné na oba jeho konce připojit závaží, které nahradí nevyváženost rotoru. V reálném turbodmychadlu je rotor poháněn od výfukových plynů, které svojí energií roztáčejí lopatky a ty následně celý pohyb přenášejí na hřídel rotoru. V případě modelu je nutné tento pohyb nahradit vnější silou a to takovou, aby co nejméně ovlivnila samotný rotor. Tohoto je u modelu dosaženo pomocí rotujícího válce, ze kterého je rotační pohyb pomocí torzní pružiny převeden na rotor.



Obr. 33 Model rotoru a kluzných ložisek MSC Adams/View

Následně jsou vloženy modely kluzných ložisek. Vůle mezi ložisky je poměrně malá a je velmi důležitá pro tvorbu olejové vrstvy. Je proto nutné dodržet jejich správné umístění a to v těch místech pružné hřídele, kde jsou vytvořeny vazební uzly. Následuje vytvoření vazeb a umístění prvku General force. Tento prvek vytváří rotační a translační sílu mezi dvěma prvky. V případě tohoto modelu se jedná o rotor a ložiska. Zároveň je tento prvek umístěn i mezi obě ložiska a pevnou vazbu nahrazující centrální část turbodmychadla, ve které jsou obě ložiska uložena. K tomu se používá prvek Ground, který je součástí pracovní plochy a nahrazuje pevnou podložku. Samotný prvek General force v tomto případě reprezentuje obě olejové vrstvy. V prvku General force budou řešeny pouze síly působící v ose x a ose y. Ostatní směry působení toho prvku budou nulové. Je proto nutné vytvořit ještě vazbu omezující pohyb obou ložisek. Cílem je, aby se ložiska mohla pohybovat pouze ve směru osy x a y a také se otáčet. Nejlépe tyto podmínky splňuje vazba Planar joint. Omezí pohyb ložisek ve směru osy z (osa rotace) a ložisko se může volně otáčet.



Obr. 34 Prvek General force umístěný mezi kluzné ložisko a rotor

6.3 VÝPOČTOVÝ MODEL KLUZNÝCH LOŽISEK

Pro výpočtový model kluzných ložisek je využito Sommerfeldových podobnostních čísel. Velmi důležitou roli hraje v těchto výpočtech excentricita. Tuhost olejové vrstvy je v závislosti na excentricitě nelineární. Je proto nutné vytvořit databázi rovnic přímo do výpočtového systému Adams tak, aby docházelo ke změně působení radiálních sil v závislosti na excentricitě a zadaných parametrech. Zároveň tento model umožní upravovat libovolně parametry šířky, výšky ložiska a viskozity. Což je stěžejní pro tuto práci. Okamžitý výpočet tuhosti a tlumení probíhá na základě Sommerfeldových podobnostních čísel. Z následujících rovnic jsou odvozeny síly pro vznik tlakové vrstvy a to jak v radiálním tak tangenciálním směru.



6.3.1 VÝCHOZÍ ROVNICE PRO ODVOZENÍ SIL

Relativní excentricita

$$\varepsilon = \frac{2e}{D-d} \quad (33)$$

Relativní ložisková vůle

$$\psi = \frac{D-d}{d} \quad (34)$$

Vznik tlaku tangenciálním pohybem

$$S_{OD} = \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \frac{\alpha_1(\varepsilon-1)}{\alpha_2+\varepsilon} \quad (35)$$

kde

$$\alpha_1 = 1,1642 - 1,9456 \left(\frac{B}{D}\right) + 7,1161 \left(\frac{B}{D}\right)^2 - 10,1073 \left(\frac{B}{D}\right)^3 + 5,0141 \left(\frac{B}{D}\right)^4 \quad (36)$$

$$\alpha_2 = -1,000026 - 0,023634 \left(\frac{B}{D}\right) - 0,4215 \left(\frac{B}{D}\right)^2 - 0,038817 \left(\frac{B}{D}\right)^3 - 0,090551 \left(\frac{B}{D}\right)^4 \quad (37)$$

$$F_D = \frac{S_{OD}BD\eta|\omega_{ef}|}{\psi^2} \quad (38)$$

S_{OD} [–] Sommerfeldovo podobnostní číslo

η [MPa · s] dynamická viskozita maziva

ω_{ef} [rad · s⁻¹] efektivní úhlová rychlost



Vznik tlaku radiálním pohybem

$$S_{Ov} = 4 \left(\frac{b}{d} \right)^2 (1 - \varepsilon^2)^{-\frac{5}{2}} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \frac{1}{2} \arccos \varepsilon \right) (1 + 2\varepsilon^2) + \frac{3}{2} \varepsilon \sqrt{1 - \varepsilon^2} \right] \frac{\alpha_1(1-\varepsilon)}{-\alpha_2 - \varepsilon} \quad (39)$$

