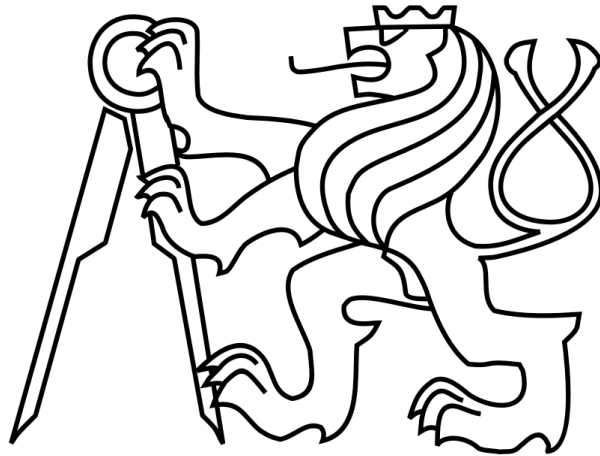


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh zařízení pro měření pasivních odporů kuličkových ložisek

2019

Bc. Tomáš Horák

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Horák** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **423373**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh zařízení pro měření pasivních odporů kuličkových ložisek

Název diplomové práce anglicky:

Ball Bearing Passive Torque Test Rig Design

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Cílem práce je navrhnout zařízení pro měření pasivních odporů vybraných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Navržené zařízení bude sloužit k testování mazacího systému olej-vzduch vybraného uložení ve frézovací hlavě.; Osnova práce: Rešerše zadané problematiky. Návrh konstrukčních variant řešení a jejich vyhodnocení. Konstrukční zpracování vybrané varianty. Výpočet pasivních odporů testovaných ložisek. Tvorba modelu zařízení pro simulaci MKP. Provedení simulace ohřevu testovaného uložení.; Rozsah grafické části: Potřebné výrobní výkresy pro realizaci navrženého testovacího zařízení. Výkres sestavy.; Rozsah textové části 60-80 stran.

Seznam doporučené literatury:

HARRIS, T. A., KOTZALAS, M., 2006. Rolling Bearing Analysis 5th edition. Essential Concepts of Bearing Technology. Taylor&Francis Group, LLC. ISBN-13: 978-0-8493-7183-7.; PALMGREN, A., 1959. Ball and Roller Bearing Engineering. 4th Edition, S.H. Burbank, Philadelphia.; HAMROCK, B. J., SCHMID, S. R., JACOBSON, B. O., 2004. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 2th Edition, Marcel Drekker, Inc., New York. ISBN 0-8247-5371-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Josef Kekula, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

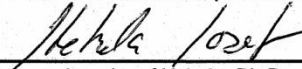
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

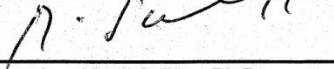
Ing. Peter Kohút, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

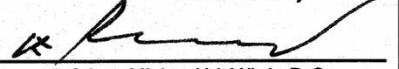
Datum zadání diplomové práce: **30.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **21.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2019**


Ing. Josef Kekula, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. Matěj Sulítka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

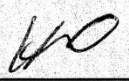

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2019

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne do 21.7.2019

.....

podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce, Josefu Kekulovi, za cenné připomínky a ochotné vedení při tvorbě diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat konzultantovi Peteru Kohútovi, za rady v oblasti teplotních simulací.

Na závěr bych chtěl poděkovat své rodině za jejich podporu během studia.

Anotace

Autor:	Bc. Tomáš Horák
Název DP:	Návrh zařízení pro měření pasivních odporů kuličkových ložisek
Rozsah práce:	96 str., 66 obr., 21 tab.
Školní rok vyhotovení:	2019
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Josef Kekula, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Peter Kohút, Ph.D.
Zadavatel:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Využití:	Měření pasivních odporů valivých ložisek v závislosti na nastavení dávkování mazací směsi olej-vzduch
Klíčová slova:	ložiska, testovací zařízení, pasivní odpory, třecí moment, viskózní tření, snímač síly, snímač momentu, mazání, olej-vzduch
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem testovacího zařízení pro měření pasivních odporů kuličkových ložisek. Na základě rešerše problematiky pasivních odporů ložisek je zkonstruováno testovací zařízení, včetně výkresové dokumentace. Následně jsou vypočítány třecí momenty použitých ložisek a vyšetřeno jejich vliv na teplotní zatížení testovacího zařízení.

Annotation

Author:	Tomáš Horák
Title of diploma dissertation:	Ball Bearing Passive Torque Test Rig Design
Extent:	96 p., 66 fig., 21 tab.
Academic year:	2019
University:	CTU - Faculty of Mechanical Engineering
Department:	PME - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Josef Kekula, Ph.D.
Consultant:	Ing. Peter Kohút, Ph.D.
Submitter of the Theme:	CTU - Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Measurement of rolling bearing friction depending on oil-air lubrication dosage settings.
Keywords:	bearings, test rig, friction, friction torque, viscous friction, force sensor, torque sensor, lubrication, oil-air
Annotation:	Thesis deals with design of the test rig for ball bearing friction torque measurement. Based on reaserch of bearing friction problematics the test rig is designed, including drawing documentation. Friction torques of used bearings are then calculated and their influence on temperature load examined.

Obsah

1	Úvod	16
2	Cíl práce.....	18
3	Stav řešené problematiky	19
3.1	Předepínání ložisek.....	20
3.2	Mazání ložisek	23
3.2.1	Režimy mazání	24
3.2.2	Mazání plastickými mazivy	27
3.2.3	Mazání směsí olej-vzduch.....	28
3.3	Pasivní odpory ložisek.....	31
3.3.1	Valivý odpor	32
3.3.2	Smykové tření	33
3.3.3	Viskózní tření	35
3.3.4	Další vlivy.....	36
3.3.5	Shrnutí	36
3.4	Teplotní vlivy	37
3.5	Měření třecího momentu	38
3.5.1	Měření deformace součásti s definovanou tuhostí.....	38
3.5.2	Měření odebíraného proudu	39
3.5.3	Měření snímačem síly/momentu	39
3.6	Měření teploty ložisek vzniklé třením.....	43
3.6.1	Kovové odporové senzory teploty	43
3.6.2	Polovodičové odporové senzory teploty	44
3.6.3	Termoelektrické články.....	44
3.6.4	Bezdotykové měření teploty	45
4	Varianty řešení	47
4.1	Požadavky na testovací zařízení	47

4.2	Varianta č.1: Měření deformace hřídele pomocí indukčních enkodérů	47
4.3	Varianta č.2: Tenzometrický snímač na rotoru (hřídeli).....	50
4.4	Varianta č.3: Měření odběru proudu na motoru	52
4.5	Varianta č.4: Snímač momentu montovaný na statoru	53
4.6	Varianta č.5: Snímač síly na rameni	54
4.7	Vyhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodné varianty.....	55
5	Vlastní řešení	58
5.1	Konstrukce testovacího zařízení	58
5.1.1	Testované uložení.....	61
5.1.2	Uložení rotoru	64
5.1.3	Umístění měřicí techniky.....	68
5.2	Výpočet celkového třecího momentu.....	71
5.3	Teplotní simulace	73
5.3.1	Úprava geometrie.....	73
5.3.2	Okrajové podmínky	74
5.3.3	Vyhodnocení výsledků teplotní analýzy Steady State.....	76
5.3.4	Vyhodnocení výsledků transienční úlohy	79
6	Závěr.....	81

Přehled použitých veličin a jednotek

a_i	[m]	hlavní poloosa elipsy stykové plochy na vnitřním kroužku, model Houpert
a_o	[m]	hlavní poloosa elipsy stykové plochy na vnějším kroužku, model Houpert
C_0	[N]	základní statická únosnost ložiska
d_i	[mm]	průměr vnitřní oběžné dráhy
d_m	[mm]	roztečný průměr ložiska
dM_T	[Nm]	celkový třecí moment na jednu kuličku ložiska, model Houpert
d_o	[mm]	průměr vnější oběžné dráhy
D_o	[mm]	vnější průměr válce s okrajovou podmínkou nucené konvekce
d_w	[mm]	průměr kuličky
E^*	[Pa]	Ekvivalentní Youngův modul
E_A	[Pa]	Youngův modul materiálu A
E_B	[Pa]	Youngův modul materiálu B
E_i	[-]	součinitel nulových čar na vnitřním kroužku, model Houpert
E_o	[-]	součinitel nulových čar na vnějším kroužku, model Houpert
f	[-]	součinitel ložiska závislý na řadě a velikosti ložiska
f_0	[-]	výpočtový součinitel závislý na typu mazání
F_0	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
f_1	[-]	opravný součinitel, závislý na stykovém úhlu

f_2	[-]	opravný součinitel, závislý na třídě předpětí
F_a	[N]	axiální zatížení ložiska
F_C	[N]	axiální úložná síla
f_{ci}	[-]	faktor zakřivení na vnitřním kroužku, model Houpert
f_{co}	[-]	faktor zakřivení na vnějším kroužku, model Houpert
F_g	[-]	rychlostní zatížení, model SKF
f_{HC}	[-]	opravný součinitel hybridních ložisek
f_l	[-]	součinitel závislý na konstrukci ložiska a jeho relativním zatížení
f_{pi}	[-]	faktor "pivotingu" na vnitřním kroužku, model Houpert
f_{po}	[-]	faktor "pivotingu" na vnějším kroužku, model Houpert
F_r	[N]	radiální zatížení ložiska
F_{ri}	[N]	vliv hydrodynamických sil na třecí moment na vnitřním kroužku, model Houpert
F_{ro}	[N]	vliv hydrodynamických sil na třecí moment na vnějším kroužku, model Houpert
F_s	[N]	minimální axiální svěrná síla ložisek
F_β	[N]	hodnota zatížení závislá na stykovém úhlu ložiska
$F_{\beta FAG}$	[N]	koeficient zatížení, model FAG
G	[-]	bezrozměrný parametr materiálu, model Houpert
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
G_A	[N]	síla předpětí v sadě ložisek před montáží
G_m	[N]	síla předpětí testovaných ložisek po montáží
G_{rr}	[-]	faktor zatížení valivého odporu, model SKF
G_{sl}	[-]	faktor zatížení smykového tření, model SKF

h	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla
h_0	[μ m]	minimální tloušťka olejového filmu
K	[-]	výpočtový součinitel závislý na závitu
K_i	[-]	parametr definující poloměr zakřivení stykových ploch na vnitřním kroužku, model Houpert
k_i	[-]	redukovaný poměr poloměru zakřivení na vnitřním kroužku, model Houpert
K_o	[-]	parametr definující poloměr zakřivení stykových ploch na vnějším kroužku, model Houpert
k_o	[-]	redukovaný poměr poloměru zakřivení na vnějším kroužku, model Houpert
K_{rs}	[-]	koeficient závislý na typu mazání, model SKF
K_z	[-]	koeficient závislý na typu ložiska, model SKF
M	[inch-lbs]	celkový třecí moment ložiska, model Harris/Palmgren
M_0	[Nmm]	složka třecího momentu nezávislá na zátěži, model FAG
MC_i	[Nm]	vliv tvaru kontaktu na třecí moment na vnitřním kroužku, model Houpert
MC_o	[Nm]	vliv tvaru kontaktu na třecí moment na vnějším kroužku, model Houpert
M_{drag}	[Nmm]	třecí moment způsobený broděním, model SKF
MER_i	[Nm]	vliv valivého odporu na třecí moment na vnitřním kroužku, model Houpert
MER_o	[Nm]	vliv valivého odporu na třecí moment na vnějším kroužku, model Houpert
M_{FAG}	[Nmm]	celkový třecí moment podle modelu FAG
M_l	[inch-lbs]	třecí moment způsobený valivým odporem a klecí, model Harris/Palmgren

MP_i	[Nm]	vliv "pivotingu" na třecí moment na vnitřním kroužku, model Houpert
MP_o	[Nm]	vliv "pivotingu" na třecí moment na vnějším kroužku, model Houpert
M_{rr}	[Nmm]	moment způsobený valivým odporem, model SKF
M_{seal}	[Nmm]	třecí moment těsnění, model SKF
M_{SKF}	[Nmm]	celkový třecí moment podle modelu SKF
M_{sl}	[Nmm]	moment způsobený smykovým třením, model SKF
M_T	[Nm]	celkový třecí moment, model Houpert
M_t	[Nmm]	požadovaný utahovací moment hřídelové matice a šroubů koncového víka
M_z	[Nmm]	složka třecího momentu závislá na zátěži, model FAG
m_{z1}	[kg]	hmotnost uložená testovanými ložisky
m_{z2}	[kg]	hmotnost uložená podpurnými ložisky
M_v	[inch-lbs]	třecí moment od viskózního tření, model Harris/Palmgren
n	[min ⁻¹]	požadované provozní otáčky testovacího zařízení
N_b	[-]	počet šroubů koncového víka
N_{cp}	[-]	počet ložisek ve stejné orientaci jako ložisko v přímém kontaktu s pojistnou maticí nebo koncovým víkem
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
P	[W]	ztrátový výkon ložiska podle modelu Palmgren/Harris
P_a	[N]	požadovaná axiální svěrná síla ložisek
P_{FAG}	[W]	ztrátový výkon ložiska podle modelu FAG
P_{SKF}	[W]	ztrátový výkon ložiska podle modelu SKF
P_T	[W]	ztrátový výkon ložiska podle modelu Houpert

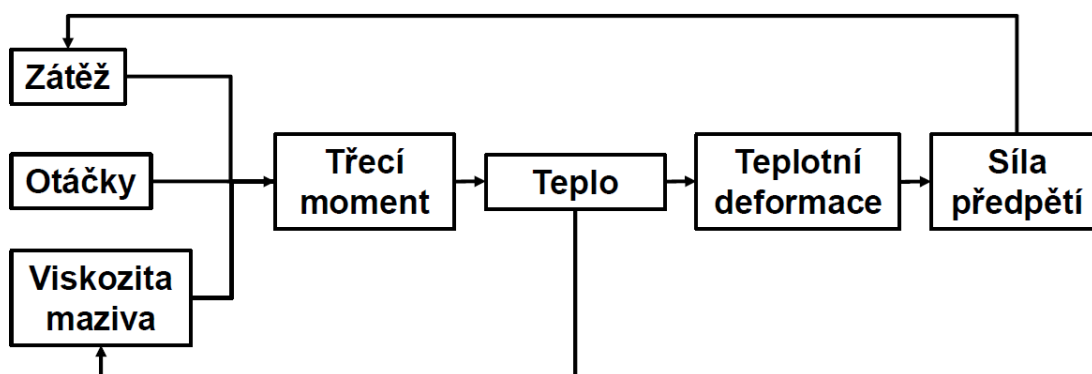
Q_i	[N]	kontaktní síla na vnějším kroužku (na jednu kuličku), model Houpert
Q_o	[N]	kontaktní síla na vnitřním kroužku (na jednu kuličku), model Houpert
r	[mm]	délka ramene umístění snímače síly
R_1	[-]	koeficient vlivu celkového zatížení valivého odporu, SKF
R_2	[-]	koeficient vlivu axiálního zatížení valivého odporu, SKF
R_3	[-]	koeficient vlivu rychlostního zatížení valivého odporu, SKF
R_{ai}	[m]	Hertzův poloměr zakřivení kontaktních ploch na vnitřním kroužku, model Houpert
R_{ao}	[m]	Hertzův poloměr zakřivení kontaktních ploch na vnějším kroužku, model Houpert
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r_i	[m]	poloměr zakřivení stykové plochy na vnitřním kroužku, model Houpert
r_o	[m]	poloměr zakřivení stykové plochy na vnějším kroužku, model Houpert
$R_{q,a}$	[μm]	drsnost povrchu a
$R_{q,b}$	[μm]	drsnost povrchu b
R_{xi}	[m]	ekvivalentní poloměr kontaktu ve směru valení na vnitřním kroužku, model Houpert
R_{xo}	[m]	ekvivalentní poloměr kontaktu ve směru valení na vnějším kroužku, model Houpert
s	[-]	koeficient závislý na druhu oleje, model Houpert
S_1	[-]	koeficient vlivu celkového zatížení smykového tření, model SKF

S_2	[-]	koeficient vlivu axiálního zatížení smykového tření, model SKF
S_3	[-]	koeficient vlivu rychlostního zatížení smykového tření, model SKF
t	[-]	koeficient závislý na druhu oleje, model Houpert
U_i	[-]	bezrozměrný parametr rychlosti na vnitřním kroužku, model Houpert
U_o	[-]	bezrozměrný parametr rychlosti na vnějším kroužku, model Houpert
V_1	[-]	váhové kritérium varianty č.1
V_2	[-]	váhové kritérium varianty č.2
V_3	[-]	váhové kritérium varianty č.3
V_4	[-]	váhové kritérium varianty č.4
V_5	[-]	váhové kritérium varianty č.5
v_m	[m/s]	střední rychlost kontaktních povrchů
W_i	[-]	bezrozměrný parametr zatížení na vnitřním kroužku, model Houpert
W_o	[-]	bezrozměrný parametr zatížení na vnějším kroužku, model Houpert
y	[-]	výpočtový koeficient závislý na typu ložiska
Y_o	[-]	výpočtový součinitel ložiska
Z	[-]	počet kuliček ložiska
z	[-]	výpočtový koeficient závislý na typu ložiska
α	[°]	stykový úhel testovaných ložisek
α_i	[°]	stykový úhel na vnitřním kroužku, model Houpert
α_o	[°]	stykový úhel na vnějším kroužku, model Houpert

α_p	[-]	koeficient maziva, model Houpert
γ_i	[rad]	úhel mezi nulovými čarami a vektorem obvodové rychlosti kuliček na vnitřním kroužku, model Houpert
γ_o	[rad]	úhel mezi nulovými čarami a vektorem obvodové rychlosti kuliček na vnějším kroužku, model Houpert
η_o	[Pas]	dynamická viskozita maziva
Λ	[-]	koeficient režimu mazání
λ	[W/mK]	tepelná vodivost vzduchu
μ_A	[-]	Poissonovo číslo materiálu A
μ_a	[kg/m.s]	dynamická viskozita vzduchu
μ_B	[-]	Poissonovo číslo materiálu B
μ_{bl}	[-]	součinitel smykového tření závislý na otáčkách, model SKF
μ_e	[-]	ekvivalentní třecí součinitel, model Houpert
μ_{EHL}	[-]	součinitel závislý na druhu oleje, model SKF
μ_{sl}	[-]	součinitel smykového tření
ν_o	[cSt]	kinematická viskozita (základového) oleje
ρ_a	[kg/m ³]	hustota vzduchu
Φ_{bl}	[-]	váhový faktor součinitele smykového tření, model SKF
Φ_{ish}	[-]	koeficient reprezentující víření oleje, model SKF
Φ_{rs}	[-]	koeficient reprezentující snížení tloušťky olejového filmu, model SKF

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá řešením vlivu mazání na pasivní odpory kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem vybraného uložení. Vyšetření uložení probíhá za účelem návrhu dávkování mazací směsi olej-vzduch (které nahradí tukové mazání vyšetřovaného uložení), tak aby bylo možné zvýšení otáček bez výraznějšího nárůstu teplot na ložiskách. Vyšetřované uložení je pevně předepnuto dvojicí ložisek s kosoúhlým stykem uspořádaných do „O“. Pevné předepnutí je realizováno axiálním posunutím vnitřních a vnějších kroužků ložisek vůči sobě pomocí broušených distančních trubek, které vymezují vzdálenost mezi kroužky ložisek. Tento způsob předepnutí zajišťuje vysokou tuhost, dochází však k tomu, že teplotní deformace ovlivňuje sílu předpětí ložisek a tím i třecí moment. Třecí moment pak ovlivňuje teplotní gradient. Teplota ovlivňuje viskozitu oleje mazací směsi a viskozita opět ovlivňuje třecí moment ložisek. Vzájemná závislost vlastností uložení je zobrazena graficky na obr. 1.



Obrázek 1: Závislost proměnných vlastností pevně předepnutého uložení

Jedním ze způsobů, jak zamezit vysokým teplotám v ložiskách, je omezit jejich pasivní odpory nebo zvýšit odvod tepla. To může být například zajištěno zavedením mazání směsí olej-vzduch. Jedním ze způsobů vyšetření teplotního zatížení uložení je výpočet MKP pomocí termomechanického matematického modelu, to je však zkomplikováno složitostí konstrukce, vysokým množstvím okrajových podmínek a celkové složitostí výpočtu. Vhodným řešením optimalizace dávkování mazací směsi je proto konstrukce experimentálního zařízení, které bude simulovat provoz uložení předlohového hřídele frézovací hlavy. Data získaná z provedených experimentů se následně využijí jako vstupní hodnoty pro návrh optimálního množství maziva ložisek (v tomto případě

k nastavení dávkování mazací směsi). Je výhodné, aby na konstruovaném měřicím zařízení bylo umožněno měřit co nejvíce parametrů a získat tak dostatek vstupních hodnot pro návrh optimálního množství maziva. Je potřeba zajistit také umístění měřicího zařízení tak, aby byly získány co nejpřesnější měřené hodnoty. Důležitým požadavkem na měřicí zařízení je však jeho jednoduchost. Přizpůsobení konstrukce k měření některých hodnot by vedlo k přílišné složitosti konstrukce, je proto vhodné zvážit, které parametry je výhodné měřit a kde je vhodné umístit měřicí zařízení. Cílem je tedy zkonstruovat zařízení, vyznačující se co nejpřesnější simulací podmínek uložení a zároveň jednoduchou konstrukcí.

2 Cíl práce

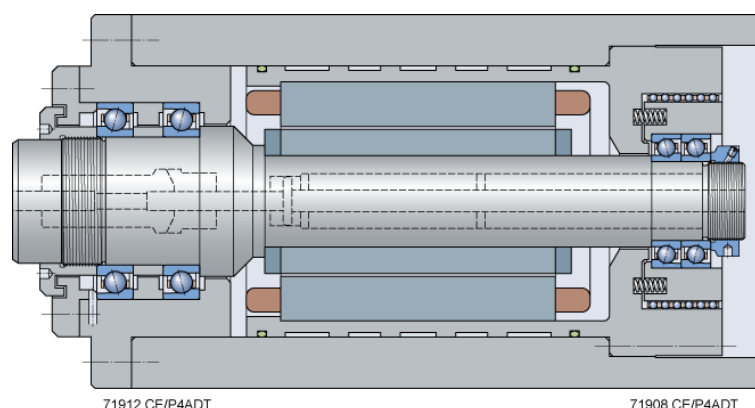
Hlavním cílem závěrečné práce je návrh a konstrukční vypracování testovacího zařízení, včetně výkresové dokumentace. Zařízení bude sloužit k vyšetření vlivu nastavení dávkování mazací směsi olej-vzduch na pasivní odpory testovaného uložení. Výstupem práce je také rešerše problematiky pasivních odporů ložisek a teplotní simulace testovacího zařízení.