kde

$$\alpha_1 = 0,70038 + 3,2415 \left(\frac{B}{D} \right) - 12,2486 \left(\frac{B}{D} \right)^2 + 18,895 \left(\frac{B}{D} \right)^3 - 9,3561 \left(\frac{B}{D} \right)^4 \quad (40)$$

$$\alpha_2 = -0,999936 + 0,0157434 \left(\frac{B}{D} \right) - 0,74224 \left(\frac{B}{D} \right)^2 + 0,42278 \left(\frac{B}{D} \right)^3 - 0,368928 \left(\frac{B}{D} \right)^4 \quad (41)$$

$$F_D = \frac{S_{Ov} B D \eta \dot{\varepsilon}}{\psi^2} \quad (42)$$

S_{OV} [–] Sommerfeldovo podobnostní číslo

$\dot{\varepsilon}$ [s^{-1}] relativní rychlost

Ztrátový výkon

$$P_{rm} = \frac{B \cdot D^2 \cdot \eta \cdot \omega_w^2}{\psi} \cdot \frac{1}{\alpha_A} \int_0^{\alpha_A} S^*(\alpha) d\alpha$$

kde

$$S^* = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} + S_{OD} \cdot \frac{\varepsilon \cdot \sin \beta}{2} = f(\varepsilon, B/D)$$

ω_w [$\text{rad} \cdot s^{-1}$] úhlová rychlost rotoru

VSTUPNÍ PARAMETRY A ROVNICE POUŽITÍ MBS

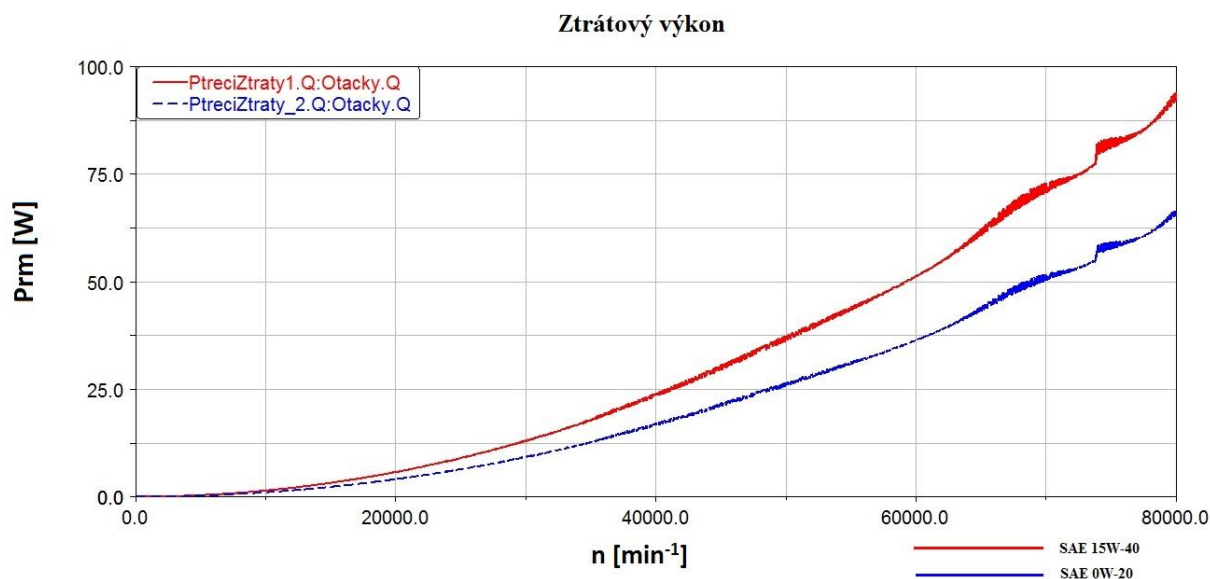
K aktuálnímu výpočtu rovnic slouží v multi-body systému prvek system elements, který umožňuje zjednodušit výpočet daných rovnic pomocí vyvolání dané proměnné, tudíž není nutné zadávat do prvku General force poměrně složité odvození pro působící síly. Vyvolání dané proměnné je poté možné pomocí funkce varval. Pokud jsou vytvořeny soustavy rovnic pro síly v radiálním a tangenciálním pohybu, je nutné provést jejich rozložení do obou os, protože tyto dvě síly nepůsobí konstantně v jednom směru, ale při pohybu rotoru se jejich poloha a zároveň i velikost mění. Jejich poloha je tedy určena úhlem beta, který se také v závislosti na otáčení rotoru nebo ložisek v druhé olejové vrstvě mění.



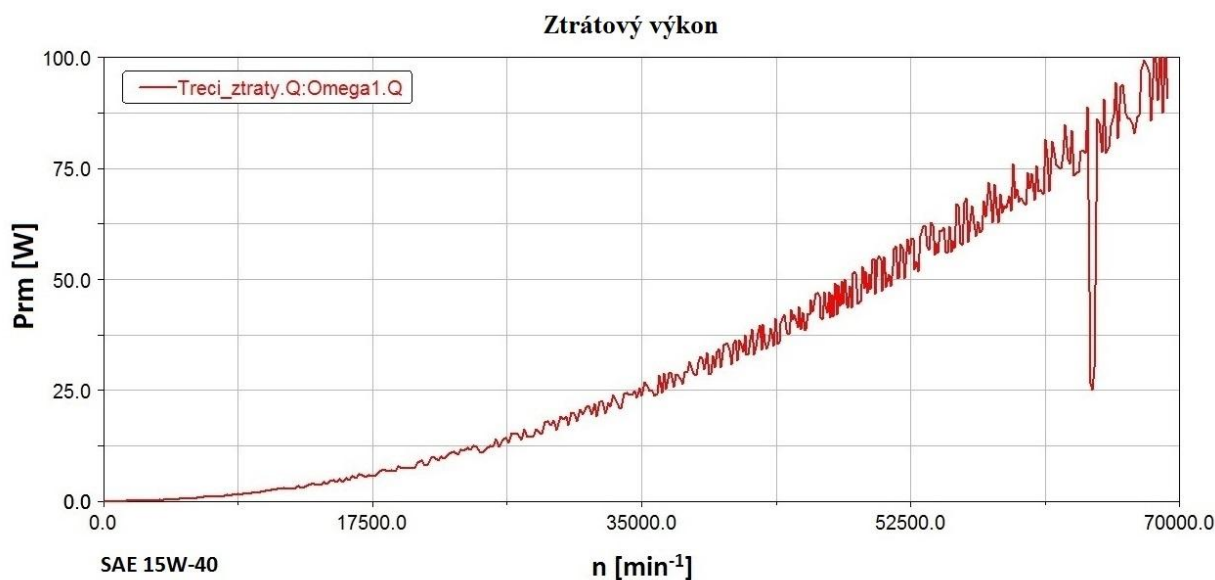
Obr. 35 Zadání sil působících ve směru osy x a y do prvku General force

6.3.2 ANALÝZA PŮVODNÍHO NÁVRHU KLUZNÝCH LOŽISEK

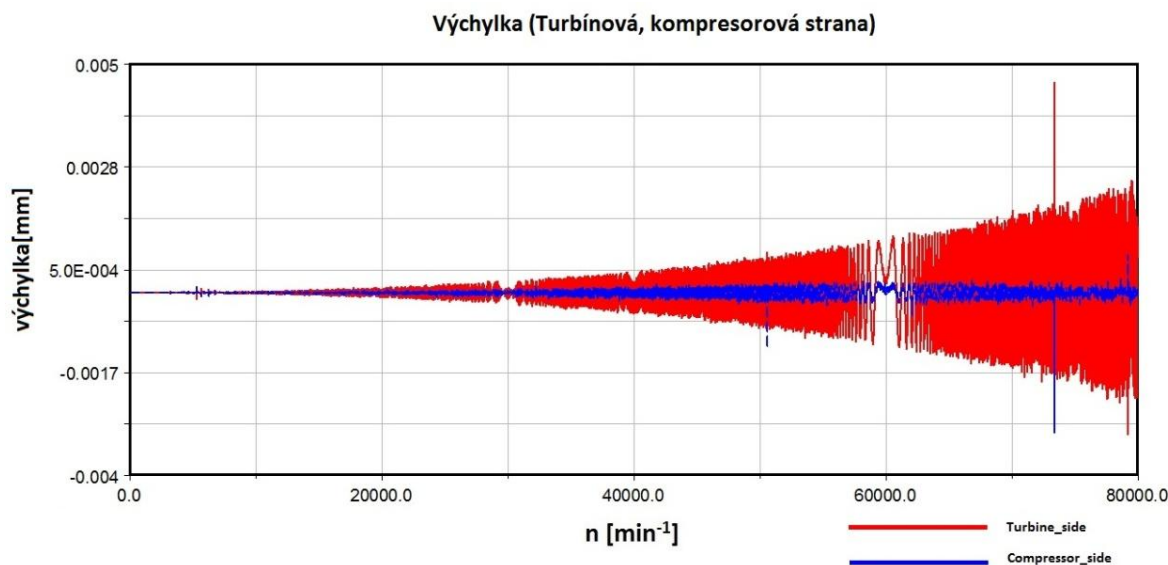
Analýza je provedena na základě výsledků z Adams/Postprocessor a to v závislosti na třecích ztrátách, vibracích rotoru a také míry celkové stability rotoru. Rozměry původních ložisek byly stanoveny na začátku praktické části diplomové práce. Pro změnu konstrukčního návrhu je nutné nejprve zvolit požadovanou dynamickou viskozitu oleje a to z původního typu oleje 15W-40 na nový typ oleje 0W-20. Následující grafická závislost vyjadřuje výsledný ztrátový výkon v závislosti na otáčkách a to pro oba dva typy olejů.