Postup diplomové práce je následující:

1. Provedení rešerše problematiky pasivních odporů ložisek a testovacích zařízení měřících tyto pasivní odpory
2. Návrh konstrukčních variant testovacího zařízení, jejich vyhodnocení a výběr vhodné varianty
3. Konstrukční vypracování vybrané varianty zařízení pro měření pasivních odporů vybraných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem
4. Tvorba výkresové dokumentace
5. Výpočet pasivních odporů testovaných ložisek
6. Tvorba modelu zařízení pro simulaci v MKP
7. Provedení teplotní simulace testovaného uložení

3 Stav řešené problematiky

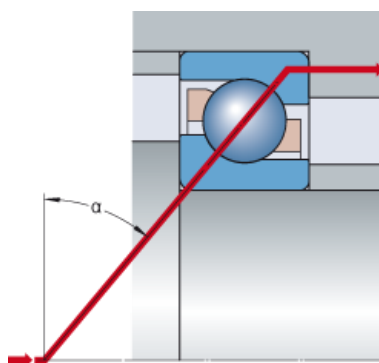
Jedním z nejdůležitějších prvků konstrukce vřeten obráběcích strojů je jejich uložení. Vřetenová ložiska musí zajistit dostatečnou tuhost a otáčky vřetena k realizaci požadovaných obráběcích operací. Zároveň je potřeba vyvarovat se komplikací vzniklých z důvodu teplotních vlivů v ložiskách, řezném procesu, aj. Většina vřetenových uložení je realizována pomocí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, čímž se zajistí zachycení radiálních i axiálních zatížení a předepnutím ložisek i vysoká tuhost. Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem se také vyznačují možností vyšších otáček a vyšší přesností. Jednořadá ložiska s kosoúhlým stykem mohou zachycovat radiální síly pouze za působení sil axiálních a axiální síly jsou schopna zachycovat pouze v jednom směru, proto se montují vždy ve dvojicích. Ložiska s kosoúhlým stykem se montují v uspořádání zády k sobě (do „O“), kdy je zajištěna vyšší tuhost a přenášení klopných momentů, a čely k sobě (do „X“), kdy se zajistí menší citlivost na nesouosost. V případě nedostatečné únosnosti lze ložiska s kosoúhlým stykem montovat do tandemu. Axiální síly jsou v těchto uspořádáních zachycovány pouze ložisky, která jsou montována čely proti působení síly. Při provozu ložisek a pohybu valivých elementů vznikají pasivní odpory (neboli celkový třecí moment), které působí proti otáčení. Při zvýšení předepnutí dochází ke zvýšení pasivních odporů ložisek, což způsobuje i nárůst teploty ložisek. Dochází tak k teplotním deformacím, které v případě pevného předepnutí ložisek způsobují změnu předpětí. Možným řešením je zajištění předepnutí konstantní silou, ne vždy je to však možné. V takovém případě lze omezit nárůst teploty například změnou metody mazání nebo úpravou množství maziva. K experimentálnímu zkoumání chování uložení za provozu lze využít například testovacích zařízení. Častou zkoumanou veličinou jsou v tomto případě pasivní odpory ložisek, které jsou zdrojem teplotního zatížení. Tato veličina bývá měřena na základě vstupních parametrů, jako jsou zatížení, otáčky, způsob mazání a vlastnosti maziva. [4] [7] [23] [24]



Obrázek 2: Příklad uložení hřídele vřetena pomocí dvou sad párovaných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem zarovnaných do "O" [23]

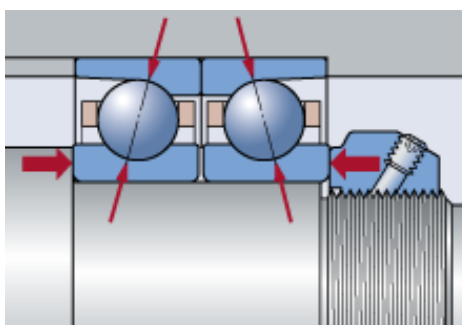
3.1 Předepínání ložisek

Předepnutí ložisek by mělo zajistit dostatečnou tuhost a zároveň malé tření k omezení generovaného tepla. Ložiska mohou být předepínána radiálně a axiálně. V případě ložisek s kosoúhlým stykem je předpětí realizováno v axiálním směru, čímž se docílí předpětí i ve směru radiálním, díky konstrukci ložisek a tzv. stykovému úhlu kuliček a vnějších kroužků ložisek, který svírají spojnice styčných bodů kuliček a svislá osa ložisek (viz. obr. 3). Ložiska s kosoúhlým stykem musí pracovat pod určitým axiálním zatížením, aby se nepoškodily oběžné dráhy vlivem kontaktních sil. V případě přesných ložisek používaných v konstrukci vřeten bývají ložiska vyráběna se stykovými úhly $\alpha = 15^\circ$, 25° nebo 18° . Výběrem ložiska s vyšším stykovým úhlem se docílí vyšší axiální tuhosti a únosnosti, dojde však ke snížení maximálních otáček a radiální tuhosti a únosnosti. Naopak ložisko s nižším stykovým úhlem je vhodné pro aplikace s vyššími otáčkami a radiálním zatížením a nižšími nároky na axiální tuhost a únosnost. [4] [25] [26]



Obrázek 3: Stykový úhel ložiska [26]

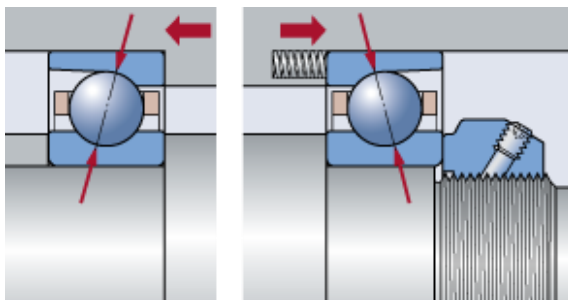
Předpětí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem mohou být tzv. pevná (pro zajištění větší tuhosti uložení) nebo pružná (pro zajištění konstantní předepínací síly). V případě konstrukce uložení s pevným předpětím bývá předpětí realizováno pomocí distančních trubek a distančních kroužků, přesně lícovaných k vyvození axiálního posunutí vnitřního kroužku ložiska proti vnějšímu k zajištění požadované síly předepnutí, která je závislá na vybrané třídě předpětí ložiska. Často se prodávají sady spárovaných ložisek, jejichž předpětí je přednastaveno již ve výrobě. To znamená, že v případě, kdy vnitřní a vnější kroužky montovaných ložisek nejsou vůči sobě axiálně posunuty, je v ložiskách zajištěno požadované předpětí. Toto předpětí pak může být upraveno dle požadavků axiálními posunutím kroužků vůči sobě. Kromě axiálního zajištění pomocí dosedajícího víka se pro zajištění přesné požadované axiální dislokace kroužků často užívá přesných pojistných matic s jemným závitem a pojistnými kolíky k zajištění proti uvolnění (viz obr. 4). Kromě přesného zajištění ložisek umožňují matice také jednoduchou montáž, spolehlivé zajištění a díky rovnoměrně rozmístěným pojistným kolíkům také přesné ustavení ve správných úhlech vzhledem k hřídeli. Jsou také vhodné pro aplikace s omezenými zástavbovými prostory díky vnějšímu válcovému povrchu, který lze použít jako prvek bezkontaktního těsnění a umožňují snadnou montáž a demontáž. [4] [7] [24] [28]



Obrázek 4: Pevné předepnutí pomocí pojistné matice [24]

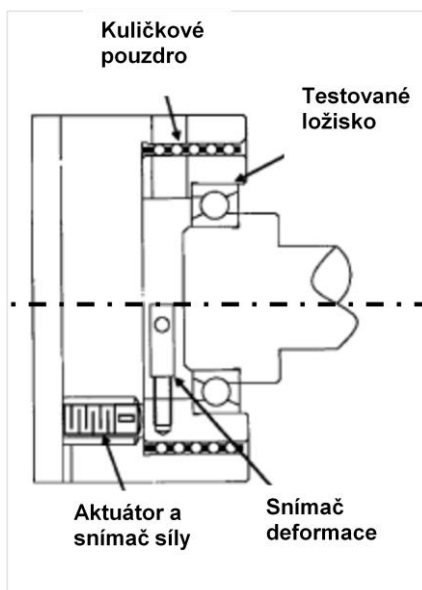
V samotném provozu však nastávají komplikace v podobě řady vlivů ovlivňujících předepnutí ložisek. Jedná se hlavně o odstředivou sílu, teplotní rozdíly mezi vnějším kroužkem, vnitřním kroužkem a kuličkami a rozdílnými součiniteli teplotní roztažnosti materiálů součástí v konstrukci uložení. K zajištění konstantního předepnutí ložisek se často užívá pružného předepnutí. K tomuto účelu se běžně používají kalibrované lineární pružiny, umístěné mezi vnějším kroužkem a osazením v tělese, tím se zamezí ovlivnění předpětí kinematickými vlivy během provozu (viz obr. 5). Tento způsob

uložení však vykazuje nižší axiální tuhost než u pevného předepínání (závislou na tuhosti pružiny), je tedy vhodný pro obrábění s malými řeznými silami. [4] [29]



Obrázek 5: Pružné předepnutí realizované pomocí pružiny [29]

Pro zajištění konstantního předpětí a kompenzaci teplotních a kinematických vlivů se zajištěním vyšších řezných sil lze také použít aktivního řízení předpětí. Tento způsob kompenzace se používá hlavně u vysokootáčkových vřeten, u kterých mají teplotní deformace mnohem výraznější vliv na předpětí ložisek a dochází v nich k nepředvídaným snížením životnosti ložisek nebo dokonce k haváriím. Řízení předpětí ložisek lze realizovat pomocí hydrauliky, paměťových slitin, aj. Aktivní řízení předpětí lze také realizovat pomocí tenzometrických snímačů, které měří napětí, způsobené teplotními deformacemi. Jako akční člen lze použít piezoaktuátor (viz obr. 6). Pro případ selhání aktivního řízení předpětí je vhodné předepnout ložiska pružně pomocí pružiny. [22]



Obrázek 6: Schéma zařízení k testování aktivního řízení předpětí [22]

3.2 Mazání ložisek

Vhodné mazání ložisek je jednou z nejdůležitějších podmínek k zajištění jejich správného chodu. Způsobů mazání ložisek je mnoho a odvíjí se hlavně od otáček uloženého hřídele. Hlavní úlohou mazání je zabránění kovovému styku jednotlivých součástí ložiska, čímž se sníží jejich tření a opotřebení. Hlavní funkční plocha mazání je ve stykových místech valivých těles a oběžných drah. Mazivo pak musí působit účinně v těchto plochách po celou dobu, a to i při střídavých dynamických namáháních. Je tedy potřeba zajistit dostatečnou konzistenci a přilnavost maziva a zároveň dostatečné množství maziva k zamezení přímému styku mezi oběžnými drahami, valivými elementy a klecí ložiska. Dalšími funkcemi maziva jsou ochrana ložiska před korozi, tlumení, snížení hluku a zvýšení životnosti. V případě plastických maziv dochází i k lepšímu utěsnění proti vniknutí nečistot. V závislosti na způsobu mazání může být jeho funkcí také odvod tepla generovaného v ložiskách a tím způsobené snížení teplotních deformací. Parametrem pro posouzení stavu mazání valivých ložisek je tloušťka mazacího filmu, kterou je možno vypočítat na základě otáček, velikosti ložiska a viskozity maziva. [4] [5] [6] [8]

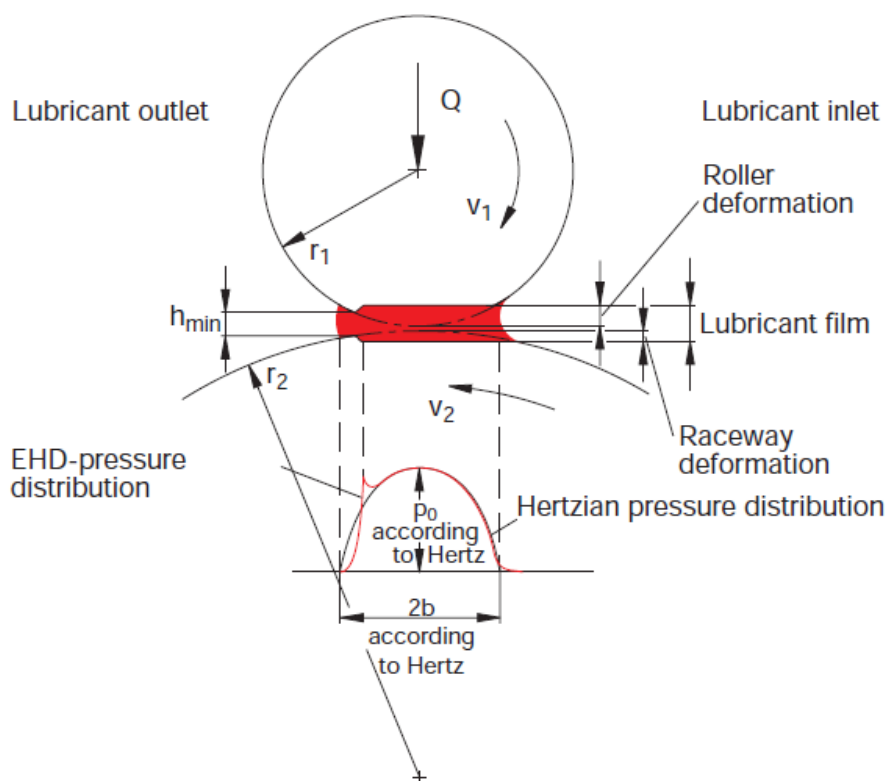
Dle minimální tloušťky olejového filmu a drsností stykových ploch lze pak určit režim mazání:

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q,a}^2 + R_{q,b}^2}} \quad (1)$$

Podle hodnoty koeficientu Λ lze pak zhruba definovat tyto režimy mazání:

Hydrodynamické mazání	$5 \leq \Lambda \leq 100$
Elastohydrodynamické mazání	$3 \leq \Lambda \leq 10$
Částečné mazání	$1 \leq \Lambda \leq 5$
Hraniční mazání	$\Lambda < 1$

3.1: Režimy mazání v závislosti na koeficientu tloušťky filmu a drsnosti povrchu [6]



Obrázek 7: Minimální tloušťka olejového filmu h_{min} v případě elastohydrodynamického mazání s uvážením deformace stykových těles [18]

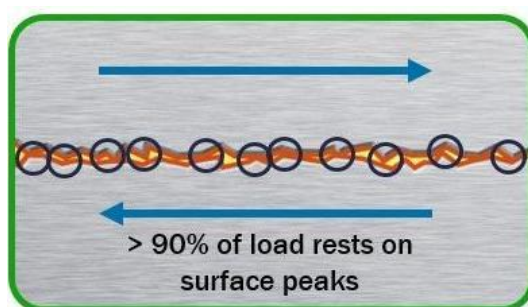
3.2.1 Režimy mazání

Režim mazání je závislý na otáčkách a stykových plochách ložiska (tedy druhu ložiska). V ložiskách se rozlišuje režim mezného, smíšeného, hydrodynamického a elastohydrodynamického mazání.

Mezné mazání

V provozu se mezné mazání uvažuje při rozběhu, doběhu, nízkých rychlostech nebo vysokých zatíženích. Obecně se tomuto stavu snaží zamezit, hlavně z důvodu, že tření může mít za těchto podmínek nejvyšší hodnotu (podle specialistů dochází při rozběhu a doběhu strojů až k 70% opotřebení). V případě tohoto režimu se vytváří velmi tenký povrchový film na třecích plochách. Tento olejový film vzniká z důvodu absorpce nebo chemické reakce maziva na kovovém povrchu. Povrchové napětí filmu je nízké a může tedy snadno dojít k jeho porušení a kontaktu kovových částí, konkrétně vrcholů na povrchu stykových ploch, přičemž pak nastávají podmínky k abrazi či adhezi. Faktory, které film ovlivňují, jsou molekulární struktura, teplota, otáčky (které mají poměrně malý

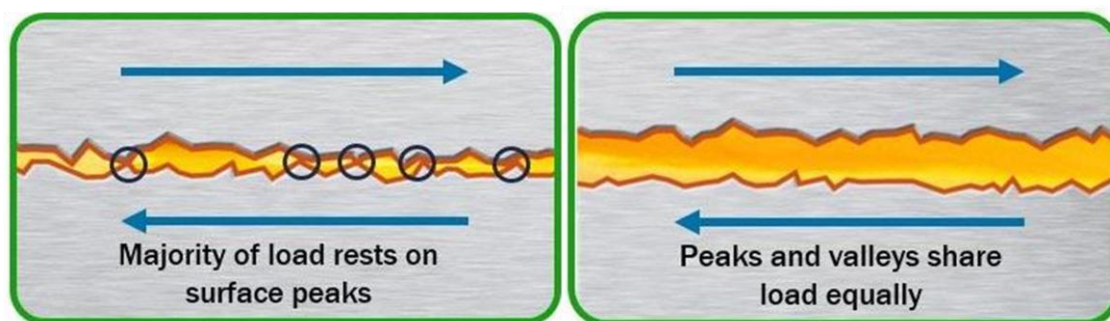
vliv), zátěž a drsnost povrchu. K zamezení vzniku mezného mazání je nutno aplikovat mazivo s dostatečně vysokou hodnotou viskozity, která zaručí vysokou nosnost maziva a oddělení kovových povrchů. Příliš vysoká viskozita maziva však způsobuje nárůst viskózního tření. K zabránění meznému mazání je také možné použít aditiva v mazivu. [8] [19]



Obrázek 8: Mezné mazání [19]

Smíšené a hydrodynamické mazání

Při dalším zvyšování rychlosti (otáček) dochází k vytváření vrstvy mazacího filmu a nastává stav smíšeného mazání. Stále však dochází ke styku kovových ploch. Tloušťka mazacího filmu dále roste, kovový styk zcela vymizí a dochází ke kompletnímu oddělení stykových ploch vrstvou maziva. V závislosti na tvaru stykových ploch pak dochází buď k hydrodynamickému nebo elastohydrodynamickému stavu mazání. Pokud nedochází k odvalování stykových ploch, předpokládá se stav hydrodynamický, kde nosný mazací film, oddělující stykové plochy, má rovnoměrnou tloušťku. K realizaci tohoto stavu je potřeba, aby stykové plochy byly geometricky podobné a aby v olejovém filmu docházelo k nízkému tlakovému napětí. K tomu dochází hlavně v případě kluzných ložisek. [19]



Obrázek 9: Smíšené mazání (vlevo) a hydrodynamické mazání (vpravo) [19]

Elastohydrodynamické mazání (EHL)

Pokud při vyšších otáčkách dochází mezi stýkajícími se elementy k valivému pohybu, uvažuje se režim tzv. elastohydrodynamického mazání, které se týká hlavně valivých ložisek. Dochází k vytvoření souvislého nosného olejového filmu mezi valivými tělesy a oběžnými drahami. Vzhledem k malé stykové ploše vzniká v této oblasti vysoký tlak a dochází k elastické deformaci olejového filmu, který vstupuje do této kontaktní oblasti. Dochází tak ke zvýšení viskozity oleje a tím i nosnosti olejového filmu. Vysoká teplota však také ovlivňuje viskozitu a tím i vytvoření nosného elastohydrodynamického filmu. Tloušťka filmu bývá 0,1 až 1 mikrometr. Nosnost olejového filmu je závislá nejen na jeho tloušťce, ale také na drsnosti povrchu. Pokud provozní podmínky, jako je rychlost, zátěž a teplota, nedosáhnou příliš vysokých hodnot, je možné úplné oddělení valivých elementů a oběžných drah olejovým filmem během provozu. [19]



Obrázek 10: Elastohydrodynamický režim mazání valivého ložiska [19]

Shrnutí

Mazací film snižuje přídatná napětí způsobená třecími silami na povrchu a povrchovými vadami. Jeho tloušťka je závislá na viskozitě maziva, otáčkách, stykových poměrech a menší měrou i na zatížení ve stykové oblasti. Předpokladem dlouhé životnosti ložiska je zajištění výroby (nízkou drsností povrchu) tak, aby olejový film vydržel vysoká zatížení (1 až 3GPa, v extrémních případech až 4GPa) a odděloval stykové povrchy jednotlivých částí ložisek. Na životnost mají vliv i faktory jako kvalita oceli, kvalita kontaktního povrchu, podmínky mazání, zátěž, provozní teplota a vnitřní napětí. Jako charakteristická hodnota pro posouzení režimu mazání, v kterém ložisko pracuje, je použit poměr tloušťky mazacího filmu a drsnosti povrchu odvalujících se

ploch. (1) Při úplném oddělení funkčních ploch souvislou vrstvou maziva je možno prodloužit trvanlivost ložiska nejméně na dvojnásobek. Při volbě maziva je potřeba znát především provozní podmínky uložení, jako jsou velikost ložiska, otáčky, zatížení, provozní teplota, požadavky na těsnění aj. Tření způsobené mazivem je kromě množství maziva závislé na viskozitě oleje (základového oleje v případě plastických maziv), která je závislá na teplotě. Je tedy vhodné, aby mělo mazivo při provozních otáčkách co nejmenší viskozitu, ale aby si zároveň zachovalo dostatečnou pevnost mazacího filmu. To se týká hlavně provozu za vysokých otáček. Stoupání teploty se pak může projevit ztrátou mazacích schopností maziva a snížením životnosti (z důvodu poklesu viskozity). Kromě výběru maziva je tedy nutné zajistit i jeho vhodné dávkování (případně i dostatečný průchod oleje). Případně je také možno uložení nebo olej chladit. Ke splnění požadavku nejmenšího tření maziva za dostatečné únosnosti mazacího filmu je potřeba odhadnout přibližnou provozní teplotu, tedy hodnotu, na které se při provozu ustálí teplota uložení. Provozní rozsah teplot je nutné znát, protože mazivo má příznivé mazací schopnosti jen v určitém rozsahu teplot. Pro výběr vhodného maziva je rozhodující znalost ustálené provozní teploty ložisek. Horní přípustná teplotní hranice maziva nesmí být trvale překročena, krátkodobé překročení však nezpůsobí poruchu ložiska. Pokud je to možné, dává se zpravidla přednost mazání plastickými mazivy z důvodu jednodušší konstrukce a účinnějšího těsnění. V případě vysokých otáček je však nutno mazat olejem, či směsí olej-vzduch, která má úspornější dávkování oleje a lepší chladicí účinky. [4] [5] [6] [8] [30]

3.2.2 Mazání plastickými mazivy

V případě mazání plastickými mazivy je množství maziva minimální dostatečné ke spolehlivému provozu, díky čemuž dochází k nízkým pasivním odporům. Nízké tření a snadná údržba jsou hlavními výhodami tohoto způsobu mazání. Mazání může být dlouhodobé, periodické nebo krátkodobé, čemuž se přizpůsobuje i konstrukce uložení. Plastická maziva jsou většinou vyráběna z jakostních minerálních nebo syntetických olejů zahuštěných kovovými mýdly mastných kyselin. Maziva mohou být také obohacena aditivami, zvyšujícími jejich životnost. [4] [18] [30] [42]

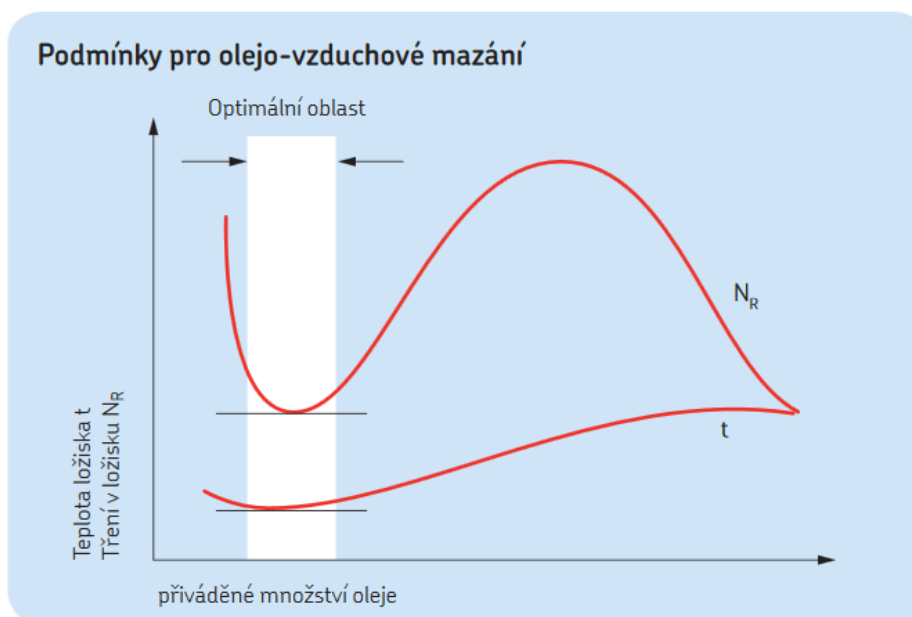


Obrázek 11: Ložisko mazané plastickým mazivem [35]

Při provozu působí v mazacím procesu pouze malé množství maziva. Mazivo obvyklé konzistence je většinou vytlačeno z ložiska a zůstane po stranách ložiska. Mazivo, které zůstává v provozní oblasti ložiska, s nárůstem provozní teploty průběžně separuje malé množství oleje, který následně odděluje stykové plochy a působí aktivně v mazacím procesu. Při mírných zatíženích je množství maziva, které zůstává mezi valivými plochami, dostatečné pro dlouhodobému provozu ložiska. Při poklesu teploty je olej opět sloučen s tuhým zahušťovadlem. Míra separace oleje závisí na typu maziva, viskozitě oleje, teplotě maziva a mechanické zátěži na mazivo. Z důvodu působení oleje ve stykových plochách platí i pro mazání plastickými mazivy zásady elastohydrodynamické teorie. [4] [18] [30] [42]

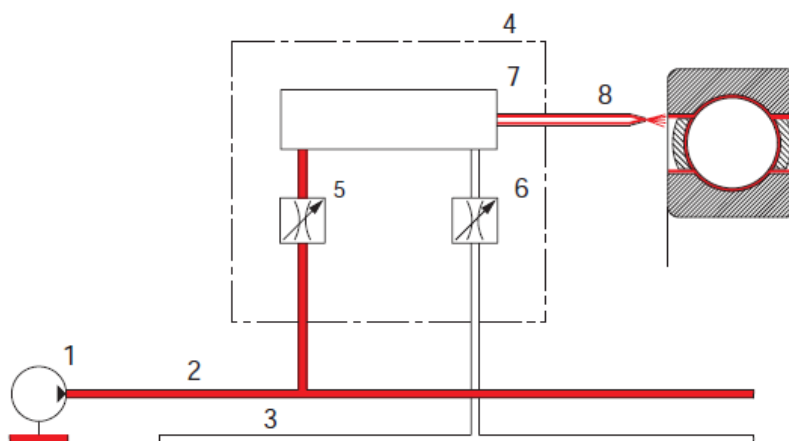
3.2.3 Mazání směsí olej-vzduch

Mazání olejem se běžně využívá v případě vyšších otáček. Používají se minerální nebo syntetické oleje, které mají protikorozní vlastnosti a jsou odolné proti oxidačnímu. Jedním z důležitých činitelů pro volbu oleje je jeho viskozita. Viskozita určuje kromě nárůstu teploty také tloušťku mazacího filmu a jeho nosnost. Kromě mazání olej-vzduch patří mezi způsoby mazání olejem také mazání olejovou lázní, oběhové, kapací, vstřikovací a mazání olejovou mlhou. Je výhodné ložisko mazat optimálním množstvím oleje, aby olej snižoval pasivní odpory ložiska vzniklé suchým třením a zároveň aby nedošlo ke zvýšení celkového třecího momentu vlivem kapalinného (viskózního) tření. Mazání olejovou lázní, oběhové a kapací má nevýhodu v možnosti přemazání ložisek, což způsobuje nárůst viskózního tření. Mazání olejovou mlhou sice dávkuje menší množství oleje, ale i tak je olej přiváděn na místa ložiska mimo stykové plochy. V případě mazání olej-vzduch je však přiváděna požadovaná dávka přímo na stykové plochy ložiska, kde je olej potřeba. [4] [18] [31]

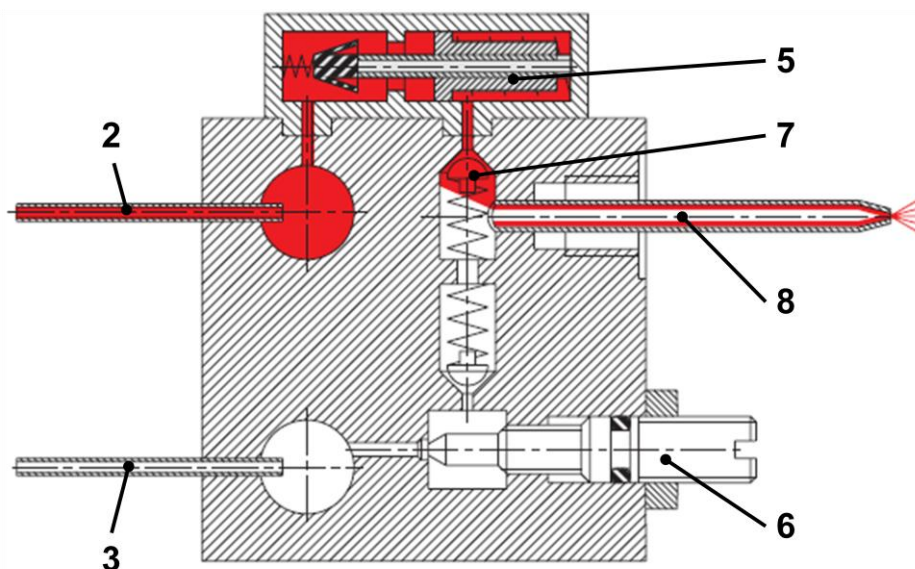


Obrázek 12: Závislost teploty a pasivních odporů ložiska na přiváděném množství oleje [36]