Obr. 36 Porovnání třecích výkonů dvou olejů třídy SAE



Obr. 37 Ztrátový výkon původního návrhu s olejem 15W-40



Obr. 38 Výchylka turbínové a kompresorové strany rotoru (15W-40)

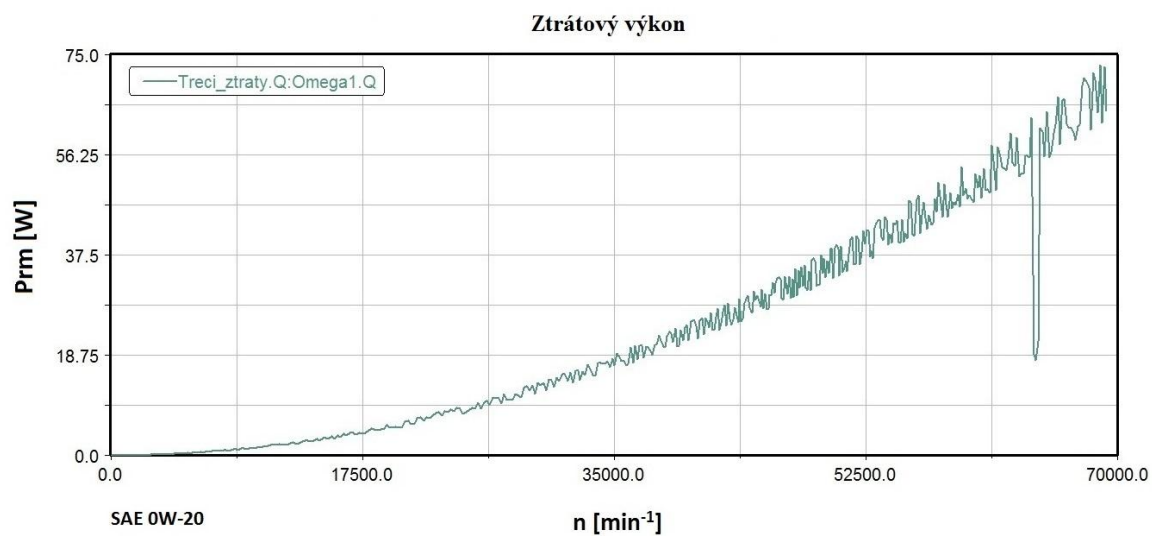
6.3.3 ANALÝZA NOVÉHO NÁVRHU KLUZNÝCH LOŽISEK

Protože je celý tento experimentální model založený na použití Sommerfeldových čísel, je změna konstrukce částečně omezená. Toto omezení plyne z faktu, že ve výpočtu figuruje z hlediska konstrukce ložiska pouze vnější průměr ložiska a jeho šířka. S ohledem na stabilitu se jeví jako nejvhodnější změna šířky daného ložiska na širší, což by mělo zaručit větší stabilitu jak ložiska, tak i rotoru. Změna průměru je z konstrukčního hlediska poměrně složitou záležitostí. Bylo by nezbytné upravit vnější průměr centrální části turbodmychadla. To samé platí pro změnu vnitřního průměru, který je limitován průměrem hřídele rotoru.

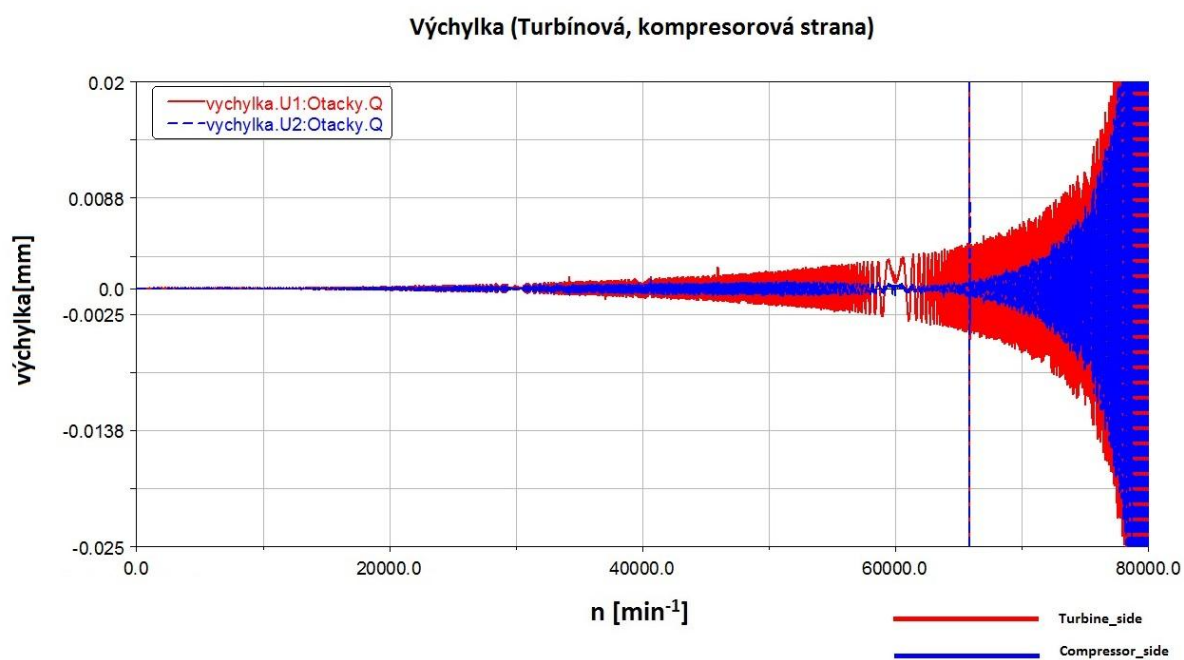
Nakonec byly vytvořeny dvě verze změny parametrů, výsledky jejich analýzy jsou v následujících grafických závislostech.