V případě mazání uložení při vysokých provozních otáčkách, jako jsou uložení vřeten obráběcích strojů, se v současné době používá právě mazání systémem olej-vzduch. Do ložiska je přiváděn proud vzduchu, do kterého je dávkováno přesně odměřené množství oleje. Olej je unášen po stěně kanálu ve směru proudu vzduchu, přičemž bývá přepravován většinou průhlednou plastovou hadicí, aby jeho tok mohl být sledován. K realizaci mazání směsí olej-vzduch slouží směšovací systém (viz obr. 13). Čerpadlo (1) dávkuje v pravidelných intervalech olej, který je pomocí olejového kanálu (2) přiváděn do směšovače (4) (směšovač je podrobněji zobrazen na obr. 14). Do směšovače vstupuje také proud vzduchu, přiváděný vzduchovým kanálem (3). Ve směšovači jsou dávky oleje přiváděny do směšovací komory (7) pomocí pístu s dávkovacím ventilem (5), na kterém lze nastavit velikost dávky oleje. Do směšovací komory vstupuje také vzduchovým ventilem (6) nastavený proud tlakového vzduchu, který dávku oleje dopravuje olejovo-vzduchovým kanálem (8) až k ústí mazací trysky. Z trysky pak olej vychází nepřetržitě v podobě drobných kapek, které jsou proudem vzduchu od ústí mazací trysky dopraveny k mazanému místu. Ústí trysek se umísťuje k vnitřnímu kroužku ložiska, přičemž proud nesmí mířit na klec ložiska. U ložisk s čerpacím efektem je potřeba proud přivádět ve směru čerpání. [4] [18] [31]



Obrázek 13: Schéma systému mazání olej-vzduch [18]

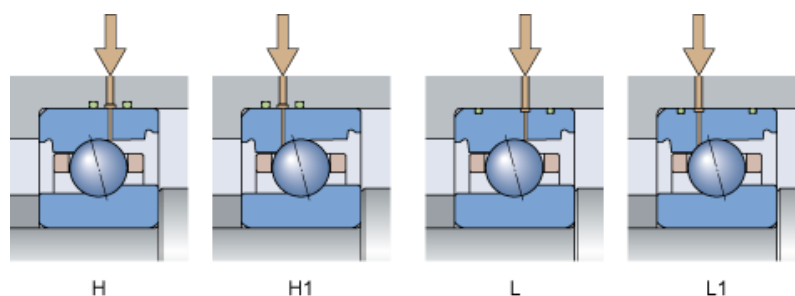


Obrázek 14: Schéma směšovače [18]

Pozice	Popis
1	ČERPADLO
2	OLEJOVÝ KANÁL
3	VZDUCHOVÝ KANÁL
4	SMĚŠOVAČ
5	PÍST S DÁVKOVACÍM VENTILEM
6	VZDUCHOVÝ VENTIL
7	SMĚŠOVACÍ KOMORA
8	OLEJOVO-VZDUCHOVÝ KANÁL

3.2: Pozice obrázku 13 a obrázku 14

V ložiskovém prostoru vzniká mírný přetlak (0,2 až 0,3MPa, s uvažováním tlakové ztráty v potrubí), který zabraňuje průniku nečistot do ložisek. Tlak proudu vzduchu zároveň umožňuje překonání vzduchového víru, vznikajícího ve valivých ložiskách. Dávkování oleje lze optimalizovat pro konkrétní podmínky úpravou intervalu dávkování oleje nebo objemu dávky (většinou změnou velikosti dávkovače). Průtok vzduchu lze upravovat pomocí regulačního šroubu. Pokud jsou ložiska montována v sadách, je potřeba zajistit, aby bylo každé ložisko mazáno pomocí vlastní mazací trysky. Možností řešení je použití rozpěrných kroužků se zabudovanými mazacími tryskami. Pro individuální uložení je vhodné provést zkoušku dávkování oleje. Citlivost na změnu množství oleje se liší podle způsobu provedení ložiska. Válečková ložiska jsou díky větším stykovým plochám na tuto změnu citlivější než ložiska kuličková. V případě ložisek pracujících ve velmi vysokých otáčkách se olej často přivádí skrz vnější kroužek přímo na stykové části kuliček a vnějšího kroužku, čímž se zabraňuje potřebě překonat vzduchové víry od rotujících ložisek a zcela se tím minimalizuje spotřeba maziva a také zlepšuje výkonnost ložiska. [4] [18] [31]



Obrázek 15: Ložiska s přívodem oleje přes vnější kroužek [31]

3.3 Pasivní odpory ložisek

Valivá ložiska mají oproti ložiskům kluzným kromě jiného výhodu v podobě nižšího tření, přesto v nich vzniká nezanedbatelný třecí moment. Vzájemný pohyb oběžných drah a valivých těles je komplexnější, než obyčejné valení (obzvláště v případě kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem) a lze jej rozdělit do několika oblastí. Hlavními složkami celkového třecího momentu ložisek jsou:

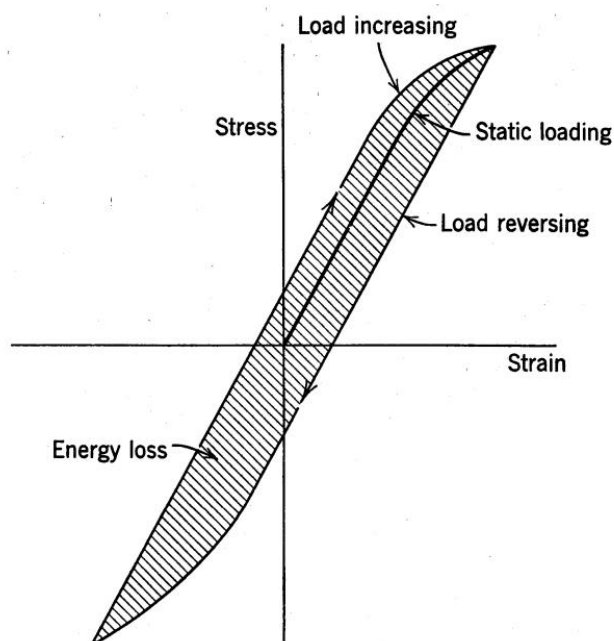
- moment tvořený valivým odporem, způsobeným odvalováním valivých těles a oběžných drah ložiska
- viskózní tření maziva
- kluzné tření ve stykových plochách valivých těles a oběžných drah
- další vlivy

3.3.1 Valivý odpor

Valivý odpor má na celkovém třecím momentu významný podíl, a to hlavně v případě vysokého zatížení ložiska, což se kromě vnějších sil týká také jeho předpětí. Valivé tření, respektive valivý odpor, je ovlivňován řadou činitelů, jako jsou vlastnosti materiálu, jakost povrchů, velikost normálového tlaku, velikost a směr tangenciálních sil, rychlost valení, tvar a vzájemná poloha povrchových ploch. [4] [5] [8]

Elastická hystereze

Při pohybu valivého tělesa po oběžné dráze, se materiál v přední části (ve směru valení) stykových ploch stlačuje, zatímco materiál v zadní části se odlehčuje. Dochází zde k elastické hysterezi, tedy rozdílu změny deformace ve stejném místě při zatěžování a odlehčování. Tím je způsobena ztráta energie. Tlak působící na těleso v části, která přiléhá, je pak vyšší, než tlak v odléhající části. Hystereze je dána rychlostí valení (tedy otáčkami ložiska a velikostí kuliček) a zakřivením stykových ploch. Pokud se poloměr drážky zmenšuje a blíží se poloměru kuličky, stoupá únosnost ložiska, ale zároveň i energetické ztráty. Ty jsou reprezentovány plochou mezi křivkami závislosti deformace na napětí při zatěžování a odlehčování (viz obr. 16). [5] [8]



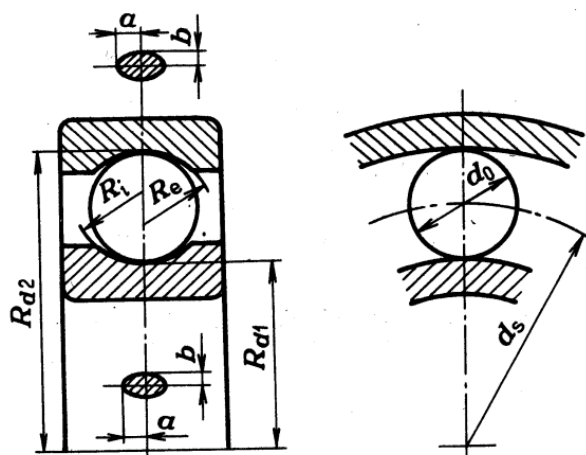
Obrázek 16: Elastická hystereze [5]

Plastická deformace

Kromě elastické deformace může ve stykových plochách ložiska vznikat v malé hloubce od stykových ploch i plastická deformace. Dochází tak k opotřebování ložiska a ztrátě energie. Energie, ztracená plastickou deformací, působí jako valivý odpor. Oproti elastické deformaci je však podíl plastické deformace zpravidla malý. [8]

3.3.2 Smykové tření

Při valení valivých těles po oběžných drahách dochází k deformaci a vzniku stykové deformační plochy. Pokud na stýkající se tělesa působí nulové zatížení, lze rozlišovat dva druhy styku dvou povrchů, a to bodový styk a čárový styk. Jelikož je rádius oběžné dráhy ložiska větší, než rádius kuličky ložiska, dochází v kuličkových ložiskách k bodovému styku valivých elementů a ložiskových kroužků. Při působení síly na stykové plochy pak dojde k deformaci a bodový styk se rozšíří na elipsovitou plochu, zakřivenou ve všech směrech (viz obr. 17). Ve stykové ploše dochází ke smyku, způsobeným relativním pohybem stýkajících se těles, která se vzájemně deformují. Tento pohyb je výsledkem vektorů mnoha pohybů při provozu ložiska, které neodpovídají ideálnímu valení. [5]

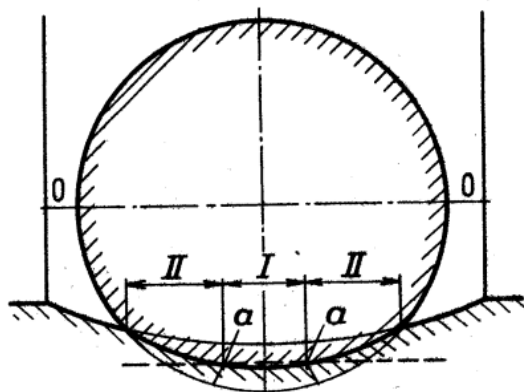


Obrázek 17: Poloměry zakřivení oběžné dráhy a valivého tělesa ložiska a průmět stykových ploch [4]

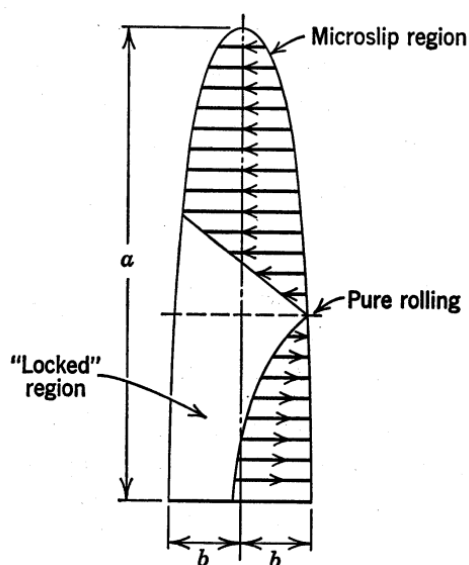
Micro-slip efekt

Takzvaný micro-slip efekt objevil v roce 1921 Heathcode. V případě valení kuličky po oběžné dráze ložiska dochází k dokonalému valení pouze ve dvou čarách, které se nazývají nulové čáry (viz obr. 18). Při působení zatížení vzniká společná styková plocha kuličky a oběžné dráhy. Jednotlivé body této plochy mají od osy valení kuličky,

kteřá se nachází v rovině obou nulových čar a je k nim kolmá, různou vzdálenost. Jelikož mají tyto body různou vzdálenost, mají i různé obvodové rychlosti. Důsledkem toho dochází v oblastech mimo nulové čáry ke smykovému tření, neboli prokluzu (viz obr. 19). Tento jev je označován jako micro-slip efekt. [5] [8]



Obrázek 18: Nulové čáry valení kuličky po oběžné dráze [4]

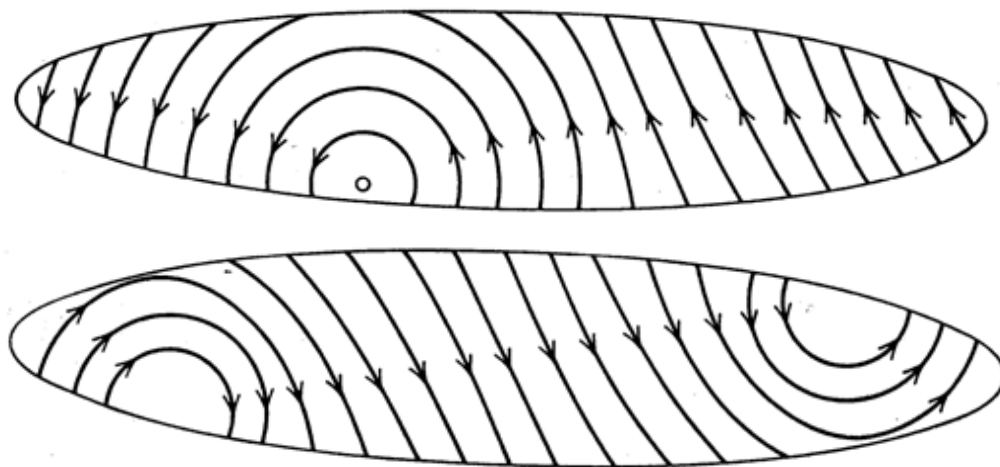


Obrázek 19: Smykové čáry v kontaktní ploše vlivem micro-slip efektu (vzhledem k nulovým čarám) [5]

Spin

Výrazný vliv na celkové pasivní odpory v případě vysokých otáček má také takzvaný spin. Jedná se o relativní rotační pohyb valivého tělesa vůči oběžné dráze, který má vektor kolmý k ose rotace valení. Důvodem tohoto pohybu jsou stykové úhly (různé od nuly), mezi valivými tělesy a kroužky ložiska. Tyto stykové úhly se navíc liší na vnitřním a vnějším kroužku ložiska vlivem odstředivých sil, což způsobuje rozdíl velikostí

kontaktních sil a tedy i složky krouticího momentu působící ve směru vektoru kolmého k ose rotace. Tento relativní pohyb probíhá při valení na vnitřním i vnějším kroužku ložiska, u dostatečně zatížených ložisek lze však předpokládat, že valivé těleso po jedné dráze koná valivý pohyb i spin a po druhé pouze valivý pohyb. Výsledkem je smykové tření v kontaktních plochách na obou kroužcích, přičemž k valení dochází v ploše pouze ve dvou bodech, které leží na nulových čarách. V závislosti na otáčkách ložiska (rychlosti valení) a zátěži ložiska pak závisí pozice těchto bodů na stykové ploše (nebo i mimo ní) a velikost smykového tření. [5] [8]



Obrázek 20: Smykové čáry ve stykových plochách kuliček a oběžných drah u kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem pro nízké zatížení a vysoké rychlosti (nahore) a nízké rychlosti a vysoká zatížení (dole) [5]

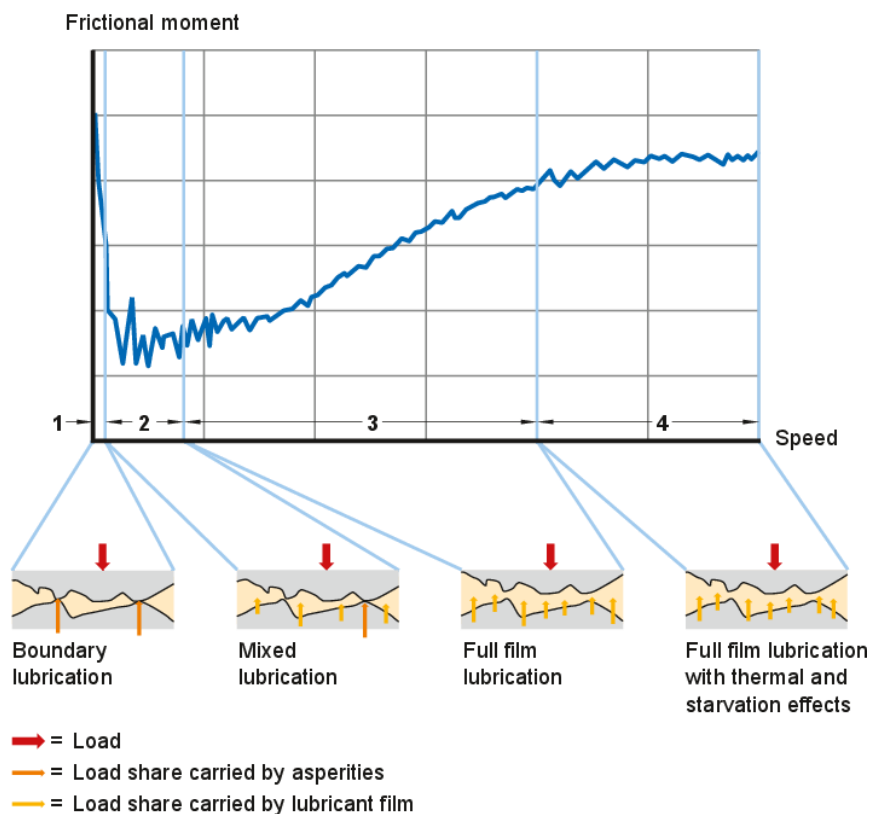
Adhezivní spoje

Ve stykových plochách vznikají také adhezivní spoje, přičemž dochází k vytržení materiálu ve směru obvodové rychlosti valivých elementů. Trvání těchto spojů je krátké a nedochází zde k růstu oblasti adhezivního spoje. Tyto síly jsou tedy malé a obvykle přispívají k celkovému třecímu momentu ložisek jen nepatrně. [8]

3.3.3 Viskózní tření

K celkovému třecímu momentu výrazně přispívá také viskózní tření maziva, které se výrazně projevuje hlavně v aplikacích s nižším silovým zatížením a vyššími otáčkami. Během provozu se v kontaktu valivých těles a oběžných drah tvoří elastohydrodynamický film. Ačkoliv film rozděluje povrchy, které jsou vůči sobě v relativním pohybu, zároveň může u valivých elementů způsobit zrychlování, zpomalování, skluz, atd. Než je docíleno dostatečné hodnoty otáček pro vytvoření

elastohydrodynamického filmu, je potřeba překonat rozběhový moment. Po vytvoření filmu viskózní tření stoupá s otáčkami, množstvím dávkovaného maziva a viskozitou. Právě složka viskózního tření je hlavní motivací nalezení optimálního množství maziva a zabránění tím přemazání. [5] [8] [33]



Obrázek 21: Vliv otáček na třecí moment ložiska [33]

3.3.4 Další vlivy

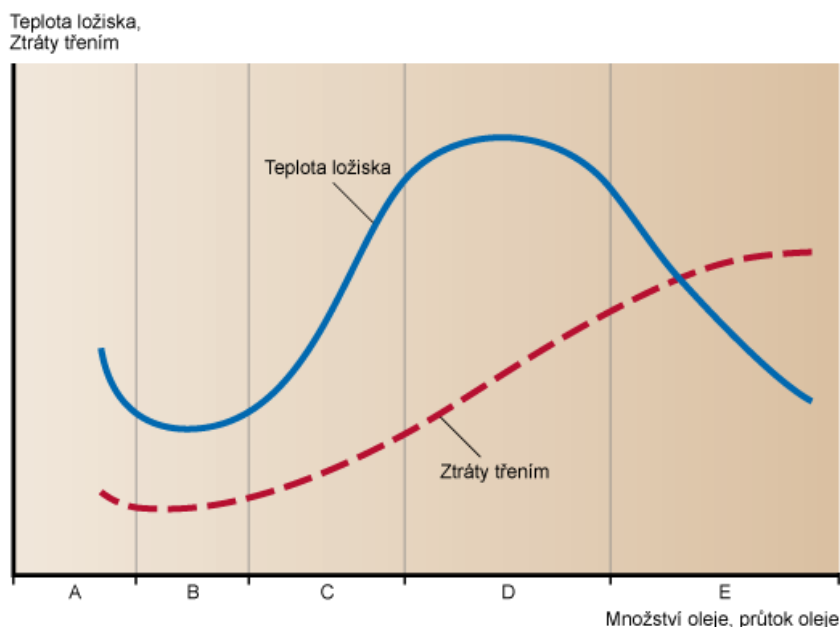
Kromě těchto sil, vzniklých výše popsanými vlivy, působí také síly, vzniklé kluznými pohyby mezi valivými tělesy a vodícími plochami klece, přičemž vzniklé síly jsou závislé na materiálu klece, její hmotnosti, vyvážení atd. Na kluzné tření mají vliv také setrvačné síly od zrychlení nebo tření případného těsnění. [4] [5] [8] [33]

3.3.5 Shrnutí

Výsledný třecí moment je tedy závislý na mazání a zatížení ložiska. V případě méně zatížených ložisek je pak třecí moment závislý hlavně na viskozitě maziva, množství maziva a otáčkách. U více zatížených ložisek jsou ztráty způsobeny především valivým odporem, viskozita maziva zde není určujícím prvkem třecích odporů z důvodu velkých stykových ploch valivých těles a oběžných drah.

3.4 Teplotní vlivy

Práce potřebná k překonání pasivních odporů ložiska se převážně mění v teplo, což způsobuje zvýšení teploty ložiska. Zdroji tepla jsou v tomto případě všechny stykové plochy, které však nejsou statické. Při běžných provozních podmínkách (střední zatížení a otáčky) bývá teplota ložisek v rozsahu přibližně 40°C, při vyšších otáčkách a provozním zatížení však dochází ke zvýšení teploty ložisek. Tu je možno spočítat na základě třecího momentu zatíženého ložiska, při dostatečném odhadu chladicích poměrů uložení. Kromě měřené provozní teploty je důležitý také teplotní spád mezi ložiskovými kroužky. Při běžných provozních podmínkách bývá vnitřní kroužek asi o 10°C teplejší než vnější, hlavně z důvodu lepšího odvodu tepla u vnějšího kroužku. Tyto teplotní rozdíly a tím způsobené teplotní deformace pak mají vliv na předpětí ložisek, čímž je dále ovlivňován třecí moment, a tedy i teplo vzniklé v ložisku. Pasivní odpory, způsobené suchým a viskózním třením, zvyšují růst teploty, spotřebu energie systému a snižují životnost maziva. Teplo je pak odváděno hřídelem a okolními součástmi, ale také mazivem a proudem vzduchu. Z důvodu geometrické složitosti je vyšetření teplotních vlivů v ložisku složitou úlohou, teplota ložisek však má vysoký vliv na správnou funkci a případnou havárii ložiska. [4] [8] [34]



Obrázek 22: Závislost teploty a třecích ztrát na množství přiváděného oleje [32]

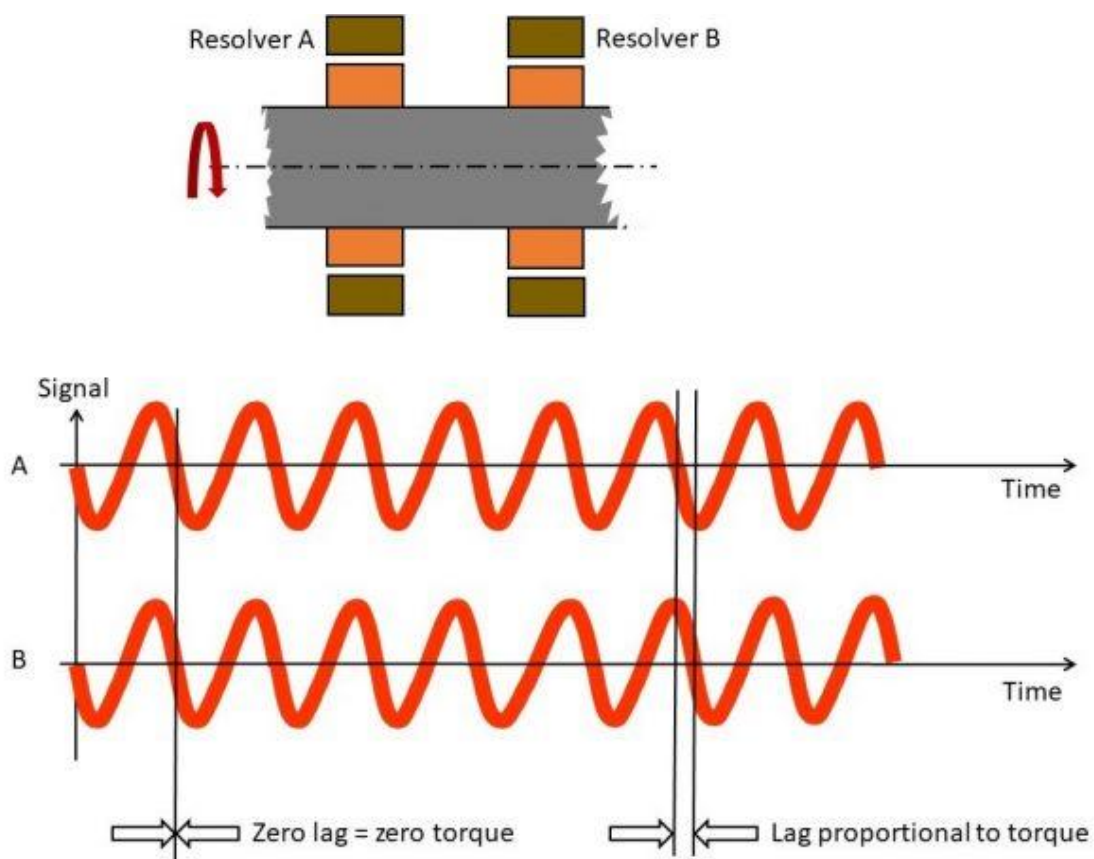
3.5 Měření třecího momentu

Výběr vhodného způsobu měření krouticího momentu se odvíjí od složitosti konstrukčního přizpůsobení k instalaci měřicího zařízení, přesnosti měření, zda je měřena požadovaná hodnota a jednoduchosti obsluhy a instalace. Možnými způsoby měření celkového třecího momentu ložisek jsou:

- Měření deformace součásti s definovanou tuhostí
- Měření odebíraného proudu
- Měření snímačem síly/momentu

3.5.1 Měření deformace součásti s definovanou tuhostí

Tento způsob měření využívá změny deformace a napětí při působení krouticího momentu. K hřídeli je montována součást s definovanou tuhostí. Následně je měřena úhlová deformace této součásti při ustálené rychlosti. Deformace je pak pomocí konstantních hodnot převzatých z vlastností materiálu přepočítávána na krouticí moment, který je požadovaným třecím momentem ložisek. Měření úhlové deformace hřídele a následný přepočet na krouticí moment se používá většinou v případě stacionárního hřídele (například při měření krouticího momentu motoru). Měření na základě tohoto principu lze však použít také v případě rotujícího hřídele. V tom případě je potřeba měřit úhlovou deformaci ve dvou místech ve známé vzdálenosti od sebe a krouticí moment vypočítat z rozdílu naměřených deformací v těchto místech. Toto měření lze realizovat pomocí tenzometrů umístěných v kritických místech a následným měřením deformace, je zde však komplikace v podobě rotujícího hřídele a potřeba instalace např. rotačních sběračů. V těchto podmínkách je také větší pravděpodobnost odlepení tenzometrů při provozu. Výhodnější se jeví použití úhlových senzorů a následný odečet rozdílu jejich signálů při měření (viz obr. 23). Tato metoda má výhody v podobě malých zástavbových rozměrů. Zároveň může měřit kromě statického momentu i moment dynamický. Krouticí moment se však neprojeví pouze deformací této součásti, ale i ostatních součástí, čímž je ovlivněna přesnost tohoto způsobu měření. [8] [21]



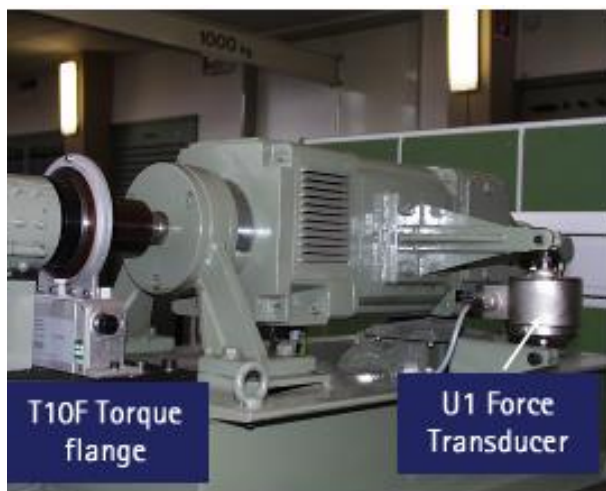
Obrázek 23: Měření rozdílu signálů dvou úhlových snímačů [21]

3.5.2 Měření odebíraného proudu

Další možností, jak měřit krouticí moment, je měřit proud odebíraný motorem na frekvenčním měniči. Krouticí moment je pak získán nepřímo z odebíraného proudu a momentové konstanty K_M . Výhodou tohoto způsobu měření je jednoduchost použití. Není potřeba instalace žádné měřicí techniky. Na druhou stranu je motorová konstanta a tedy i odběr proudu ovlivněn mnoha faktory, jako je rychlost, přiváděné napětí, stav ložisek motoru, teplota motoru atd. Jedná se tedy o velmi nepřesný způsob získání krouticího momentu. [8] [21]

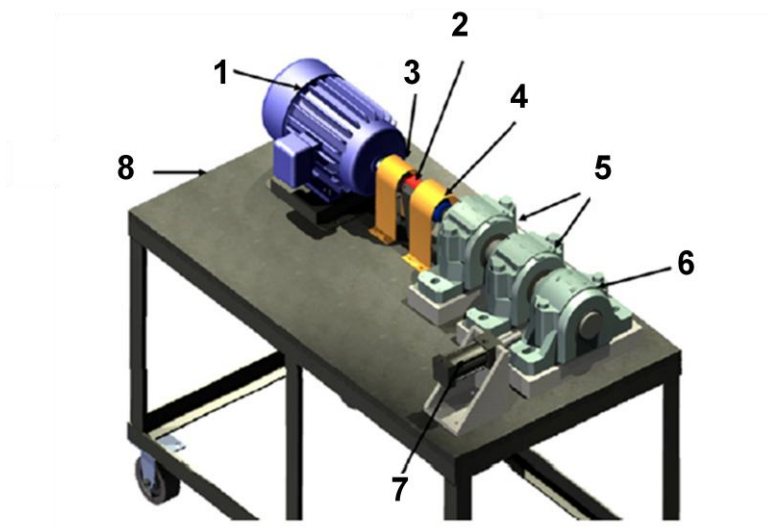
3.5.3 Měření snímačem síly/momentu

Přímé měření snímačem momentu nebo síly má mnoho výhod. Jsou to jednoduchá konstrukce, snadná instalace a přesnost měření. V případě tohoto způsobu měření je jeden z kroužků ložiska poháněn a druhý kroužek je upevněn k rámu přes snímač momentu nebo snímač síly na rameni, čímž se zabrání jeho rotaci a na snímač je vyvíjena zátěž vyvolaná pasivními odpory ložiska. [8]



Obrázek 24: Zařízení vybavené snímačem momentu a snímačem síly na rameni [20]

Jedním z příkladů zařízení, které měří krouticí moment pomocí tenzometrického snímače momentu, je uvedeno na obr. 25. Jedná se o jednoduché zařízení, které slouží k testování teplotního chování ložisek v závislosti na rychlosti, zatížení a způsobu mazání ložiska. Toto zařízení je poháněno synchronním motorem s frekvenčním měničem umožňující testování do otáček 5600min^{-1} (1), přičemž na testované ložisko (resp. na domek, ve kterém je uložen vnější kroužek ložiska) (6) je vyvíjena zátěžná síla pomocí pneumatického válce (7). Způsob mazání je pak možno měnit v závislosti na testovaném ložisku. Ložisko, které bylo testováno, je mazáno olejovou lázní. Výsledný provoz je monitorován pomocí zmíněného snímače momentu (2), schopného měřit až 15Nm , který je umístěn pomocí dvou spojek mezi hřídel motoru (3) a hřídel uloženou v ložiskách (4). Spojka blíže k ložisku (4) je dimenzovaná na maximální moment k zabránění zničení snímače. Hřídel je uložena na dvou naklápěcích ložiskách (s nízkými pasivními odpory) (5) a na hřídeli je montováno testované ložisko (6). Na površích ložiskových těles, ve kterých je uloženo testované ložisko a podpurná ložiska, jsou umístěny termočlánky. Další dva termočlánky jsou umístěny na vnějších kroužcích podpurných ložisek. Poslední termočlánek je umístěn v olejové lázni testovaného ložiska. Kromě momentu a teploty jsou na zařízení měřeny i vibrace a akustické signály. [11]

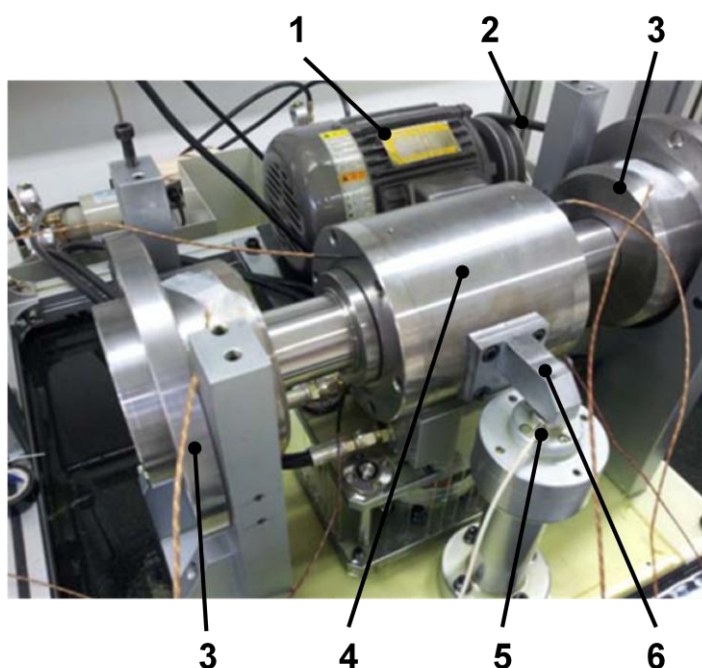


Obrázek 25: Testovací zařízení pro měření pasivních odporů ložiska pomocí snímače momentu [11]

Pozice	Popis
1	MOTOR
2	SNÍMAČ MOMENTU
3	SPOJKA
4	SPOJKA S OMEZENÍM KROUTICÍHO MOMENTU
5	PODPŮRNÁ LOŽISKA
6	TESTOVANÉ LOŽISKO
7	PNEUMATICKÝ VÁLEC
8	STŮL

3.3: Pozice obrázku 25

Příklad zařízení, měřícího pasivní odpory pomocí snímače síly je na obr. 26. Hřídel zařízení je zde uložena ve dvou podpůrných ložiskách (3) a poháněna elektromotorem (1) přes řemenový převod (2). Na hřídeli je pak uložen tubus (4) pomocí testovaných ložisek a na tubusu montováno rameno (6), které při provozu působí na snímač síly (5), montovaný na rámu. [12]



Obrázek 26: Testovací zařízení vybavené snímačem síly a ramenem na statoru [12]

Pozice	Popis
1	MOTOR
2	ŘEMEN
3	LOŽISKOVÉ TĚLESO
4	TUBUS
5	SNÍMAČ SÍLY
6	RAMENO

3.4: Pozice obrázku 26

Jako vhodné řešení se jeví použití snímače momentu, jelikož je měřena přímo požadovaná veličina. Ze zkušeností s předchozími testovacími zařízeními však vyplynuly nevýhody, kterými zařízení vybavené momentovým snímačem oplývá. Jedním z nich je vysoká cena oproti snímačům síly. Kvůli malé tuhosti snímače a oproti tomu vysoké hmotnosti hmoty, která je na něj montovaná, jsou vlastní frekvence systému příliš nízké a zařízení je pak náchylné k rezonanci. V případě použití snímače síly je pak síla snadno převedena na krouticí moment pomocí konstantní hodnoty ramene. Konstrukce se výrazně zjednoduší, dojde ke snížení vibrací a zpřístupní se možnost předepnutí konstrukce k zabránění zničení snímače v případě velkých špičkových zatížení způsobených například nárazem, k čemuž konstrukce s momentovým snímačem mnoho příležitostí neposkytuje.

3.6 Měření teploty ložisek vzniklé třením

Teplu generované třením lze získat výpočtem z krouticího momentu, samotnou teplotu ložisek je však složité stanovit, z důvodu ovlivnění ložisek navzájem, teplotní závislosti okrajových podmínek atd. Teplota ložisek je potřebná k výpočtu viskozity maziva, která ovlivňuje výsledný pasivní odpor ložiska. Měření teploty ložisek je proto vhodné k usnadnění výpočtu. Teplota je jednou z veličin, která se nedá měřit přímo, měření teploty je tedy vždy nepřímé měření. Senzory teploty (teploměry) lze dělit dle fyzikálního principu měření na: odporové, termoelektrické, polovodičové, dilatační, optické, radiační, chemické, šumové, akustické, magnetické atd. Dle transformace signálu se pak snímače dělí na aktivní, které se působením teploty chovají jako zdroj energie (mezi ně patří například termoelektrické články), a pasivní, které k transformaci teploty na jinou fyzikální veličinu potřebují elektrické napájení. Teplotu, vznikající v ložiskách důsledkem tření lze měřit dotykově nebo bezdotykově, podle toho, zda snímač přichází do kontaktu s místem, kde je měřena teplota. [9]

Vhodnými senzory pro měření teploty ložisek jsou:

- Kovové odporové senzory
- Polovodičové odporové senzory
- Termoelektrické články
- Senzory pro bezdotykové měření teploty

3.6.1 Kovové odporové senzory teploty

Tyto senzory fungují na principu teplotní závislosti odporu kovů. Používanými kovovými materiály snímačů jsou platina, nikl a měď, přičemž pro měření teploty je využíváno hlavně platinových snímačů. Platinové odporové snímače mají běžně teplotní rozsahy od -200°C do 650°C nebo 850°C (podle třídy přesnosti), ale vyrábějí se i snímače s rozsahy do 1100°C . Závislost odporu na teplotě je sice nelineární, ale pro rozsah měření od 0°C do 100°C lze tuto nelinearitu zanedbat. Měřicím obvodem pro vyhodnocení odporových snímačů teploty bývá běžně Wheatonův můstek. [9]



Obrázek 27: Odporový snímač teploty Pt100 [43]

3.6.2 Polovodičové odporové senzory teploty

Stejně jako kovové odporové senzory teploty využívají polovodičové senzory teplotní závislosti odporu. Přičemž u polovodičových senzorů je dominantní závislostí koncentrace nosičů náboje na teplotě. Polovodičové odporové senzory lze rozdělit na monokrystalické odporové senzory a termistory. Termistory (thermally sensitive resistor) jsou teplotně závislé odpory. Jejich výhodami jsou velká teplotní citlivost, malé rozměry, jednoduchý převod odporu na elektrické napětí nebo proud a možnost přímého měření odporu termistoru na větší vzdálenost. Nevýhodou pak nelineární charakteristika, kterou lze však dostatečně linearizovat (např. zapojením paralelního nebo sériového odporu). Polovodičové monokrystalické senzory teploty se vyrábějí z křemíku, germania, india a jejich slitin. Právě Si senzor je v průmyslové praxi nejběžnější a vyrábí se sériově. [9]



Obrázek 28: Termistor NTC [44]

3.6.3 Termoelektrické články

Termoelektrické články neboli termočlánky patří mezi nejlevnější snímače teploty, ovšem mají nevýhodu v podobě složité instalace a měření. Termočlánky jsou založeny na Seebeckově jevu, tedy na jevu převodu tepelné energie na elektrickou. Seebeckův

jev se projevuje tím, že v teplejší části vodiče mají nositelé náboje větší energii, proto difundují ve větším množství do chladnějších míst než nositelé z chladnějších míst do teplejších. Tím vzniká jednostranná převaha nábojů kladných nebo záporných. Termočlánek je vždy složen ze dvou vodičů (polovodičů). V uzavřeném obvodu realizovaném ze dvou materiálově různých vodičů nebo polovodičů protéká elektrický proud tehdy, mají-li oba spoje rozdílnou teplotu. Po rozpojení obvodu bude na vzniklých svorkách elektrické napětí dané Seebeckovými koeficienty, v praxi nazývanými termoelektrickými koeficienty (označovanými α). Hodnoty těchto koeficientů často vychází z měření kovu vůči olovu nebo platině. Nejistoty měření se pak liší dle typů termočláneků, přičemž záleží na teplotním rozsahu, který je pro daný typ využíván. V praxi se jeden konec termočláneku, tzv. studený konec, umístí do prostředí o známé (kalibrační) teplotě. [8] [9]

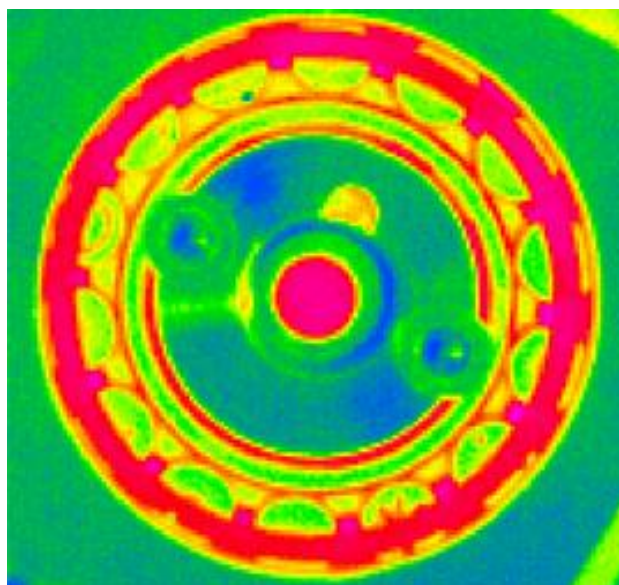


Obrázek 29: Termočlánek HB21 firmy Maxi-Tronic k měření vnějšího kroužku ložiska [45]

3.6.4 Bezdotykové měření teploty

Pro měření teploty přímo olejového filmu (a případně i okolí) lze použít metodu bezdotykovým měřením teploty. Jde o měření povrchové teploty těles na základě vysílaného elektromagnetického záření tělesem, které je přijímané senzorem.

Konkrétně elektromagnetického záření vlnové délky 2 μm až 25 μm , které se označuje jako tepelné záření. Tento způsob měření je výhodný například pro měření teploty rotujících nebo pohybujících se součástí nebo měření z bezpečné vzdálenosti. Ovšem při bezdotykovém měření vznikají vysoké nejistoty, způsobené neznalostí správné hodnoty emisivity povrchu tělesa a prostupnosti prostředí mezi čidlem a objektem a nejistoty způsobené nepřesnou korekcí parazitního odráženého záření z okolního prostředí na měřený objekt. Senzory tepelného záření se dělí na tepelné a kvantové. U tepelných detektorů dochází při absorpci fotonů k oteplení citlivé části detektoru a pohlcená energie je vyhodnocována nepřímo prostřednictvím snímačů teploty. Kvantové jevy pak pracují na základě fyzikálního jevu, u kterého při interakci dopadajících fotonů dochází ke generaci párů elektron-díra. Ačkoliv má tato metoda měření zřejmé výhody hlavně z důvodu měření přímo požadované teploty olejového filmu, právě přístup do prostoru ložiska způsobuje přílišnou složitost konstrukce, hlavně kvůli případnému těsnění přívodů měřicí techniky na místa měření. Kromě toho je měření méně přesné a snímané hodnoty jsou ovlivněny olejovou mlhou. [8] [9]



Obrázek 30: Ložisko snímané termovizní kamerou [46]

4 Varianty řešení

Na základě získaných informací bylo navrženo několik variant řešení konstrukce testovacího zařízení, které splňují následující požadavky.

4.1 Požadavky na testovací zařízení

1) Měření třecího momentu

Je potřeba zajistit, aby testovací zařízení bylo schopné měřit třecí moment testovaných ložisek, a to co nejpřesněji.

2) Dávkování mazací směsi olej-vzduch

Podmínky dávkování mazací směsi olej-vzduch testovaného uložení musí splňovat požadavky na něj kladené. To se týká dávkovačů, dávkovacího agregátu, ale také velikosti a umístění přívodních trysek.

3) Měření teploty ložisek

K získání hodnoty viskozity a usnadnění výpočtů je vhodné měřit teplotu testovaných ložisek.

4) Provozní otáčky testovaného uložení

Testovací zařízení musí být schopno dlouhodobého provozu v požadovaných otáčkách, tedy $n = 6000 \text{min}^{-1}$.

5) Předepnutí testovaných ložisek

Z důvodu silného vlivu předepnutí ložisek na třecí moment a změn předepnutí vlivem teplotní deformace je potřeba, aby konstrukční podmínky ovlivňující pevné předepnutí simulovaly podmínky původního uložení.

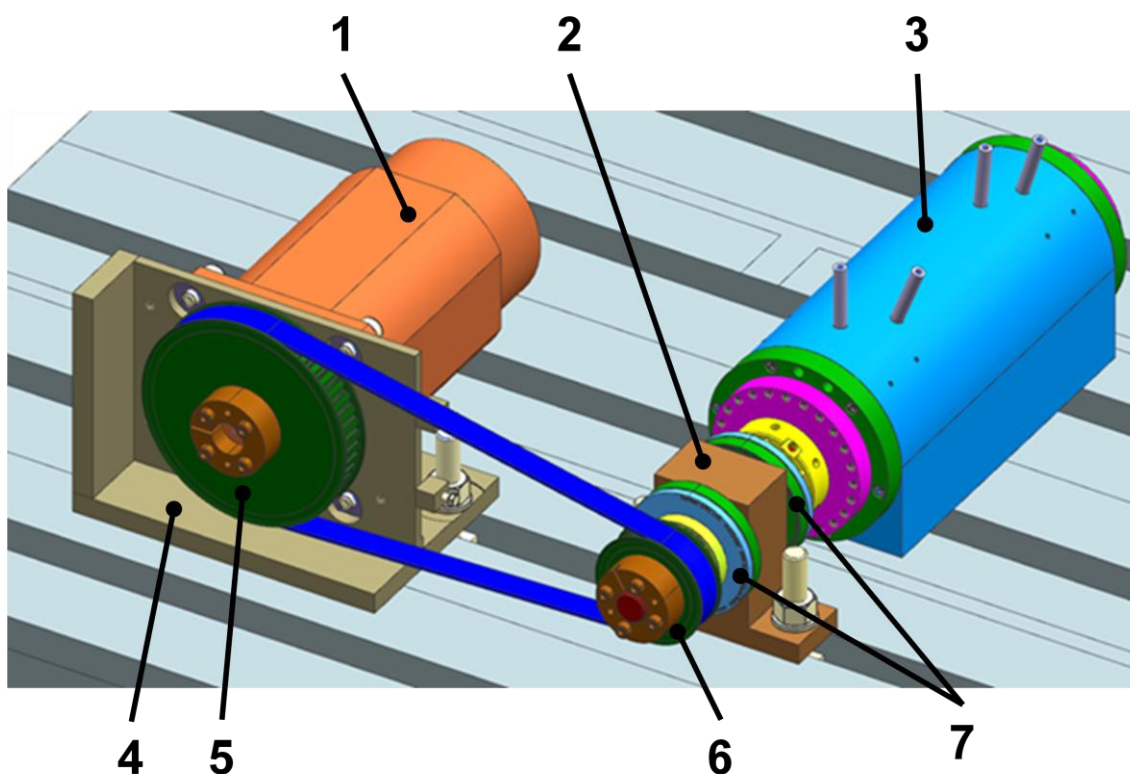
6) Jednoduchost konstrukce

Velmi důležitým požadavkem na testovací zařízení je jednoduchost konstrukce.