Změna parametru	původní rozměr [mm]	nový rozměr [mm]
1.změna	14.990	15.990
2.změna	14.990	16.990

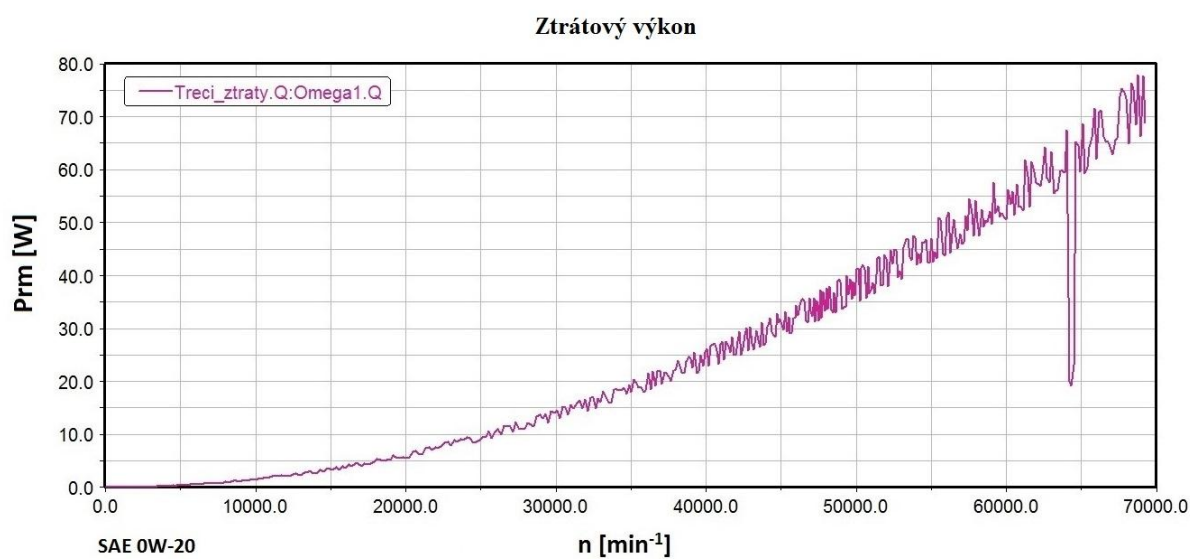
Tab. 1 Parametry návrhu ložisek