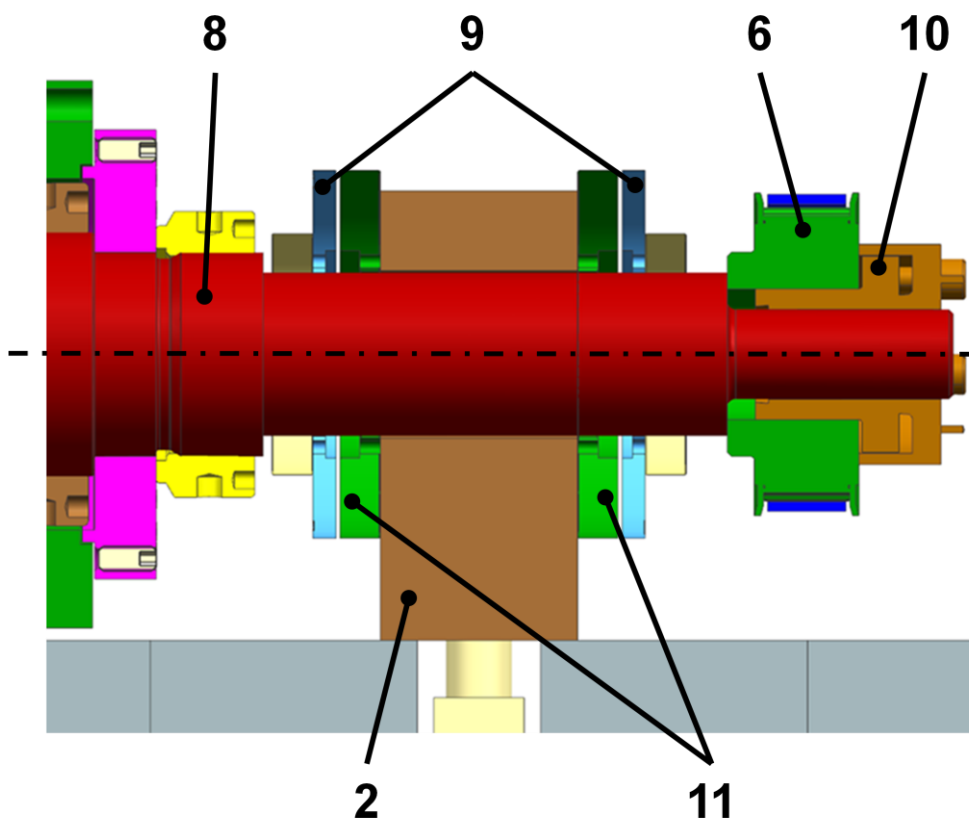
4.2 Varianta č.1: Měření deformace hřídele pomocí indukčních enkodérů

První možnou variantou je použití indukčních enkodérů (7) k měření deformace hřídele vyvolané pasivními odpory testovaných ložisek. K tomuto účelu je vhodné použití indukčních enkodérů firmy Zettlex. Enkodéry mají tvar prstenců a jsou tvořeny dvěma součástmi: rotorem a statorem. Měřicí zařízení je vybaveno dvěma rotory (9), montovanými v určité vzdálenosti na hřídeli a dvěma statory (11), umístěnými konzole (2), která je upevněna k rámu. V provozu na hřídel působí krouticí moment vyvolaný

pasivními odpory testovaných ložisek a dochází k její deformaci. Úhlový rozdíl hodnot snímaných enkodéry, je roven úhlové deformaci hřídele (8) na vzdálenosti mezi enkodéry. Z této deformace se následně určí krouticí moment působící na hřídel. Díky tištěným obvodům jsou enkodéry poměrně subtilní a mají malou hmotnost. Navíc jsou jednoduše použitelné, přesné, mají nízký koeficient teplotní roztažnosti a na rozdíl od tenzometrických snímačů jsou odolné vůči poškození špičkovým momentem a celkově umožňují konstrukci robustnějšího zařízení. Umožňují také jednoduchou montáž testovacího zařízení. Je však nutno znát vlastnosti hřídele, na kterém je měřena deformace. Případně je zde možnost instalace součásti s nižší tuhostí mezi enkodéry (a nahrazení hřídele jako součásti, na které se měří deformace). Zařízení je pak náchylnější na špičkové momenty, ale ne s následkem zničení měřicí techniky. [21]



Obrázek 31: Varianta č. 1



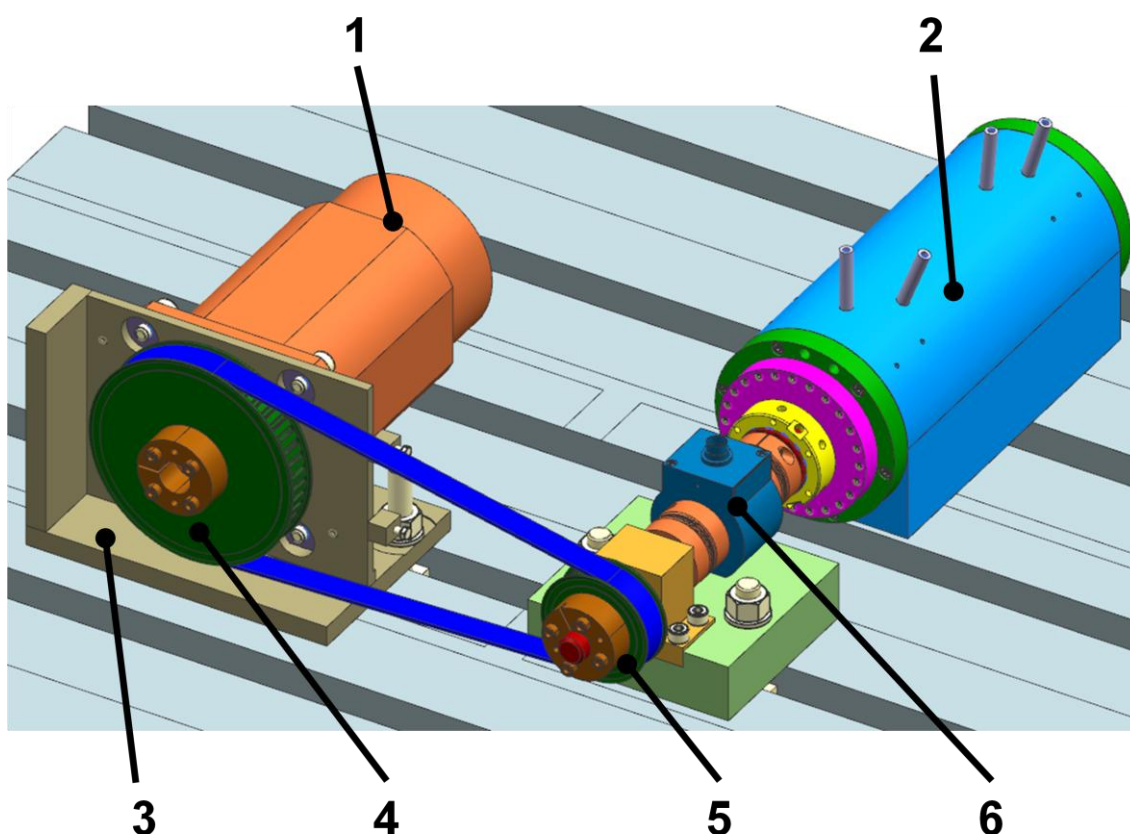
Obrázek 32: Varianta č. 1 (řez)

Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR
2	KONZOLA ÚHLOVÝCH SNÍMAČŮ
3	STACIONÁRNÍ TĚLESO
4	KONZOLA
5	HNACÍ ŘEMENICE
6	HNANÁ ŘEMENICE
7	ÚHLOVÉ SNÍMAČE
8	HŘÍDEL
9	ROTORY ÚHLOVÝCH SNÍMAČŮ
10	SVĚRNÉ POUZDRO
11	STATORY ÚHLOVÝCH SNÍMAČŮ

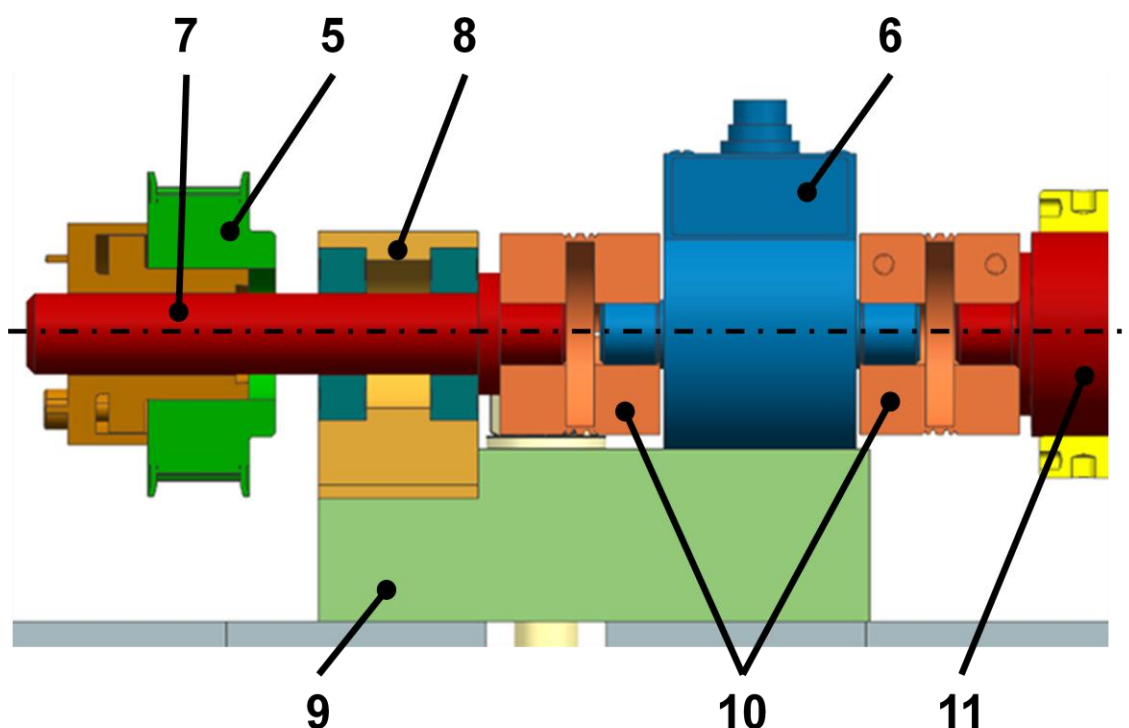
4.1: Pozice obrázku 31 a obrázku 32

4.3 Varianta č.2: Tenzometrický snímač na rotoru (hřídeli)

Další možnou variantou je použití tenzometrického snímače momentu. Snímač je pomocí dvou spojek (10) upevněn na rotor zařízení. Rotor je poháněn elektromotorem (1) a uložen ve statoru pomocí testovaných ložisek. Přes snímač (6) je pak veden výkon motoru a působí na něj zátěž způsobená reakčním momentem testovaného uložení, tedy pasivními odpory ložisek. Jedná se o vcelku přímočaré řešení. Snímač zde měří přímo celkový třecí moment testovaného uložení. Zařízení se také vyznačuje vcelku jednoduchou konstrukcí. Na druhou stranu může při provozu docházet ke kmitání vlivem malé tuhosti snímače. Snímač je také náchylný ke zničení v případě neočekávaných špičkových zatížení. A to momentových i silových v radiálním nebo axiálním směru.



Obrázek 33: Varianta č.2



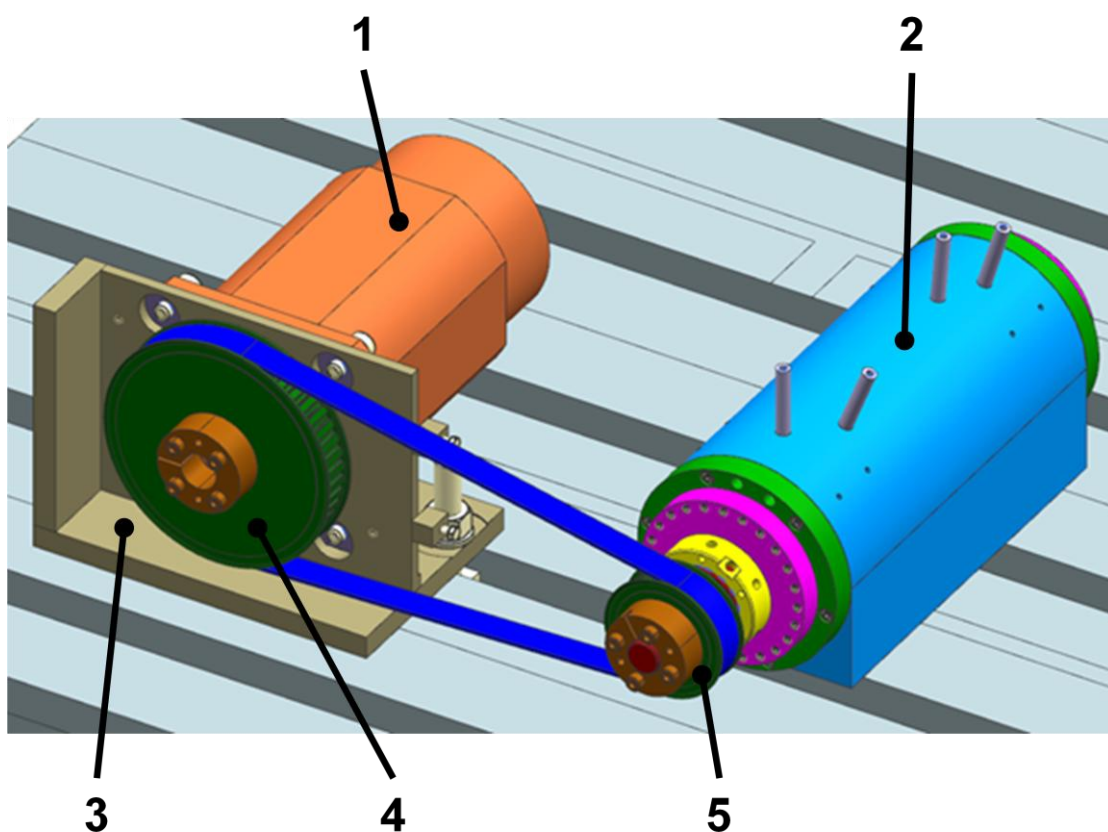
Obrázek 34: Varianta č.2 (řez)

Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR
2	STACIONÁRNÍ TĚLESO
3	KONZOLA
4	HNACÍ ŘEMENICE
5	HNANÁ ŘEMENICE
6	SNÍMAČ MOMENTU
7	PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL
8	LOŽISKOVÉ TĚLESO
9	KONZOLA SNÍMAČE
10	SPOJKY
11	HŘÍDEL

4.2: Pozice obrázku 33 a obrázku 34

4.4 Varianta č.3: Měření odběru proudu na motoru

Třetí varianta využívá závislosti krouticího momentu motoru na odebíraném proudu. Jedná se o variantu s nejjednodušší konstrukcí. Poháněný hřídel je opět uložen ve statoru (2) pomocí testovaných ložisek a údaj o pasivních odporech se získá měřením odběru proudu na motoru (1). Takto získané hodnoty celkového třecího momentu jsou však velice nepřesné, hlavně z důvodu neznámé přesnosti hodnoty momentové konstanty K_M motoru a její časové nestálosti během provozu.



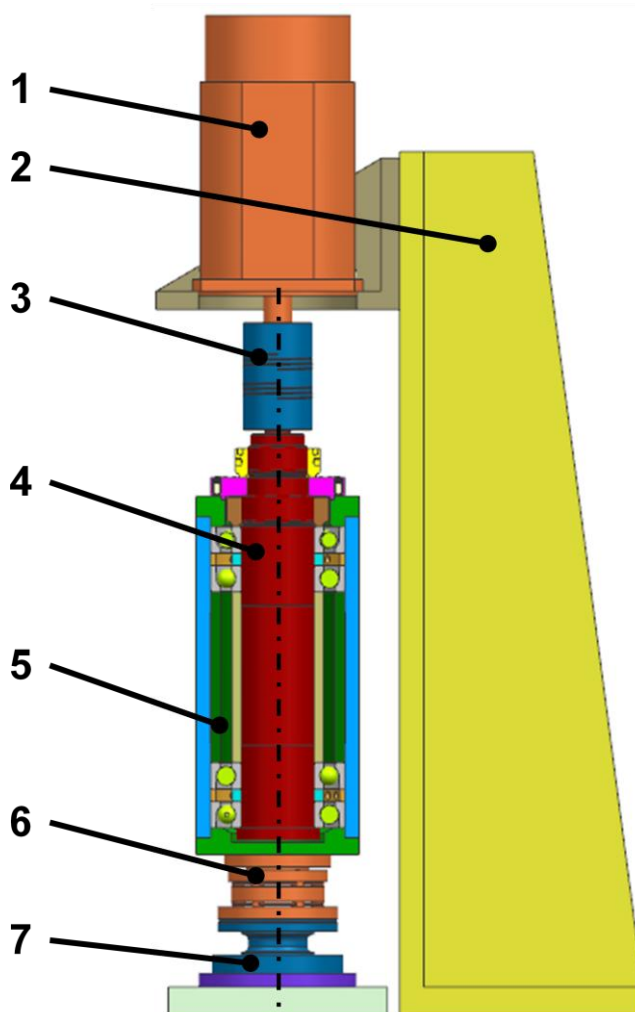
Obrázek 35: Varianta č.3

Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR
2	STACIONÁRNÍ TĚLESO
3	KONZOLA
4	HNACÍ ŘEMENICE
5	HNANÁ ŘEMENICE

4.3: Pozice obrázku 35

4.5 Varianta č.4: Snímač momentu montovaný na statoru

V konstrukci další varianty je snímač momentu (7) montován na statoru (5). Z důvodu obtížné realizace radiálního uložení statoru při zajištění jeho volného otáčení v případě horizontální osy byla varianta navržena pro konstrukci s vertikální osou otáčení. Ačkoliv je opět měřen přímo požadovaný moment vyvolaný pasivními odpory ložisek, tato varianta má nevýhody v podobě velkých zástavbových rozměrů a možnosti vyšší zátěže působící v axiálním směru na snímač momentu.



Obrázek 36: Varianta č.4

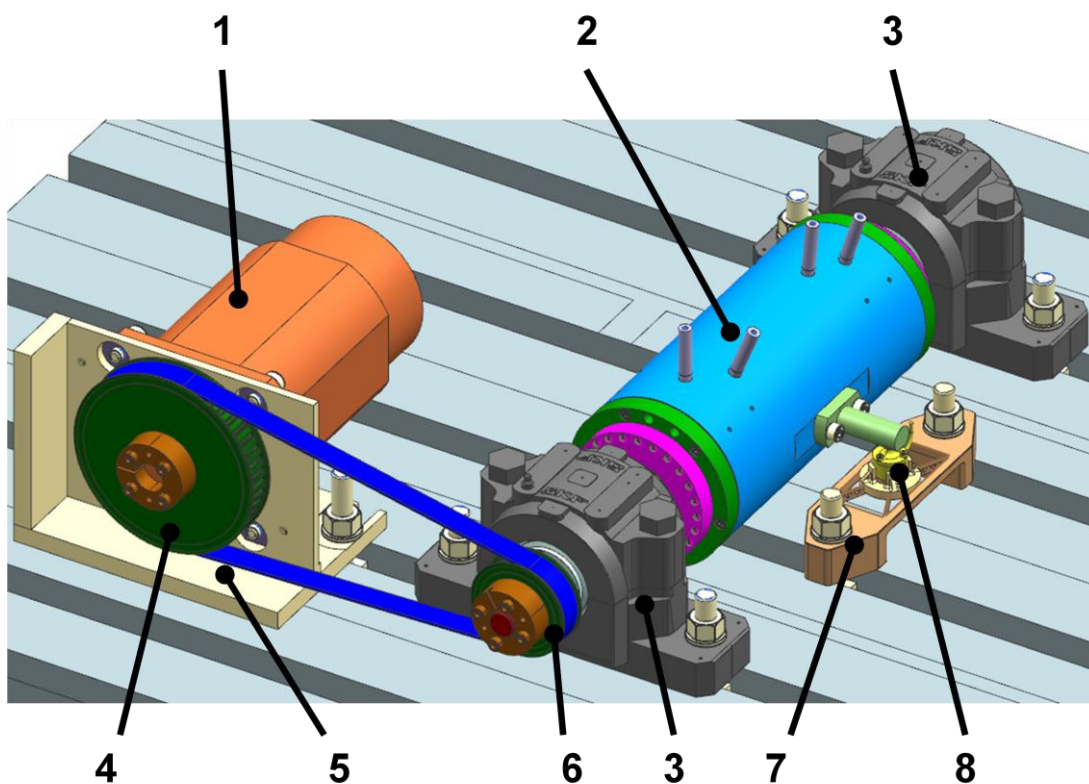
Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR
2	KONZOLA
3	SPOJKA

4	HŘÍDEL
5	STATOR
6	SPOJKA
7	SNÍMAČ MOMENTU

4.4: Pozice obrázku 36

4.6 Varianta č.5: Snímač síly na rameni

V následující variantě testovacího zařízení je třecí moment získán z naměřené síly. Rotor (hřídel) je v tomto případě uložen na rámu pomocí dvou naklápěcích ložisek, která jsou umístěna v ložiskových tělesech (3). Na rotoru je pak uložen stator (tubus) (2), na kterém je montováno rameno se snímačem síly (8). Reakční síly působící na snímač jsou pak násobeny délkou ramene a je získán údaj o momentu vyvolaném pasivními odpory uložení. Jedná se o jednoduchou konstrukci, a ačkoliv není měřen přímo celkový třecí moment testovaného uložení, konstrukce umožňuje vyšší zamezení kmitání za provozu a zabezpečení zařízení proti zničení než při použití snímače momentu.



Obrázek 37: Varianta č.5

Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR
2	STACIONÁRNÍ TĚLESO
3	LOŽISKOVÉ TĚLESO
4	HNACÍ ŘEMENICE
5	KONZOLA
6	HNANÁ ŘEMENICE
7	MĚŘICÍ PODLOŽKA
8	SNÍMAČ SÍLY

4.5: Pozice obrázku 37

4.7 Vyhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodné varianty

Pro vyhodnocení variant byla navržena kritéria, kladená na testovací zařízení a jednotlivým kritériím pak přiřazena hodnota významnosti v konstrukci zařízení. Jednotlivá kritéria jsou hodnocena jedním až pěti body podle příznivosti (čím vyšší číslo, tím je varianta příznivější z hlediska tohoto kritéria). Číslo hodnocení je pak násobeno příslušnou hodnotou váhy a tyto hodnoty sečteny pro všechna kritéria. Varianta, která má nejvyšší hodnotu této sumy, je vybrána pro konstrukci.

Kritéria vyhodnocení variant:

Přesnost měření: Přesnost měření je důležitým parametrem testovacího zařízení. Ke správnému vyhodnocení teplotního chování je potřeba znalosti přesných hodnot otáček a krouticího momentu. Přesnost hodnoty otáček závisí na přesnosti enkodéru motoru. Přesnost naměřeného třecího momentu uložení však závisí kromě přesnosti měřicího zařízení na přesnosti konstant daných konstrukcí, pomocí kterých je vypočítána hodnota krouticího momentu z hodnoty měřené veličiny (tuhost, motorová konstanta atd.). Váha přesnosti měření má hodnotu **V1 = 1**.

Jednoduchost konstrukce a montáže: Jako u každého výrobního stroje i u testovacího zařízení je třeba dbát na zajištění snadné konstrukce a montáže. Vzhledem k tomu, že se jedná o jednoúčelové zařízení, je možno na některé běžné konstrukční požadavky (např. životnost ložisek) klást nižší nároky a oproti tomu posunout do popředí právě jednoduchost konstrukce. Váha jednoduchosti konstrukce a montáže má hodnotu **V2 = 0,4**

Náchylnost ke kmitání: Kmitání bývá běžným problémem obráběcích strojů a zamezení kmitání je častou problematikou konstrukce. V případě testovacího zařízení je potřeba klást důraz na zabránění kmitání, jelikož způsobuje nepřesnosti měření. Váha náchylnosti ke kmitání má hodnotu **V3 = 0,8**

Náchylnost k destrukci měřicí techniky: Snímače síly bývají citlivá zařízení, náchylná k zatížení vysokými silami, která bývají zároveň poměrně drahá. Ačkoliv je měřicí technika zařízení dimenzována k tomu, aby nedošlo k její destrukci během požadovaného provozu, je jí potřeba také konstrukčně zajistit proti destrukci vlivem nečekané špičkové zátěže. Váha tohoto parametru má hodnotu **V4 = 0,4**

Hmotnost a zástavbové rozměry: Zařízení by mělo být také přizpůsobeno k případné manipulaci. A to vhodnými zástavbovými rozměry a hlavně nízkou hmotností. Váha tohoto parametru je **V5 = 0,3**

Cena: Samozřejmostí je také zajištění nízké ceny výroby součástí zařízení a nízké ceny nakupovaných dílů. Váha ceny je **V6 = 0,2**

	Váha	Varianta č. 1	Varianta č.2	Varianta č.3	Varianta č.4	Varianta č.5
Přesnost měření	1	3	5	1	5	4
Jednoduchost konstrukce a montáže	0,4	3	2	5	1	4
Náchylnost ke kmitání	0,8	5	2	5	2	4
Náchylnost k destrukci měřicí techniky	0,4	4	2	5	1	3
Hmotnost a zástavbové rozměry	0,3	4	3	5	1	4
Cena	0,2	2	4	5	3	3
Suma		11,4	9,9	11,5	8,3	11,8

4.6: Hodnocení variant

Po vyhodnocení byla zvolena varianta č.5 se snímačem síly na rameni.

5 Vlastní řešení

Po zvolení vhodné varianty byla tato varianta konstruována. Konstrukce byla navržena a dimenzována tak, aby splňovala požadavky kladené na testovací zařízení. Následně byl spočítán pasivní moment ložisek, který slouží jako vstup pro teplotní simulace. Na závěr byly provedeny teplotní simulace v MKP.

Hřídel je uložen pomocí čtyř kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem firmy SKF s označením 7212 ACD GAVQ 253 uspořádaných zády k sobě v sadách po dvou. Ložiska mají z výroby předpětí třídy A a mají zúžené toleranční pole vnějšího a vnitřního kroužku (udaného přídatným značením VQ 253). Ložiska jsou mazána systémem olej-vzduch pomocí olejových trysek, přičemž ke každému ložisku je přivedena jedna tryska přes distanční kroužky a trubky. Trysky pak přivádí olejovo-vzduchovou směs do stykových oblastí mezi vnitřní kroužky a valivá tělesa. Použitý dávkovací agregát pro mazání olej-vzduch je SKF OLA7-1E4BB (viz obr. 38), a mazací směs je dávkována po šesti minutách pomocí směšovacího dávkovače SSDA 10 mm³.

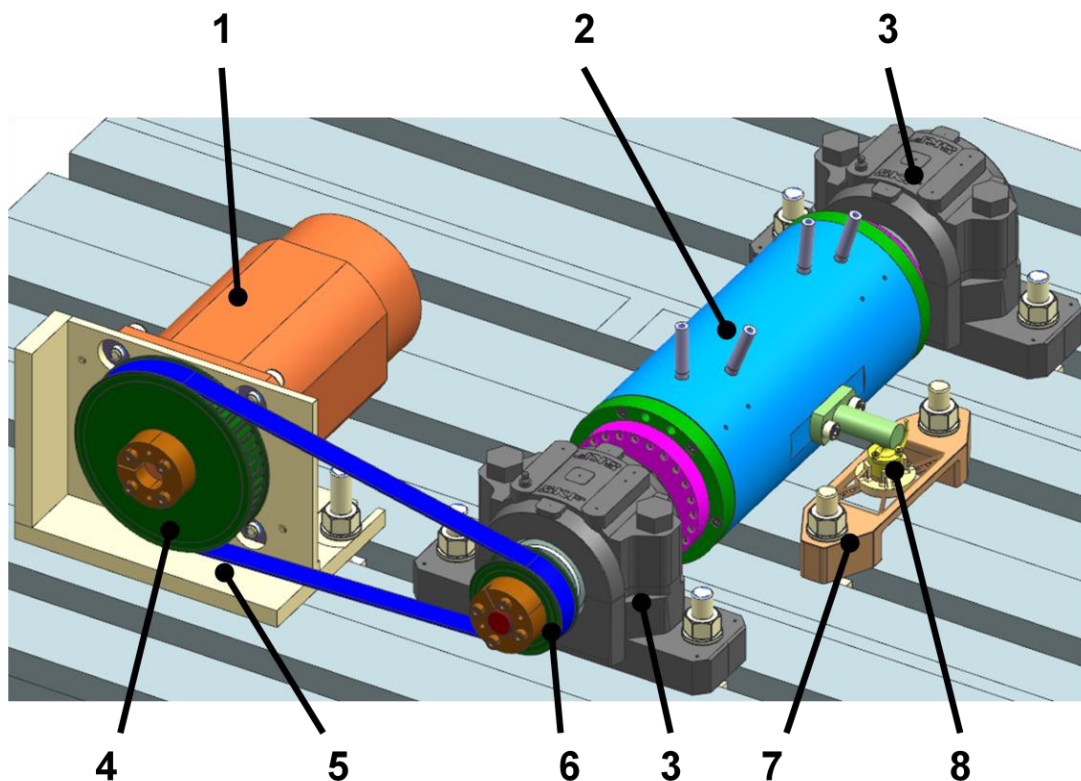


Obrázek 38: Agregát SKF OLA7-1E4BB [36]

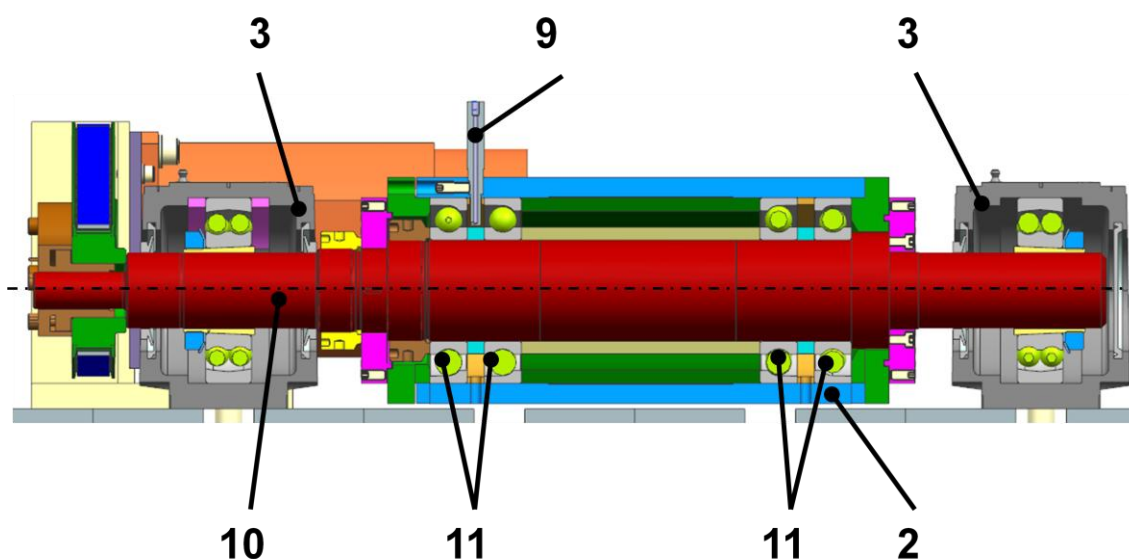
5.1 Konstrukce testovacího zařízení

Testovací zařízení měří třecí moment testovaných ložisek, do kterých je řízeně dávkována mazací směs olej-vzduch. K zajištění dalšího vstupu pro výpočet je měřena teplota vnějších kroužků ložisek, ze kterých je získána hodnota viskozity oleje mazací směsi. Měření dalších parametrů, jako je síla předepnutí nebo deformace způsobené změnou teploty, je zanedbáno na úkor snížení celkové složitosti konstrukce. Rotor zařízení je poháněn servomotorem vybaveným enkodérem pro sledování provozních

otáček. Výsledná konstrukce (viz obr. 39 a obr. 40) sestává z rotujícího hřídele, poháněného motorem VUES AF 633I (1) přes řemenový převod (4), (6). Hřídel testovaných ložisek (10) je uložen pomocí dvou naklápěcích ložisek SKF 1310 EKTN9 umístěných v ložiskových tělesech SE 512-610 (3). Tato ložiska jsou na hřídeli upnuta pomocí upínacích pouzder H 310 vybavených maticemi KM 10. Testovaná ložiska (11) jsou uložena na tomto hřídeli a ve stacionárním tělese (tubusu) (2). Tento stator je pak zajištěn proti rotaci pomocí tahového a tlakového tenzometrického snímače U9C firmy HBM s měřícím rozsahem 50N (8). Snímač síly je upevněn pomocí závitových nástavců na rameni délky $r = 116\text{mm}$ od osy rotace. Ramena této délky se docílí umístěním měřícího ramena se závitem na stacionární těleso (tubus) měřícího zařízení. K rámu je pak snímač upevněn pomocí měřicí podložky (7), která slouží k uložení snímače a zabránění jeho destrukci případnou radiální nebo úhlovou dislokací. Podložka je dimenzována v axiálním směru snímače (směr působení síly na snímač) tak, aby došlo k její destrukci dřív než k destrukci snímače vlivem případné vysoké síly. K umístění teplotních čidel na vnější kroužky ložisek je ve stacionárním tělese vyvrtáno osm otvorů (dva pro každé ložisko) průměru 3,5mm. K testovaným ložiskům jsou přivedeny trysky (9) přivádějící mazací směs olej-vzduch.



Obrázek 39: Testovací zařízení



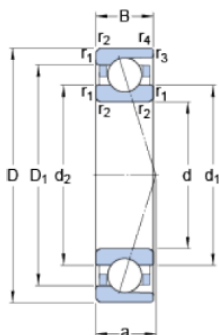
Obrázek 40: Řez testovacím zařízením

Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR VUES AF 633I
2	STACIONÁRNÍ TĚLESO
3	LOŽISKOVÁ TĚLESA SKF SE 512-610 a LOŽISKA SKF 1310 EKTN9
4	HNACÍ ŘEMENICE PHP 48L075RSB
5	KONZOLA
6	HNANÁ ŘEMENICE PHP 24L075RSB
7	MĚŘICÍ PODLOŽKA
8	SNÍMAČ SÍLY HBM U9C/50N
9	OLEJOVÁ TRYSKA
10	HŘÍDEL
11	TESTOVANÁ LOŽISKA SKF 7212 ACD GA/VQ253

5.1: Pozice obrázku 39 a obrázku 40

5.1.1 Testované uložení

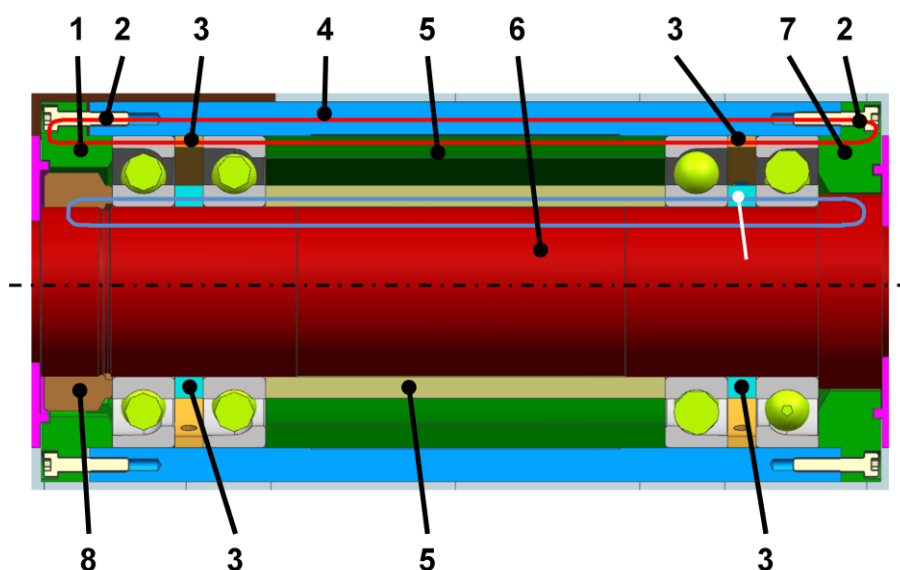
Testovaná ložiska firmy SKF s označením 7212 ACD GA/VQ 253 (viz obr. 41) jsou v konstrukci testovacího zařízení uspořádány zády k sobě v sadách po dvou.



Obrázek 41: Testovaná ložiska SKF 7212 ACD GA/VQ 253 [38]

Realizace axiálního předepnutí

Ložiska jsou radiálně uložena na hřídeli (6) průměru 60 mm na vnitřním kroužku a ve stacionárním tělese (4) průměru 110mm. Axiální předepnutí je zavedeno pomocí přesné vřetenové matice KMTA 12 firmy SKF (8) na vnitřním kroužku (viz obr. 42). Matice KMTA 12 je montovaná pomocí závitu obrobeného na hřídeli. Vnější kroužky pak dosedají na přírubu (7), která je montovaná na stacionárním tělese a vůle jsou vymezeny pomocí opačné příruby (1) a šroubů (2), kterými je příruba montována ke stacionárnímu tělesu.



Obrázek 42: Realizace uložení a předepnutí vnějších a vnitřních kroužků testovaných ložisek

Pozice	Popis
1	PŘÍRUBA 1
2	ŠROUB M5x25-8.8 ISO 4762
3	DISTANČNÍ KROUŽEK
4	STACIONÁRNÍ TĚLESO
5	DISTANČNÍ TRUBKA
6	HŘÍDEL
7	PŘÍRUBA 2
8	MATICE SKF KMTA 12

5.2: Pozice obrázku 42

Ložiska mají z výroby dané předpětí třídy A, které je v případě testovaných ložisek vypočteno z rovnice (2). K montáži ložisek s nulovým axiálním přesahem je nutné znát potřebné utahovací momenty matice KMTA 12 a šroubů dosedající koncové příruby. Vzhledem k vysokému počtu proměnných nelze tyto utahovací momenty přesně vypočítat, lze je však odhadnout pomocí rovnic a následně upravit na základě vyzkoušení v provozu. Nejprve byla vypočtena požadovaná axiální svěrná síla pomocí rovnice (3) a následně požadované utahovací momenty pojistné matice (4) a šroubů koncového víka (5).

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_{HC} \cdot G_A = 1,07 \cdot 0,99 \cdot 1 \cdot 350 = 370,755N \quad (2)$$

$$P_a = F_S + N_{cp} \cdot F_C + G_A = 11000 + 2 \cdot 1300 + 370,755 = 13950N \quad (3)$$

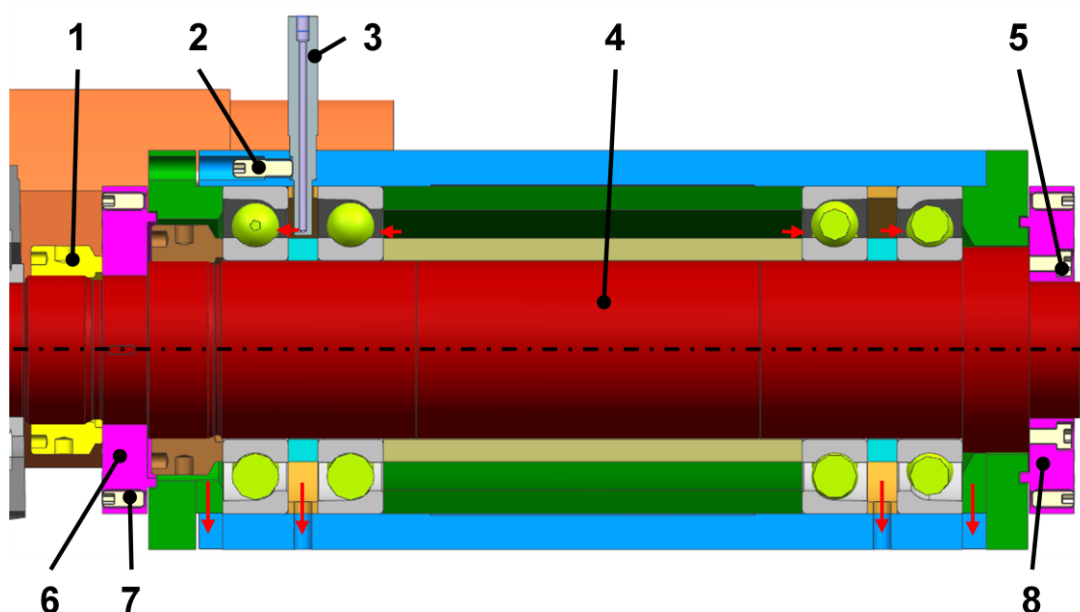
$$M_t = K \cdot P_a = 7,6 \cdot 13950 = 106,02Nm \quad (4)$$

$$M_t = K \cdot \frac{P_a}{N_b} = 1 \cdot \frac{13950}{8} = 1,744Nm \quad (5)$$

Mazání testovaných ložisek

Testovaná ložiska jsou mazána směsí olej-vzduch (viz obr. 43), která je přiváděna na stykové plochy vnitřního kroužku ložiska a kuliček pomocí olejových trysek (3). Trysky jsou celkem čtyři, jedna pro každé ložisko. Poloha výstupních kanálů trysek je určena pomocí jejich uložení ve stacionárním tělese a stavěcími šrouby (2). K odvodu oleje slouží čtyři odpadní otvory ve spodní části zařízení. Mazaný prostor ložisek je těsněn labyrintovým těsněním tvořeným přírubami na statoru a víky na rotoru. Z jedné strany je víko (8) montováno ke hřídeli pomocí šesti šroubů velikosti M5 (5), na opačné straně se však tato možnost nenabízí a víko (6) je zde montováno pomocí matice SKF

KMTA 10 (1). Pro zajištění polohy víka je zde navíc navrženo spojení s hřídelí pomocí pera. Víka slouží jako těsnění, jejich hlavní funkcí je však vyvažování rotoru. Jsou na nich tedy obrobena závitové díry (24 na každém víku) k tomuto účelu. Pro omezení rozvážení vlivem vůle uložení jsou tato víka na hřídeli uložena s tolerancí H6/k5. K zabránění uvolnění vyvažovacích šroubů (7) vlivem odstředivých setrvačných sil jsou osy závitových děr pro vyvažovací šrouby rovnoběžné s osou rotace. K vyvažování jsou použity šrouby M6x14 ČSN 02 1187.70 (bez hlavy). Šrouby bez hlavy s vnitřním šestihranem poskytnou větší prostor pro klíč při montáži, který je omezen ložiskovými tělesy.



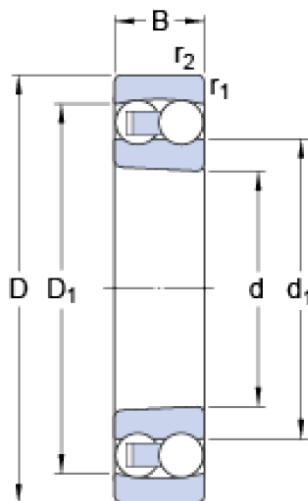
Obrázek 43: Mazání a těsnění testovaných ložisek

Pozice	Popis
1	MATICE KMTA 10
2	ŠROUB M6x20 ČSN 02 1187.70
3	OLEJOVÁ TRYSKA
4	HŘÍDEL
5	ŠROUB M5x20-8.8 ISO 4762
6	VÍKO
7	ŠROUB M6x14 ČSN 02 1187.70
8	VÍKO

5.3: Pozice obrázku 43

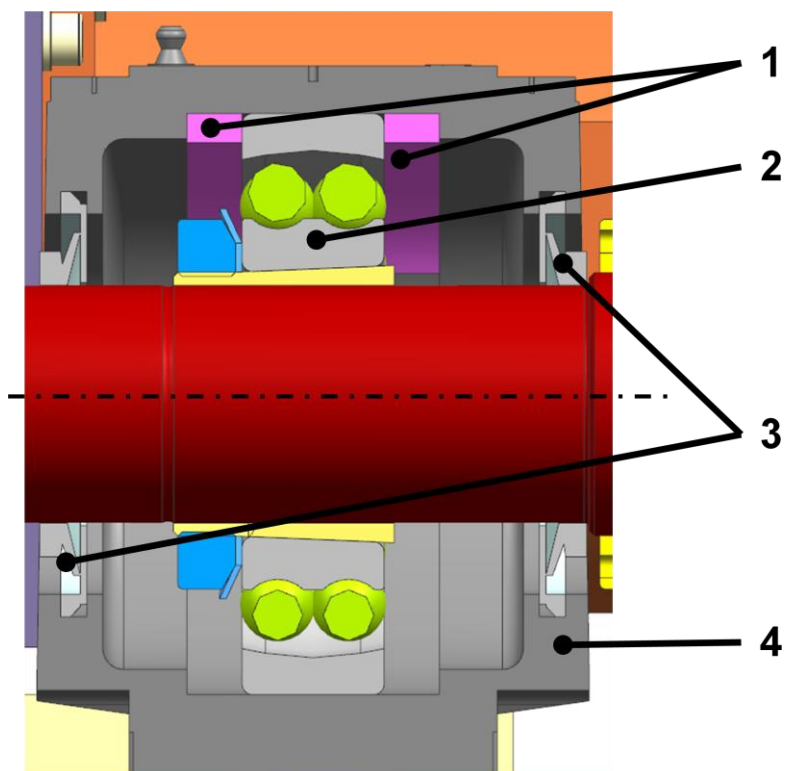
5.1.2 Uložení rotoru

Rotor je uložen na naklápěcích ložiskách SKF 1310 EKTN9 umístěných v ložiskových tělesech SKF SE 512-610 (viz obr. 44).

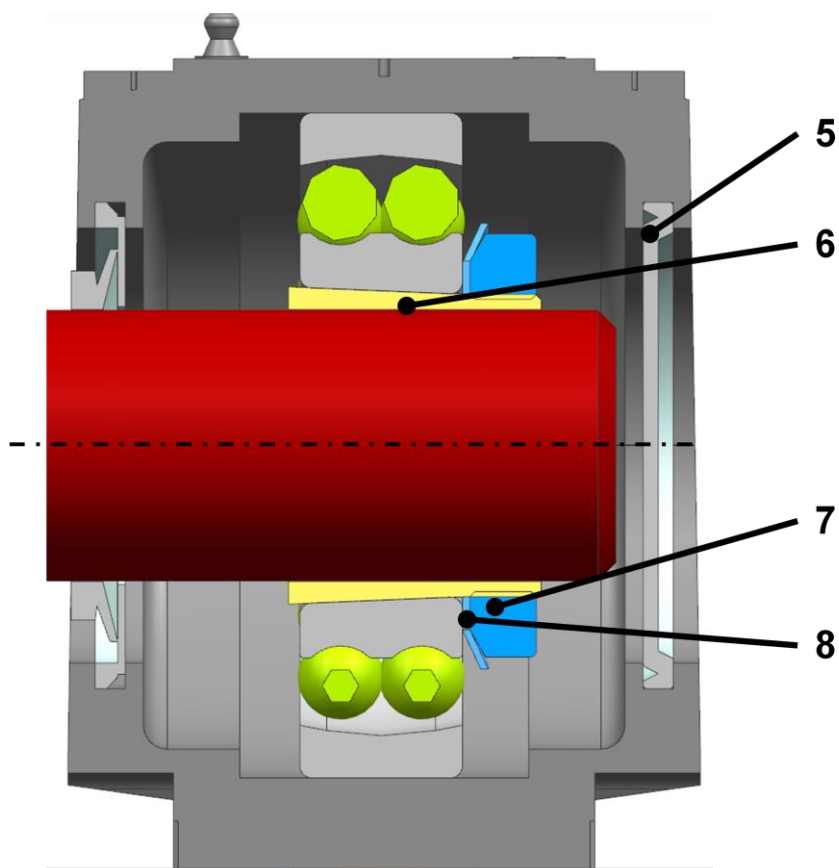


Obrázek 44: Naklápěcí ložisko SKF 1310 EKTN9 [39]

Hlavními důvody použití těchto ložisek jsou dostatečně vysoké mezní otáčky a příhodné rozměry příslušného ložiskového tělesa vzhledem ke stacionárnímu tělesu. Není tedy potřeba vyrábět součásti na podložení ložiskových těles k umístění testovacího zařízení na pracovní stůl. Naklápěcí ložiska jsou také do jisté míry schopna vyrovnat případnou montážní či výrobní nepřesnost (možná úhlová nesouosost je 3°). Vnitřní kroužky ložisek jsou na hřídeli upnuty pomocí upínacích kuželových pouzder H 310 (6), na kterých jsou zajištěna maticí KM 10 (7) a pojistným zařízením MB 10 (8) (viz obr. 45 a obr. 46). K zajištění možnosti demontáže nejsou pouzdra axiálně ustavena pomocí distančních kroužků. Upínací pouzdro, na kterém je uloženo ložisko, které je v ložiskovém tělese axiálně zajištěno pomocí distančních kroužků (1), je ustavováno k zápichu na hřídeli. Ložiska jsou mazána plastickým mazivem TIMKEN NLGI 2, které vyhovuje požadovaným otáčkám. Jedná se o mazivo s minerálním základovým olejem. Mazivo může pracovat v teplotním rozsahu -40 až 204°C . Střední viskozita základového oleje při 40°C je 460 cSt. Tělesa jsou těsněna břitovými těsněními TSN 610 A (3).



Obrázek 45: Uložení hřídele pomocí axiálně zajištěného naklápěcího ložiska



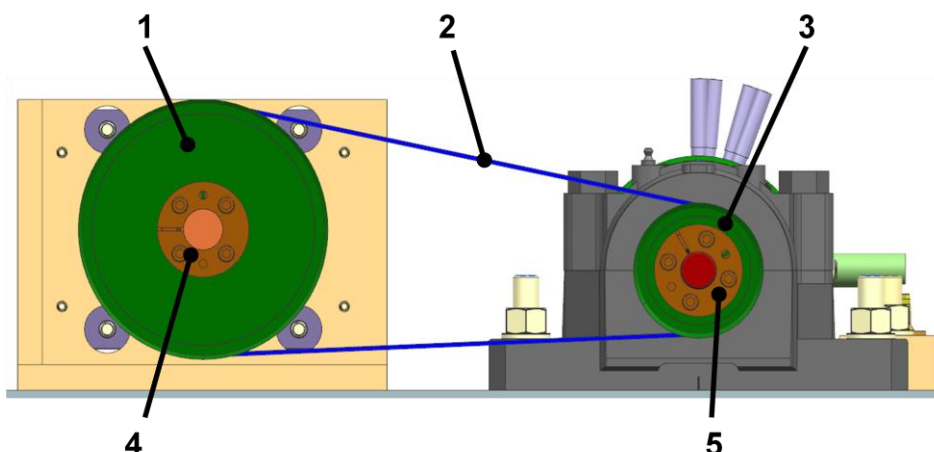
Obrázek 46: Zajištění naklápěcího ložiska na hřídeli pomocí upínacího pouzdra

Pozice	Popis
1	KROUŽEK SKF SE 512-610 45-10-5 LOCKRING
2	LOŽISKO SKF 1310 EKTN9
3	TĚSNĚNÍ SKF TSN 610 A
4	LOŽISKOVÉ TĚLESO SKF SE 512-610
5	VÍKO SKF SE 512 610-55 ASNH
6	UPÍNACÍ POUZDRO SKF H 310
7	MATICE SKF KM 10
8	POJISTNÉ ZAŘÍZENÍ MB 10

5.4: Pozice obrázku 45 a obrázku 46

Pohon rotoru

Testovací zařízení je poháněno servomotorem VUES AF 633I, který byl k tomuto projektu k dispozici a je vhodný pro použití v konstrukci testovacího zařízení. Jelikož má tento motor jmenovité otáčky $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ a pro provedení měření jsou požadovány otáčky $n = 6000 \text{ min}^{-1}$, je potřeba zavést převod hodnoty $i = 2$ mezi hřídel motoru a hřídel testovaných ložisek. Ze zástavbového hlediska je v tomto případě nejvýhodnější použití řemenového převodu. Aby nedocházelo k ovlivnění požadovaných otáček vlivem prokluzu, byl použit synchronní řemenový převod (viz obr. 47). Sestava řemenového převodu se skládá z hnací řemenice SKF PHP 48L075RSB (1), hnané řemenice SKF PHP 24L075RSB (3) a řemene SKF PHG 375-L-075 (2). Jedná se o normalizované součásti se statickým vyvážením G6,3. Řemenice jsou na hřídeli zajištěny svěrnými pouzdry SKF PHF FX20-24X34 (4) pro hnací řemenici a PHF FX20-22X32 (5) pro řemenici hnanou. Vzhledem k malému zatížení jsou řemenice dimenzovány na požadovanou obvodovou rychlost a počet zubů potřebný pro požadovaný převod. Z hlediska zástavbových rozměrů jsou dimenzovány také na vnější průměry řemenic a velikost otvorů pro upínací pouzdra.