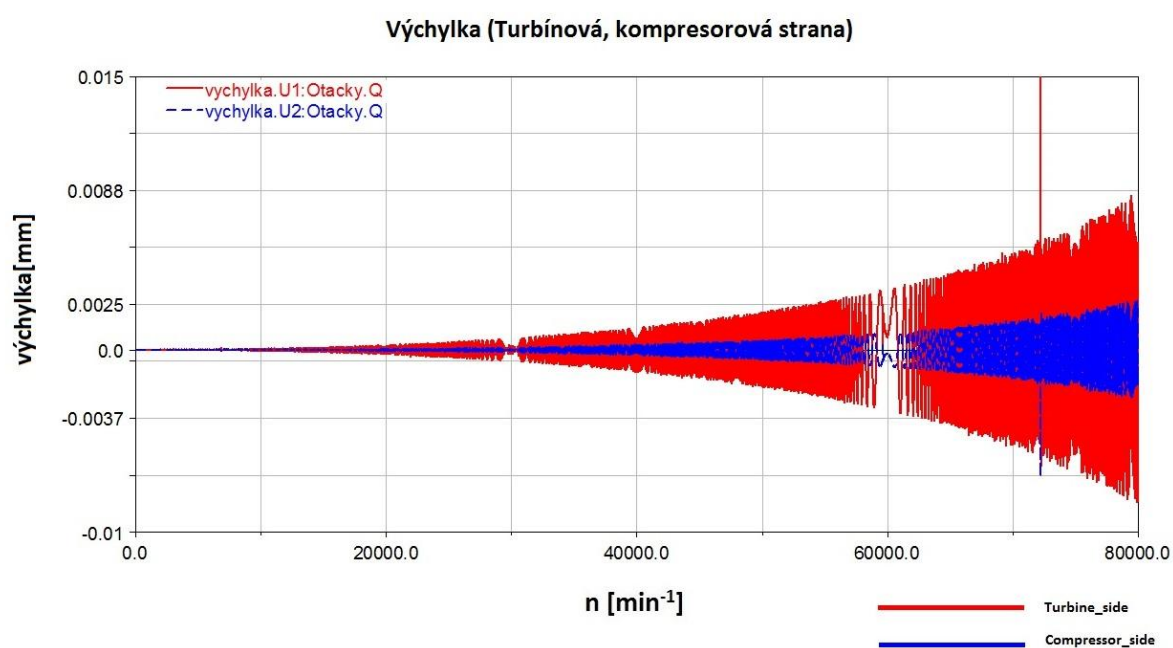
Obr. 39 Ztrátový výkon původního návrhu s olejem 0W-20



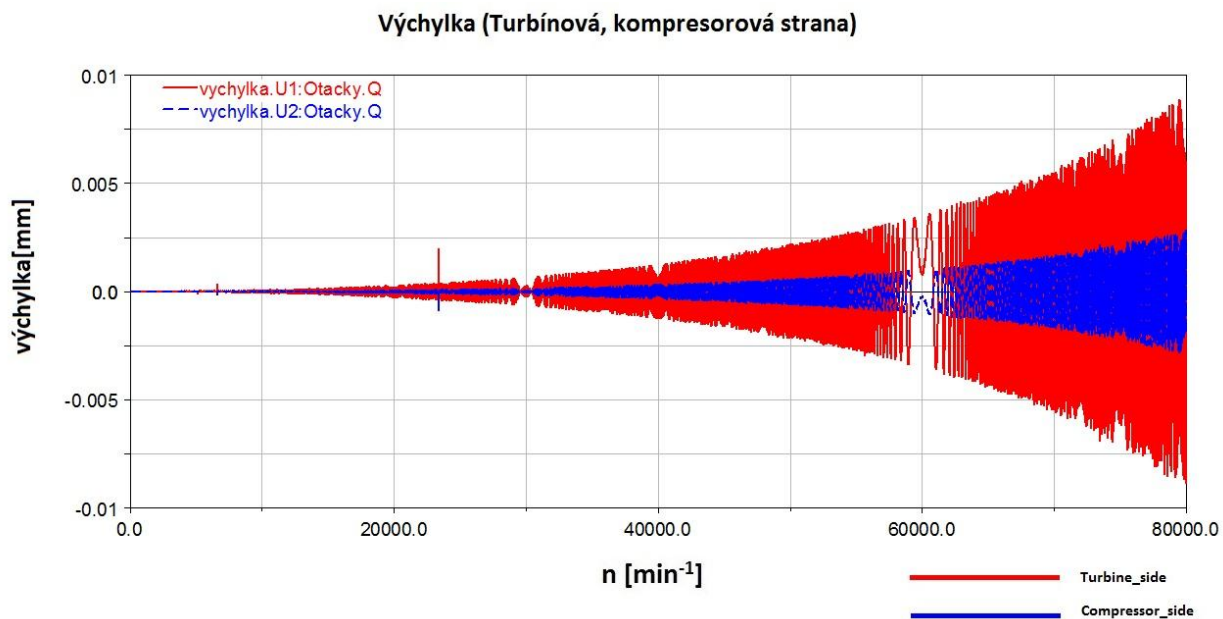
Obr. 40 Výchylka obou kol původního návrhu olej 0W-20