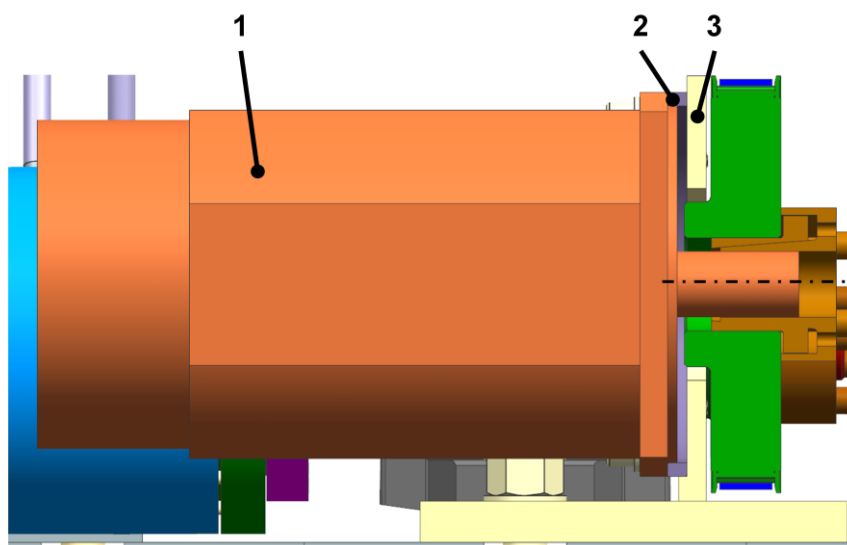


Obrázek 47: Řemenový převod přenášející výkon motoru na hřídel rotoru

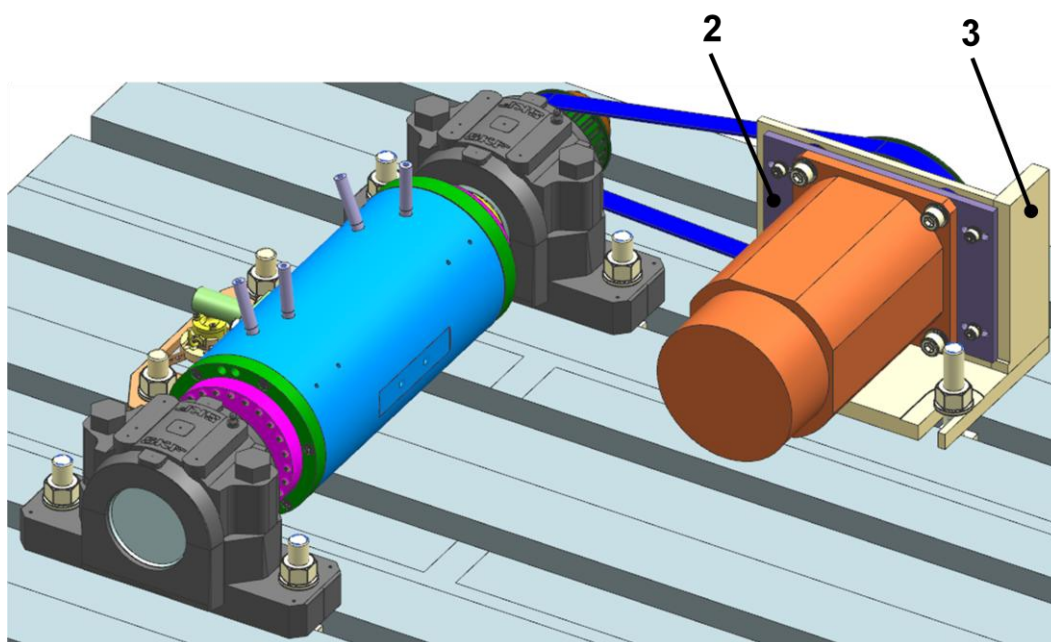
Pozice	Popis
1	HNACÍ ŘEMENICE PHP 48L075RSB
2	ŘEMEN PHG 375-L-075
3	HNANÁ ŘEMENICE PHP 24L075RSB
4	SVĚRNÉ POUZDRO SKF PHF FX20-24X34
5	SVĚRNÉ POUZDRO SKF PHF FX20-22X32

5.5: Pozice obrázku 47

Elektromotor (1) je uložen na přírubě tloušťky 7 mm (2). Ta je pak montována na konzole svařované z plechů (3). Řemen se napíná na předpětí 87 N. (viz obr. 48 a obr. 49)



Obrázek 48: Uložení servomotoru na konzole



Obrázek 49: Celkový pohled na testovací zařízení

Pozice	Popis
1	ELEKTROMOTOR VUES AF 633I
2	PŘÍRUBA ELEKTROMOTORU
3	KONZOLA ELEKTROMOTORU

5.6: Pozice obrázku 48 a obrázku 49

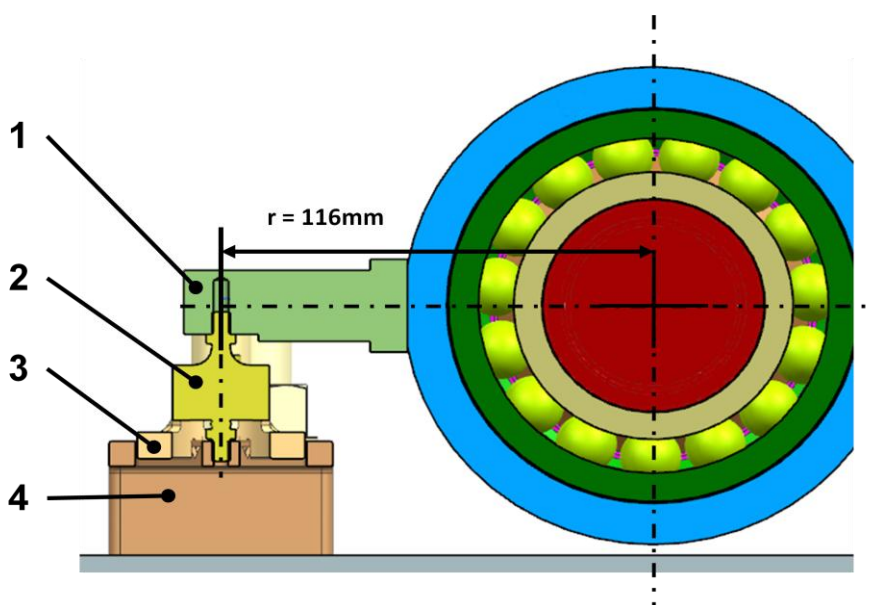
5.1.3 Umístění měřicí techniky

Třecí moment testovaných ložisek je měřen pomocí snímače síly firmy HBM U9C třídy přesnosti 0,2 a s měřicím rozsahem 50 N. Jedná se o snímač měřící tahovou a tlakovou sílu v případě statických i dynamických aplikací. Síla se na snímač zavádí přes závitové nástavce.

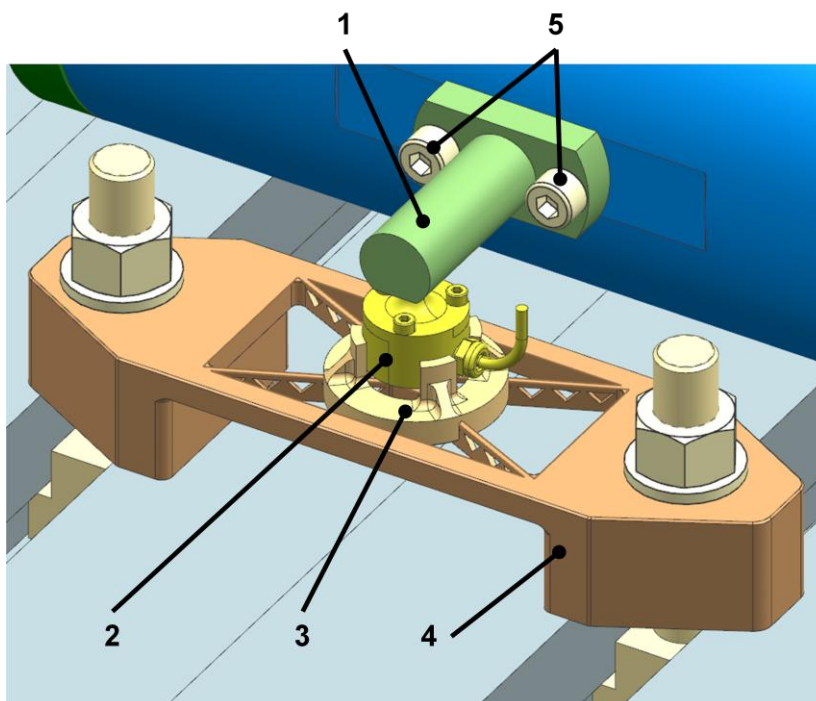


Obrázek 50: Sílový snímač HBM U9C/50N

Snímač (2) je upevněn pomocí závitových nástavců na rameni délky $r = 116$ mm od osy rotace. Ramena této délky se docílí umístěním měřicího ramena se závitem (1) na stacionární těleso (tubus) měřicího zařízení (viz obr. 51 a obr. 52). Snímač je pak k rámu montován přes plastovou měřicí podložku (4) a je radiálně uložen pomocí uložení snímače (3).



Obrázek 51: Rameno umístění silového snímače od osy rotace

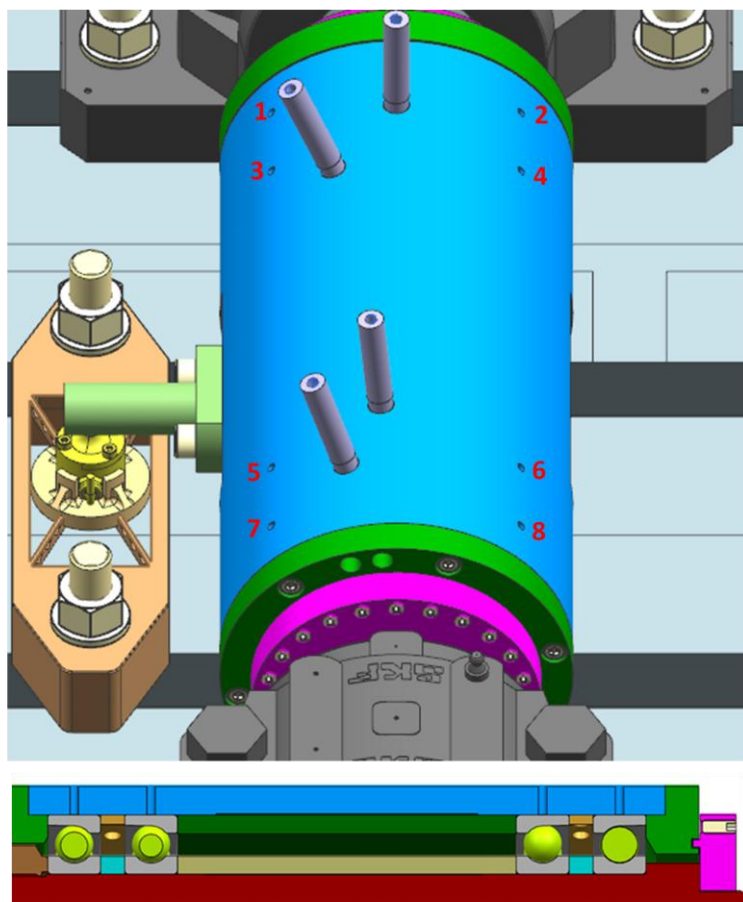


Obrázek 52: Vývoj síly na snímač

Pozice	Popis
1	MĚŘICÍ RAMENO
2	SNÍMAČ HBM U9C/50N
3	ULOŽENÍ SNÍMAČE
4	MĚŘICÍ PODLOŽKA
5	ŠROUB M8x16-8.8 ISO 4762

5.7: Pozice obrázku 51 a obrázku 52

Pro výpočet třecího viskózního momentu mazání je potřeba znát viskozitu oleje. Vzhledem k silné nelinearitě závislosti viskozity na teplotě obsahuje stator otvory k montáži teploměrů, snímajících teplotu vnějších kroužků testovaných ložisek. Jedná se o odporové teploměry Pt100. Stator má k tomuto účelu osm otvorů průměru 3,5 mm (dva pro každé ložisko s úhlovým odstupem 90°) vrtaných v tubusu tělesa, které umožňují přímý přístup teploměrů k vnějším kroužkům testovaných ložisek (viz obr. 53).



Obrázek 53: Otvory pro umístění čidel k měření teploty vnějších kroužků testovaných ložisek

Snímač síly U9C je pak napojen na zesilovač firmy HBM BM40 (ClipX) (viz obr. 54). Jedná se o jednonábový měřicí zesilovač pro zapojení půl můstků a plných můstků, který umožňuje snadnou práci s měřeními daty při přímém zapojení do PC pomocí ethernet kabelu.



Obrázek 54: Zesilovač HBM BM40 (ClipX) [41]

5.2 Výpočet celkového třecího momentu

Vytvoření modelu testovacího zařízení pro teplotní simulace vyžaduje kromě jiného znalost vstupních podmínek zdrojů tepla, přičemž hlavní příčinou vzniku tepla v zařízení budou podle všech předpokladů pasivní odpory uložení. K výpočtu ztrátových výkonů uložení je potřeba znát kromě otáček také třecí moment, způsobený pasivními odpory.

Krouticí moment byl spočítán pomocí softwaru Matlab 2015b podle výpočetních modelů Palmgren/Harris, FAG, SKF a Houpert, které jsou uvedeny v textové příloze 1. Třecí moment byl vypočítán pro testovaná vřetenová ložiska a pro naklápečí podpurná ložiska. Vstupní hodnoty jsou uvedeny v textové příloze 2 v tabulce P.1. Indexy 1 a 2 značí typ ložiska. Z hodnot momentu a provozních otáček jsou pak vypočítány hodnoty ztrátových výkonů, které slouží jako vstup pro teplotní simulace. Tyto hodnoty jsou pro jednotlivé modely uvedeny v tabulce 5.8. Ačkoliv je viskozita závislá na teplotě, byla z důvodu zjednodušení teplotní simulace použita konstantní hodnota kinematické viskozity. Konkrétně střední hodnota viskozity při teplotě 40°C.

1) Model Palmgren/Harris		
a) Testovaná ložiska		
Celkový třecí moment	M_1 [Nmm]	349,63
Ztrátový výkon	P_1 [W]	219,68
b) Podpůrná ložiska		
Celkový třecí moment	M_2 [Nmm]	1747,11
Ztrátový výkon	P_2 [W]	1097,72
2) Model FAG		
a) Testovaná ložiska		
Celkový třecí moment	M_{1FAG} [Nmm]	349,62
Ztrátový výkon	P_{1FAG} [W]	219,67
b) Podpůrná ložiska		
Celkový třecí moment	M_{2FAG} [Nmm]	1019,63
Ztrátový výkon	P_{2FAG} [W]	640,63
3) Model SKF		
a) Testovaná ložiska		
Celkový třecí moment	M_{1SKF} [Nmm]	391,11
Ztrátový výkon	P_1 [W]	245,74
b) Podpůrná ložiska		
Celkový třecí moment	M_2 [Nmm]	12,46
Ztrátový výkon	P_2 [W]	7,83
3) Model Houpert - testovaná ložiska		
Celkový třecí moment	M_T [Nmm]	87,71
Ztrátový výkon	P_T [W]	55,11

5.8: Výsledné hodnoty třecích momentů a ztrátových výkonů ložisek

Ztrátový výkon testovaných ložisek spočítaný modelem Palmgren a FAG je téměř totožný. Důvodem toho je, že model FAG z Harrisových výpočtů zřejmě vychází. Výkon získaný modelem SKF má vyšší hodnotu. Ztrátové výkony naklápěcích ložisek se liší výrazněji.

Model Palmgren/Harris je výhodný z hlediska jednoduchosti výpočtu, kvůli zjednodušení a malému počtu vstupních parametrů. Dochází však k tomu, že hodnoty pasivních odporů vypočítané tímto modelem bývají značně nadhodnocené, což bylo experimentálně ověřeno např. v [14]. Harris také uvádí, že navržené rovnice a koeficienty se týkají ložisek krátce po aplikaci maziva. (viz [5]) V případě modelu

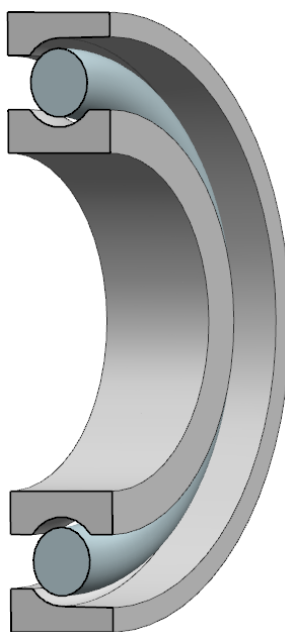
Houpert se k výpočtu využívá modelu kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem, zohledňujícího předpětí, otáčky a geometrii ložiska (viz [15]). Výpočtem tohoto modelu se získají výsledky o stykových úhlech, zatíženích a rozměrech stykových ploch pro vnitřní a vnější kroužek ložiska za provozu. Tento model byl pro dané provozní podmínky a typ ložiska spočítán a jeho výstupy použity pro výpočet třecího momentu pomocí Houpertova modelu. Lze předpokládat, že hodnoty třecího momentu vypočítané modelem Houpert se více blíží skutečným hodnotám oproti modelu Palmgren/Harris.

5.3 Teplotní simulace

Při znalosti vstupních podmínek v podobě třecího momentu a otáček lze vytvořit teplotní simulační model MKP testovacího zařízení. K přípravě tvorby modelu byla nejprve upravena geometrie CAD modelu, aby se usnadnilo síťování. Následně bylo provedeno síťování a přiřazení okrajových podmínek v podobě vstupního ztrátového výkonu na ložiskách a řemenici a odvodu tepla konvekcí a radiací na vnějších plochách. Simulace byla provedena pomocí programu ANSYS Workbench 2019 R1. Byly provedeny dvě simulační úlohy, a to úloha steady-state k vyšetření ustáleného teplotního pole zařízení a transientní úloha k získání informací o jeho vývoji a získání představy o potřebné časové náročnosti plánovaných experimentů.

5.3.1 Úprava geometrie

V případě tvarově složitějších CAD modelů je často potřeba upravit jejich geometrii za účelem snadnějšího vytvoření výpočtové sítě. První fáze této úpravy proběhla v Programu Siemens NX 10.0, kde byly upraveny geometrické detaily. Ze sestavy byly odstraněny trysky a veškeré součásti na straně motoru a hnací řemenice včetně řemenu. Kuličky ložisek byly nahrazeny anuloidy o stejném objemu, jako je společný objem nahrazovaných kuliček (viz obr. 55). Následně byly všechny vnitřní objemy zaplněny materiálem reprezentujícím vzduch.



Obrázek 55: Zjednodušená geometrie testovaného ložiska

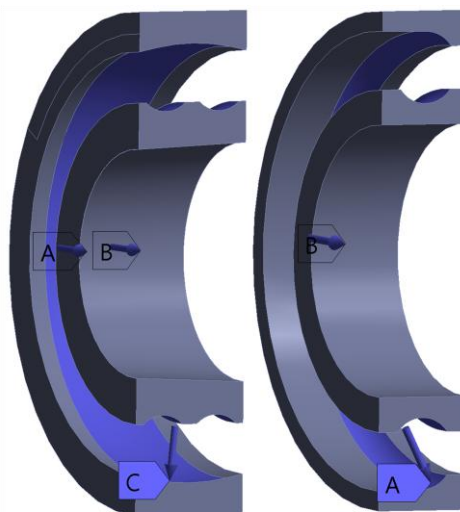
V další fázi proběhla úprava v softwaru ANSYS Design Modeler, kde byly vytvořeny promítnuté kontaktní plochy na součástech a součásti byly rozděleny na několik celků k tvorbě vhodnější sítě.

5.3.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky modelu sestávají ze vstupu v podobě generovaného tepla na ložiskách a řemenici a výstupu na vnějších plochách zařízení v podobě přestupu tepla konvekcí a radiací do okolí.

Generované teplo

Ztrátový výkon ložisek je rovnoměrně rozdělen na oběžných drahách vnitřního i vnějšího kroužku ložiska. Zdrojem tepla nejsou v tomto případě plochy ekvivalentní stykovým plochám kroužků a kuliček, jak by tomu bylo v ideálním případě, ale celé plochy oběžných drah (viz obr. 56). Vzhledem k malým rozměrům stykových ploch by došlo k velkému zjemnění sítě v okolí této oblasti, proto bude výhodnější tento rozdíl zanedbat. Zdrojové plochy jsou pak kromě vzduchového objemu v kontaktu s anuloidy ložisek. Tím je simulován přestup tepla kondukcí z kroužků do kuliček ložiska. Kromě ložisek je dalším zdrojem tepla v modelu řemenice. Ztrátový výkon je získán na základě účinnosti řemenice, která je přibližně $\eta=0,99$. Zdrojem tepla je v tomto případě plocha řemenice na vnějším obvodu zjednodušené geometrie. Oproti ložiskům má oteplení vlivem řemenového převodu malý vliv.



Obrázek 56: Zdroje tepla vřetenových ložisek (vlevo) a naklápěcích ložisek (vpravo)

Přenos konvekci

Konvektivní okrajové podmínky modelu byly určeny pomocí kritériálních rovnic. Na jednotlivé části zařízení lze aplikovat okrajové podmínky podle geometricky podobných případů (válec, horizontální nebo vertikální stěna). Koeficient přestupu tepla byl získán pomocí softwaru Maya HTT Thermal Wizard (dostupné na: <https://thermal.mayahtt.com/tmwiz/default.htm>) pro několik hodnot povrchové teploty, na základě čehož byla vytvořena závislost koeficientu na teplotě programem ANSYS. Konvektivní okrajové podmínky volné konvekce byly přiřazeny na vnější plochy zařízení a stolu, přičemž byly na stole zanedbány plochy T-drážek. V případě nucené konvekce byla použita konstantní hodnota součinitele, spočítána na základě empirických vzorců, které navrhli Drogkin a Carmi (viz [13]). Při návrhu okrajových podmínek konvekce bylo počítáno s teplotou okolí $T_a = 22^\circ\text{C}$.

Příklad výpočtu součinitele přestupu tepla při nucené konvekci rotujícího válce:

Vnější průměr	$D_o=110$	mm
Otáčky	$n=6000$	min^{-1}
Tepelná vodivost	$\lambda=0,026$	W/m.K
Hustota vzduchu	$\rho_a=1,189$	kg/m^3
Dynamická viskozita vzduchu	$\mu_a=1,85 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg/m}\cdot\text{s}$
Gravitační zrychlení	$g=9,81$	m/s^2

5.9: Vstupní hodnoty výpočtu nucené konvekce

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D_o^2 \cdot \rho_a}{2 \cdot \mu_a \cdot 60 \cdot 10^6} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 6000 \cdot 110^2 \cdot 1,19}{2 \cdot 1,85 \cdot 10^{-5} \cdot 60 \cdot 10^6} = 2,44 \cdot 10^5 \quad (54)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = 0,073 \cdot Re^{2/3} = 0,073 \cdot (2,44 \cdot 10^5)^{2/3} = 285,24 \quad (55)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda \cdot 1000}{D} = \frac{285,24 \cdot 0,026 \cdot 1000}{110} = 67,68 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (56)$$

Přenos radiací

Radiace představuje velmi výrazný propad hlavně v případě vyšších teplotních rozdílů, které jsou na daném zařízení předpokládány. V případě testování ložisek lze běžně dosahovat rozsahu teplot 20 až 90°C. Při teplotních rozdílech v řádech desítek stupňů se radiace dokonce stává dominantní okrajovou podmínkou. Okrajové podmínky radiace byly v případě modelu testovaného zařízení přiřazeny pouze povrchům, které vyzařují do okolí, ne na okolní součásti, vzájemná radiace by si vyžádala přílišnou výpočetní náročnost a její vliv na výsledek je zanedbatelný, není proto uvažována. Emisivita byla přiřazena na základě známých údajů o emisivitě součástí v závislosti na materiálu a zejména jejich povrchové úpravě.

Konduktce vzduchových objemů

Při provozu dochází v okolí testovaných ložisek a v ložiskových tělesech k proudění vzduchu, což je způsobeno rotujícími ložisky a přiváděným proudem vzduchu mazacími tryskami. Tato skutečnost je v modelu reprezentována zvýšeným součinitelem tepelné vodivosti vzduchových objemů. Dle předchozích zkušeností je vhodnou hodnotou součinitele v tomto případě $\lambda=12 \text{ W/mK}$.

5.3.3 Vyhodnocení výsledků teplotní analýzy Steady State

Výsledky teplotní úlohy steady-state dosahují v případě vstupních parametrů ztrátových výkonů ložisek podle modelu Palmgren/Harris maximálních hodnot teploty zařízení přibližně 186°C (viz obr. 58). Nejvyšší hodnoty teplot jsou podle očekávání na vnitřních krouzcích testovaných ložisek a mají hodnoty přibližně 180°C. Vnitřní kroužky naklápěcích ložisek mají hodnoty v průměru přibližně 140°C. Tyto hodnoty jsou pro provoz vybraných ložisek nevhodné. V případě analýzy se vstupním ztrátovým

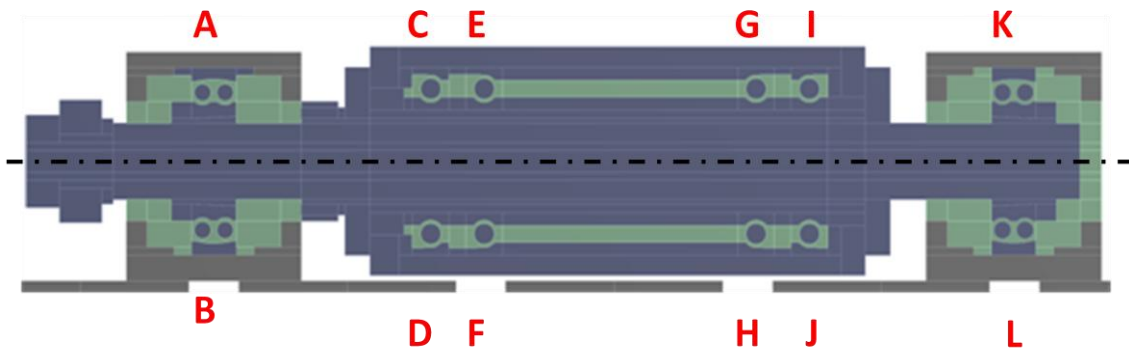
momentem podle modelu SKF jsou hodnoty teploty ložisek nižší hlavně z důvodu nižšího třecího momentu naklápěcích ložisek (viz obr. 59). Přesto dosahuje teplota vnitřních kroužků testovaných ložisek až téměř 177°C.

Jak bylo zmíněno výše, pasivní odpory kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem vypočteny modelem navrženým Houpertem se z vybraných modelů nejvíce přibližují skutečným hodnotám pasivních odporů ložisek. Byla tedy provedena teplotní analýza se ztrátovými výkony testovaných ložisek vycházejícími z momentu vypočítaného tímto modelem. V případě naklápěcích podpurných ložisek je použit moment vypočítaný modelem SKF. Důvodem je to, že se jedná o výrobce použitých ložisek a je tedy pravděpodobné, že poskytnuté konstanty, závislé na typu ložiska budou v porovnání s ostatními modely přesnější. Teplotní analýza provedená s tímto vstupem vykazuje podstatně menší hodnoty teploty na vnitřních kroužcích testovaných ložisek, a to přibližně 60°C (viz obr. 60). Naklápěcí ložiska mají teploty přibližně 40°C. Tyto hodnoty jsou pro provoz daných ložisek za předpokládaných otáček očekávatelné.

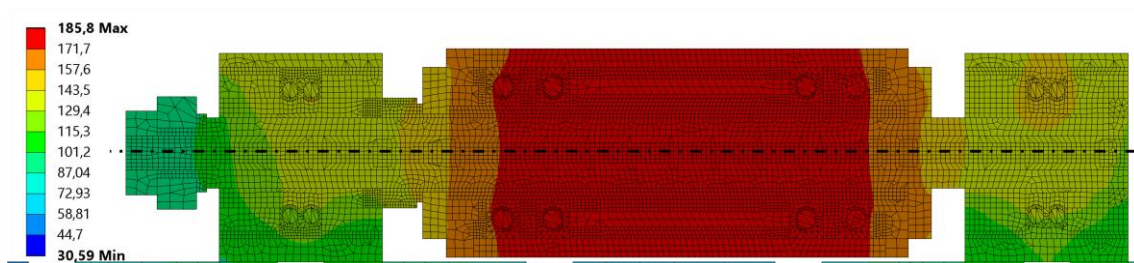
V tabulce 5.10 jsou zobrazeny hodnoty teploty ve vybraných místech s červeně vyznačenými maximálními hodnotami. Jedná se o body, ležící na rovině symetrie na vnitřních kroužcích ložisek. Označení umístění konkrétních ložisek v modelu je zobrazeno na obr. 57.