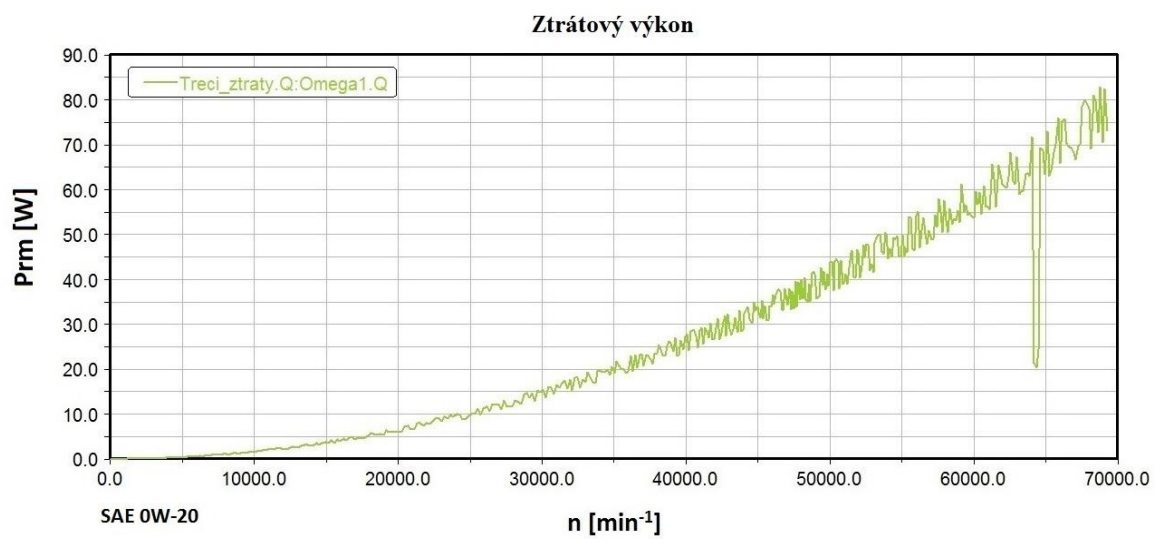
Obr. 41 Ztrátový výkon prvního návrhu s olejem 0W-20



Obr. 42 Výchylka obou kol prvního návrhu olej 0W-20



Obr. 43 Výchylka obou kol druhého návrhu olej 0W-20



Obr. 44 Ztrátový výkon druhého návrhu s olejem 0W-20

ZÁVĚR

V úvodu této diplomové práce je vytvořena charakteristika několika oblastí zasahujících do problematiky kluzných ložisek a dynamiky rotoru turbodmychadla. Je zde položen teoretický základ pro pochopení tohoto poměrně náročného hlavně velmi rychle se rozvíjejícího se oboru. Samotná kluzná ložiska turbodmychadla jsou součástí pracujících ve velmi nekomfortních podmínkách a jejich funkce musí být bezchybná. V teoretické části této práce jsou popsány základní parametry ložiska a jejich konstrukce v závislosti na dynamice rotoru. Dynamika rotoru je druhou základní částí teoretické části této práce. Pro pochopení návrhu kluzných ložisek je nutná znalost pohybu rotoru a jeho chování při jeho nestabilitě.

Poslední částí teoretické práce je rešerše vhodných experimentálních a numerických metod pro ověření konstrukčního návrhu ložiska. Pro správné zvolení numerického a experimentálního řešení je nutné na začátku rozhodnout, na kolik bude daný výpočet přesný a jaké od dané metody očekáváme výsledky. Důležité je počítat i s náročností na výpočetní techniku a výpočetní čas.

V praktické části bylo primárním úkolem vytvoření zjednodušeného modelu rotoru a ložisek pomocí CAD systému. Po vytvoření modelů následoval import geometrie rotoru do programu Ansys Workbench. V programu Ansys byla vytvořena konečnoprvková síť a provedena modální analýza za účelem zjištění chování modelu rotoru. Výsledkem modální analýzy bylo zjištění vlastních ohybových tvarů a vlastních frekvencí. Na základě této analýzy, bylo rozhodnuto o dalším postupu a to vytvořením hřídele rotoru jako pružného tělesa. Bylo proto nutné použít program Ansys APDL ve kterém byl vytvořen pružný model hřídele a ten byl následně exportován do systému multi body dynamiky Adams/View.

Po převedení pružného hřídele do MBS Adams byla připojena tuhá oběžná kola a přidány vazební prvky. Na základě Sommerfeldových podobnostních čísel byly vytvořeny radiální síly, které nahrazují olejové vrstvy ložisek. Toto řešení umožňuje aktuální výpočet třecích ztrát a vibrací rotoru s možností úpravy vstupních parametrů. Výsledkem této analýzy je zjištění třecích ztrát modelu rotoru turbodmychadla. Zároveň je možné měnit viskozitu oleje a parametry ložiska.

Výsledkem analýzy bylo zjištěno, že při změně viskozity oleje jsou třecí ztráty nižší, avšak výchylka rotoru se zvětší v důsledku menšího tlumení olejové vrstvy. Následně byla zvolena změna parametru šířky ložiska, aby bylo docíleno většího tlumení a lepší stability rotoru. Zvětšení šířky ložiska však zároveň způsobí nárůst ztrátového výkonu. Výsledné řešení je proto kompromis, kterým je volba širšího ložiska o jeden milimetr, což částečně zaručí stabilitu rotoru a pokles ztrátového výkonu.

Je otázkou na kolik je daná metoda přesná a na kolik jsou získané výsledky reálné. Pro přesnější analýzu je nutné vytvořit složitější model, kde bude zahrnuto více vstupních parametrů a možností ovlivnění jak třecích ztrát tak přenosu vibrací.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- (1) Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W. (2005): Engineering Tribology. Elsevier Butterworth-Heinemann. 3rd edition. ISBN 0-7506-7836-4.
- (2) Alsaeed ETD - Dynamic Stability Evaluation of an Automotive Turbocharger Rotor-Bearing System. (2005). 88p.
- (3) ŠIMEK, Jiří. Dynamika rotoru TD[online]. 2013[cit. 2016 - 01 -01]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/>.
- (4) HROMÁDKA, Adam. Dynamika rotoru turbodmychadla s kluznými ložisky na bázi MBS. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015.
- (5) ŠIMEK, Jiří. Uložení rotoru TD[online]. 2013[cit. 2016 - 01 -01]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/>.
- (6) NOVOTNÝ, P. Dynamika rotorů turbodmychadel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2013. Podklady k předmětu Výpočtové modely.
- (7) NGUYEN-SCHÄFER, H. Rotordynamics of automotive turbochargers linear and nonlinear rotordynamics -- bearing design -- rotor balancing. Berlin: Springer, 2012. ISBN 978-3-642-27518-0.
- (8) RAK, Vladimír. Výpočtová analýza dynamických vlastností hydrodynamických kluzných ložisek: Computational analysis of dynamic behaviour of journal bearings : zkrácená verze Ph.D. Thesis [online]. [V Brně: Vysoké učení technické v Brně], 2010. ISBN 978-80-214-4067-8.
- (9) BORN, H.R. Analytical Experimental Investigation of the Stability of the Rotor-Bearing System [online]. 1987 [cit. 2016-02-05]. BBC Brown Boveri
- (10) BLAHA, Adam. Stanovení dynamických vlastností rotoru turbodmychadla. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014.
- (11) DELIGANT, M., P. PODEVIN a G. DESCOMBES. Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses. Energy [online]. 0120n. 1., 39(1), 388-394 [cit. 2016-01-26]. DOI: 10.1016/j.energy.2011.12.049. ISSN 0360-5442.
- (12) Master of Science Thesis MMK 2013:06 MFM 149 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design SE-100 44 STOCKHOLM
- (13) Konstruování strojů: Strojní součásti [online]. Brno [cit. 2016-02-05]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/>. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně Ústav konstruován.



- (14) NOVOTNÝ, P. Kluzná ložiska. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2013. Podklady k předmětu Výpočtové modely
- (15) ZAPOMĚL J. Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Dynamika rotorů. Studijní texty. Ostrava 2011/2012
- (16) ŠIMEK, Jiří. Kluzná ložiska a uložení rotoru[online]. 2013[cit. 2016 - 01 -01]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/>.
- (17) ŠIMEK, Jiří. Dynamika rotoru[online]. 2013[cit. 2016 - 01 -01]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/>
- (18) VANCE, J. M.: Rotordynamics of Turbomachinery; Wiley, New York, Toronto, 1990.
- (19) TIAN, L., W.J. WANG a Z.J. PENG. Dynamic behaviours of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation. Journal of Sound and Vibration [online]. 2011, 330(20), 4851-4874 [cit. 2016-02-04]. DOI: 10.1016/j.jsv.2011.04.031. ISSN 0022-460X.
- (20) PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1991. ISBN 80-214-0368-3.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

MKP		metoda konečných prvků
MBS		multi body systém
MNF		modal neutral file
CAD		komputer aided design
D	[m]	vnější průměr ložiska
d	[m]	vnitřní průměr ložiska
P_{Rm}	[W]	ztrátový výkon
T	[°C]	teplota
I_{xx}	[kg · mm ²]	moment setrvačnosti osa x
I_{yy}	[kg · mm ²]	moment setrvačnosti osa y
I_{zz}	[kg · mm ²]	moment setrvačnosti osa z
B	[m]	šířka ložiska
k	[N · m]	tuhost
b	[N · m ⁻¹ · s]	tlumení
F_v	[N]	vztlačková síla (radiální pohyb)
F_d	[N]	vztlačková síla (tangenciální pohyb)
e	[m]	excentricita
ε	[-]	relativní excentricita
p	[MPa]	tlak na element kapaliny
h	[m]	tloušťka olejové vrstvy
η	[Pa · s]	dynamická viskozita
U	[m · s ⁻¹]	rychlost plochy uložení
s	[m]	ložisková vůle
Ψ	[-]	relativní ložisková vůle
S_{OD}	[-]	Sommerfeldovo podobnostní číslo
S_{OV}	[-]	Sommerfeldovo podobnostní číslo
ω_{ef}	[rad · s ⁻¹]	efektivní úhlová rychlost
Pj	[W]	ztrátový výkon



$\dot{\varepsilon}$ $[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$ radiální relativní rychlost



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres ložiska

Třírozměrný model ložiska