Označení	Teplota [°C]		
	Palmgren/Harris	SKF	Houpert
A	143,1	77,2	41,8
B	132,1	72,2	40,1
C	175,5	164,4	58,6
D	178,5	164,7	58,8
E	183,3	172,4	60,9
F	184,4	173,1	61,1
G	184,5	174,8	61,5
H	185,8	176,4	61,7
I	177,9	168,9	59,7
J	179,6	169,3	59,7
K	149,3	71,2	40,2
L	136,9	66,9	39,3

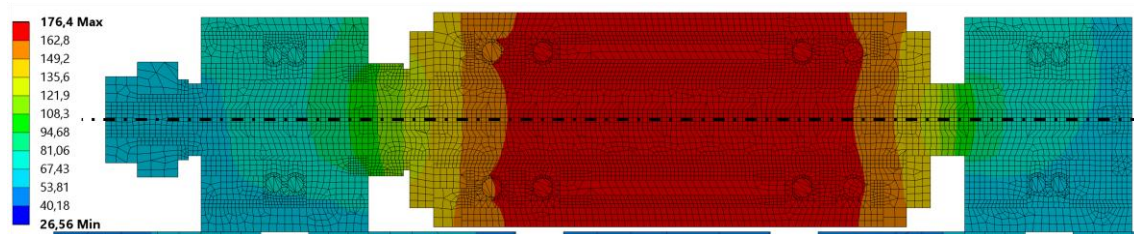
5.10: Hodnoty teploty vnitřních kroužků ložisek modelu teplotní simulace



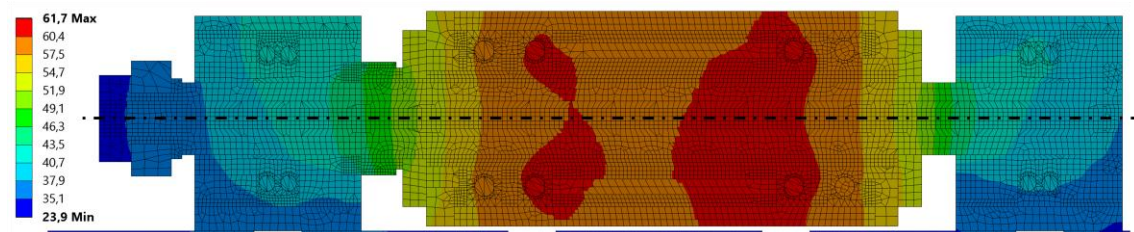
Obrázek 57: Označení míst teplotních referencí



Obrázek 58: Výsledky teplotní analýzy v případě ztrátového výkonu ložisek podle modelu Palmgren/Harris



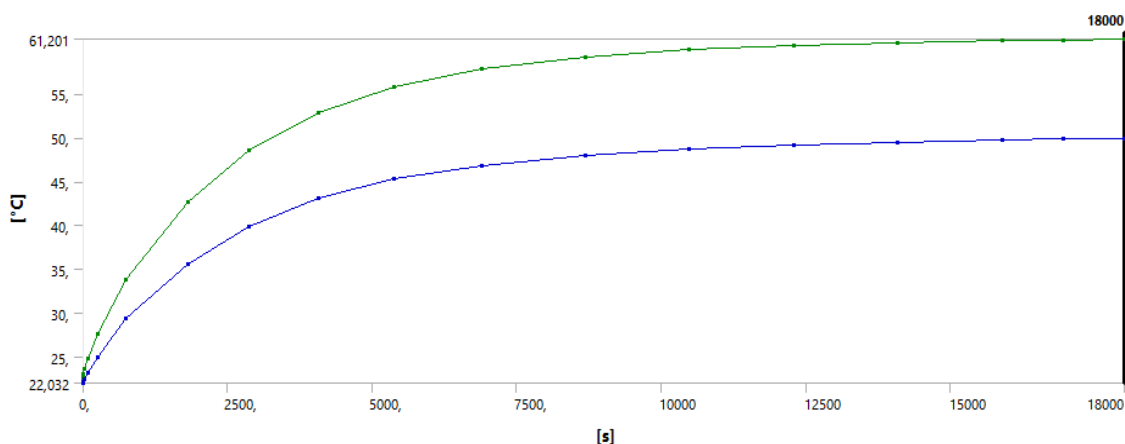
Obrázek 59: Výsledky teplotní analýzy v případě ztrátového výkonu ložisek podle modelu SKF



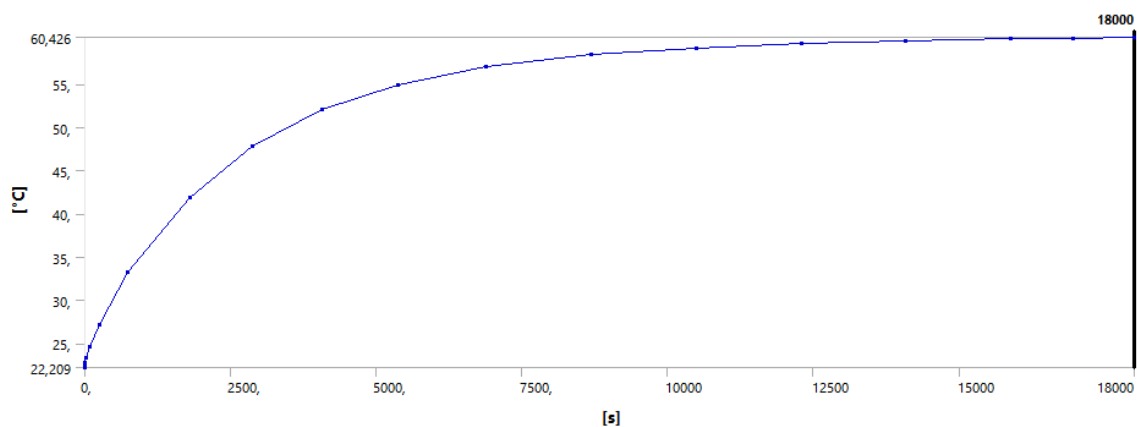
Obrázek 60: Výsledky teplotní analýzy v případě ztrátového výkonu podle modelu Houpert

5.3.4 Vyhodnocení výsledků transienční úlohy

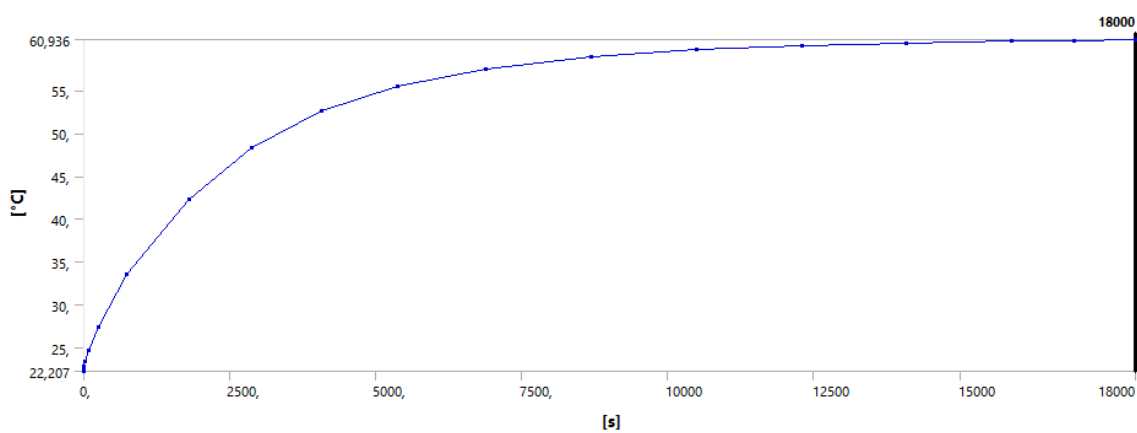
Byla vypočítána také transienční teplotní úloha s výše zmíněnými okrajovými podmínkami (ztrátový výkon pro třecí moment podle Houperta na testovaných ložiskách a SKF modelu na naklápěcích ložiskách). Vyhodnocení této úlohy slouží k odhadu času, potřebného k ustálení teplotního pole zařízení, tedy času provádění měření. Po ustálení teplot dojde i k ustálení odporového momentu a bude tedy možné experiment ukončit. Tento čas byl odhadnut a zadán jako vstup teplotní analýzy. Následně bylo porovnáno teplotní pole transienční úlohy s teplotním polem úlohy steady-state se stejnými okrajovými podmínkami. Zmíněný potřebný čas byl odhadnut na pět hodin. Po výpočtu úlohy s tímto časovým vstupem byl vyhodnocen průběh maximální a průměrné teploty (viz obr. 61) a průběh teploty kritických míst, vnitřních kroužků dvou testovaných ložisek (místa označená na obr. 57 písmeny F a H) Tyto průběhy jsou zobrazeny na obr. 62 pro místo F a obr. 63 pro místo H. Z výsledků je patrné, že hodnoty teplot se po pěti hodinách blíží ustálenému stavu a lze tedy za tento čas měření na zařízení ukončit.



Obrázek 61: Průběh maximální (zelená) a průměrné (modrá) teploty celkového modelu



Obrázek 62: Průběh teploty v místě F



Obrázek 63: Průběh teploty v místě H

6 Závěr

V rámci diplomové práce bylo zkonstruováno testovací zařízení určené k měření třecího momentu ložisek v závislosti na dávkování mazací směsi. Hlavním účelem tohoto zařízení je vyšetření vlivu nastavení dávkovače mazací směsi olej-vzduch na pasivní odpory konkrétního uložení v provozu při 6000 ot/min. Uložení jsou čtyři kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, uspořádaná v sadách po dvou do "O". Na základě experimentů, provedených na tomto zařízení se určí optimální dávkování maziva, které umožní vytvoření dostatečně nosného olejového filmu, ale zároveň zajistí, že nedojde k příliš vysokému viskóznímu tření vlivem přemazání.

Nejprve byla provedena rešerše, zabývající se problematikou pasivních odporů a mazání ložisek, soustřeďující se na vřetenová kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Rešerše se dále zabývala používanými způsoby a prostředky měření krouticího momentu a teploty a jejich aplikaci pro měření pasivních odporů a teploty ložisek. Na základě rešerše bylo navrženo několik variant testovacího zařízení a podle vícekritériálního rozhodování byla vybrána vhodná varianta.

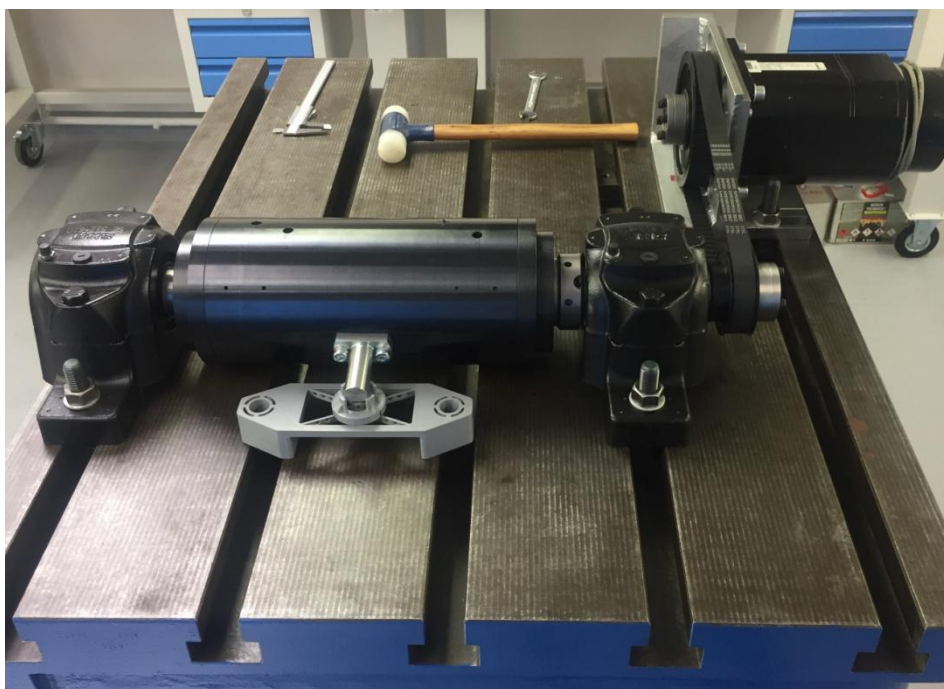
Následně byla tato varianta konstruována. Testovaná ložiska jsou zde pevně axiálně předepnuta pomocí distančních kroužků a trubek. Vnitřní kroužky ložisek jsou uloženy na hřídeli, tvořící hlavní část rotoru. Vnější kroužky jsou uloženy ve stacionárním tělese (tubusu). Hřídel je uložen na rámu pomocí dvou naklápěcích kuličkových ložisek, která jsou uložena v ložiskových tělesech. Na stacionárním tělese je montováno rameno, na kterém je upevněn snímač síly, který zabraňuje rotaci stacionárního tělesa. Stacionární těleso je uloženo na hřídeli pomocí testovaných ložisek, síla působící na snímač je tedy úměrná celkovému třecímu momentu uložení, který lze spočítat vynásobením měřené síly délkou ramene (vzdálenosti snímače od osy rotace). Testovaná ložiska jsou mazána pomocí čtyř trysek, uložených ve stacionárním tělese. K získání hodnot viskozity maziva je měřena teplota pomocí odporových teplotních snímačů Pt100, umístěných na vnějších kroužcích testovaných ložisek.

V další fázi práce byly vypočteny krouticí momenty vyvolané pasivními odpory ložisek, a to podle několika modelů. Výsledky byly porovnány a byly z nich vypočteny hodnoty ztrátových výkonů ložisek. Byly vyhodnoceny vhodné ztrátové výkony, které pak byly použity jako vstup pro teplotní simulace MKP. Jako vhodné třecí momenty pro výpočet ztrátových výkonů byly pro testovaná ložiska uvažovány momenty vypočítané

výpočetním modelem navrženým Houpertem a pro naklápěcí ložiska modelem SKF. V programu ANSYS Workbench 2019 R1 byly provedeny teplotní analýzy steady-state, jejichž účelem bylo vyšetřit ustálené teplotní pole testovacího zařízení v provozu, případně odhalit potencionální extrémní teploty za provozu. Tyto úlohy byly vypočítány pro hodnoty pasivních odporů podle jednotlivých výpočetních modelů. Dále pak byla provedena transientní úloha pro výše zmíněné vstupní ztrátové výkony za účelem zjištění přibližné hodnoty času potřebného k tomu, aby v zařízení nastal teplotně ustálený stav a bylo tedy možno ukončit měření. V případě provozu při otáčkách $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ byla tato časová hodnota na základě výsledků odhadnuta přibližně na pět hodin.

Navržené zařízení se vyznačuje jednoduchostí konstrukce a montáže, přičemž splňuje požadavky na něj kladené. Kromě vyšetření vlivu mazání systémem olej-vzduch na konkrétní uložení a vhodného nastavení dávkovače slouží zařízení také k měření pasivních odporů ložisek mazaných systémem olej-vzduch. Naměřené údaje pak mohou sloužit k verifikaci výpočetních modelů třecích momentů. Cíle diplomové práce byly tedy splněny.

V době odevzdání diplomové práce probíhá montáž zařízení (viz obr. 64) a pracuje se na zprovoznění motoru a mazacího systému, na instalaci snímače síly a instalaci teplotměřů.



Obrázek 64: Testovací zařízení

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] HARRIS, T. A., KOTZALAS, M. Rolling Bearing Analysis. 5. vyd. New York. Taylor and Francis Group, LCC, 2006. 760 s. ISBN-13: 978-0-8493-7 183-7
- [2] PALMGREN, A. Ball and Roller Bearing Engineering. 4. vyd. Philadelphia. S.H. Burbank, 1959. 264 s.
- [3] HAMROCK, Bernard J., SHMID, S.R., JACOBSON, B.O. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 2. vyd. Marcel Drekker, Inc., New York, 2004. 676 s. ISBN 0-8247-5371-2
- [4] FRÖHLICH, Jan. Technika uložení s valivými ložisky. 2. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1980. 448 s.
- [5] HARRIS, Tedric A. Rolling Bearing Analysis. 1. vyd. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1966. 481 s.
- [6] HAMROCK, Bernard J. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 1. vyd. Columbus, Ohio: NASA, 1991. 676 s.
- [7] MAREK, Jiří a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 3. vyd. Praha: MM publishing, s. r. o., 2014. 684 s. ISBN 978-80-260-6780-1
- [8] QIU, Ming. CHEN, Long. LI, Yingchun. YAN, Jiafei. Bearing Tribology: Principles and Applications. 1. vyd. Beijing, China. National Defense Industry Press., 2015. 342 s. ISBN 978-3-662-53095-5
- [9] KREIDL, Marcel. Měření teploty: Senzory a měřicí obvody. 1. vyd. Praha: BEN - Technická literatura, 2005. 240 s. ISBN 80-7300-145-4
- [10] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA Pavel. Strojnické tabulky. 5. vyd. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4
- [11] TAKABI, Jafar. KHONSARI, Michael M. Experimental testing and thermal analysis of ball bearings. Tribology International. 2013, roč. 60. str. 93 [cit. 2019-01-16]
Dostupné z WWW:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X12003295>

- [12] KIM, Kang-Seok. LEE, Deug-Woo. A Numerical Approach to Determine the Frictional Torque and Temperature of an Angular Contact Ball Bearing in a Spindle System. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2015, roč. 16. č. 1. str. 135 [cit. 2019-01-16] Dostupné z WWW: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12541-015-0017-1>
- [13] ÖZERDEM, Baris. Measurement of Convective Heat Transfer Coefficient for a Horizontal Cylinder Rotating in Quiescent Air. *International Comm. Heat Mass Transfer*. 2000, roč. 27, č. 3, str. 389 [cit. 2019-05-04]
- [14] Kekula J., Sulitka M., Kohút P., Kolář P., Shim J., Park C.H., Hwang J. Investigation of passive torque of oil-air lubricated angular contact ball bearing. 1st Conference on Thermal Issues in Machine Tools sponsored by CIRP. TU Dresden, March 21st-23rd 2018
- [15] Holkup, Tomáš. Komplexní teplotně mechanický model vysokorychlostních sestav ložisek. 2007. Praha: ČVUT.
- [16] Houpert, L. Ball bearing and tapered roller bearing torque: Analytical, numerical and experimental results. 2002. 57th STLE annual meeting. Houston.
- [17] Houpert, L. Numerical and analytical calculations in ball bearings. 8th European space mechanism and tribology symposium. 1999. Toulouse.
- [18] Rolling Bearing Lubrication. 2002. FAG [online]. [cit. 2019-06-10] Dostupné z WWW: <https://www.scribd.com/document/377721645/105452719-FAG-Rolling-Bearing-Lubrication-pdf>
- [19] Lubrication Regimes Explained. 2019. NORIA [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.machinerylubrication.com/Read/30741/lubrication-regimes>
- [20] Methods of torque measurement in drive train technology. 2019 HBM [online] [cit. 2019-07-10] Dostupné z WWW: <https://www.hbm.com/en/3706/tips-and-tricks-torque-measurement-methods/>
- [21] Torque measurement with angle sensors. 2019. Celera motion [online]. [cit. 2019-03-27] Dostupné z WWW: <https://www.zettlex.com/articles/torque-measurement-angle-sensors/>

- [22] CHEN, JENQ-SHYONG, CHEN, KWAN-WEN. Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2005, roč. 45. č. 12-13. str. 1487 [cit. 2019-03-16] Dostupné z WWW: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695505000337>
- [23] Ložiska provedení E pro vysoké otáčky. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/designs-and-variants/high-speed-E-design-bearings/index.html>
- [24] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing_preload/index.html
- [25] Předpětí ložisek. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing_preload/index.html
- [26] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/index.html>
- [27] Volba předpětí. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-execution/internal-clearance-preload/selecting-preload/index.html>
- [28] Předpětí ložisek. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing_preload/index.html
- [29] Předpětí konstantní silou. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/bearing-preload/preload-with-a-constant-force/index.html>
- [30] Mazání. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/lubrication/index.html>

- [31] Metody mazání olejem. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/oil-lubrication-methods/index.html>
- [32] Mazání olejem. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/index.html>
- [33] Tření ložiska. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>
- [34] Tepelná rovnováha. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-03-24] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/thermal-equilibrium/index.html>
- [35] Firemní literatura NSK. 2019. NSK [online] [cit. 2019-07-10] Dostupné z WWW: <http://www.pkservis.com/data/web/upload/nsk/cz-mtm-06-2018.pdf>
- [36] Olejovo-vzduchové mazací agregáty SKF a směšovací ventily. 2019. SKF [online]. [cit. 2019-07-04] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/binary/151-32208/0901d19680221e18-1-5012-3-CS.pdf>
- [37] The SKF model for calculating the frictional moment. 2019. SKF [online] [cit. 2019-06-04] Dostupné z WWW: https://www.skf.com/binary/21-299767/The0SKF0model0for0calculating0the0frictional0movement_tcm_12-299767.pdf
- [38] 7212 ACD/P4A. 2018. SKF [online] [cit. 2018-11-05] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?designation=7212%20ACD>
- [39] 1310 EKTN9. 2018. SKF [online] [cit. 2018-11-05] Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/ca/en/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html?designation=1310%20EKTN9>
- [40] U9C. 2019. HBM [online] [cit. 2019-04-05] Dostupné z WWW: <https://www.hbm.cz/produkty/snimace->

sily/u9c/?gclid=CjwKCAjw67XpBRBqEiwA5RCocQCM4kJhjK8iPha_mA_MZfeVCsNm78G_bKFHEKewkyQksE51Cv5AdRoCCokQAvD_BwE

[41] Clip X. 2019. HBM [online] [cit. 2019-04-05] Dostupné z WWW: <https://www.hbm.cz/wp-content/uploads/B04641.pdf>

[42] Mazání ložisek. 2019. ZKL [online] [cit. 2019-04-05] Dostupné z WWW: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/9-mazani-lozisek#92>

[43] Odporový snímač teploty, teploměr pro průmyslové použití Pt100, Ni1000. 2019. Evropská databanka [online] [cit. 2019-07-11] Dostupné z WWW: <https://nabidky.edb.cz/Nabidka-43276-Odporovy-snimac-teploty-teplomer-Pt100-Ni1000-Zlinsky-kraj>

[44] NTC10D9 NTC Thermistor Resistor. 2019. Indiamart [online] [cit. 2019-07-11] Dostupné z WWW: <https://www.indiamart.com/proddetail/ntc10d9-ntc-thermistor-resistor-19189442873.html>

[45] HB-21 Bearing Sensors. 2019. Maxi-Tronic, Inc. [online] [cit. 2019-01-24] Dostupné z WWW: <https://www.maxitronic.com/temperature-detection/>

[46] Current Projects. 2019. Institute of Measurement and Automatic Control, Leibniz Universität Hannover [online] [cit. 2019-01-24] Dostupné z WWW: <https://www.imr.uni-hannover.de/regelungstechnik-projekte.html?&L=1>

Seznam obrázků a tabulek

Seznam obrázků

Obrázek 1: Závislost proměnných vlastností pevně předepnutého uložení.....	16
Obrázek 2: Příklad uložení hřídele vřetena pomocí dvou sad párovaných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem zarovnaných do "O" [23]	20
Obrázek 3: Stykový úhel ložiska [26].....	20
Obrázek 4: Pevné předepnutí pomocí pojistné matice [24].....	21
Obrázek 5: Pružné předepnutí realizované pomocí pružiny [29].....	22
Obrázek 6: Schéma zařízení k testování aktivního řízení předpětí [22]	22
Obrázek 7: Minimální tloušťka olejového filmu h_{\min} v případě elastohydrodynamického mazání s uvážením deformace stykových těles [18].....	24
Obrázek 8: Mezní mazání [19]	25
Obrázek 9: Smíšené mazání (vlevo) a hydrodynamické mazání (vpravo) [19].....	25
Obrázek 10: Elastohydrodynamický režim mazání valivého ložiska [19].....	26
Obrázek 11: Ložisko mazané plastickým mazivem [35].....	28
Obrázek 12: Závislost teploty a pasivních odporů ložiska na přiváděném množství oleje [36].....	29
Obrázek 13: Schéma systému mazání olej-vzduch [18]	30
Obrázek 14: Schéma směšovače [18].....	30
Obrázek 15: Ložiska s přívodem oleje přes vnější kroužek [31].....	31
Obrázek 16: Elastická hystereze [5]	32
Obrázek 17: Poloměry zakřivení oběžné dráhy a valivého tělesa ložiska a průmět stykových ploch [4].....	33
Obrázek 18: Nulové čáry valení kuličky po oběžné dráze [4].....	34
Obrázek 19: Smykové čáry v kontaktní ploše vlivem micro-slip efektu (vzhledem k nulovým čarám) [5].....	34
Obrázek 20: Smykové čáry ve stykových plochách kuliček a oběžných drah u kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem pro nízké zatížení a vysoké rychlosti (nahore) a nízké rychlosti a vysoká zatížení (dole) [5]	35
Obrázek 21: Vliv otáček na třecí moment ložiska [33]	36
Obrázek 22: Závislost teploty a třecích ztrát na množství přiváděného oleje [32]	37
Obrázek 23: Měření rozdílu signálů dvou úhlových snímačů [21]	39
Obrázek 24: Zařízení vybavené snímačem momentu a snímačem síly na rameni [20].	40

Obrázek 25: Testovací zařízení pro měření pasivních odporů ložiska pomocí snímače momentu [11]	41
Obrázek 26: Testovací zařízení vybavené snímačem síly a ramenem na statoru [12].	42
Obrázek 27: Odporový snímač teploty Pt100 [43]	44
Obrázek 28: Termistor NTC [44].....	44
Obrázek 29: Termočlánek HB21 firmy Maxi-Tronic k měření vnějšího kroužku ložiska [45].....	45
Obrázek 30: Ložisko snímané termovizní kamerou [46]	46
Obrázek 31: Varianta č. 1	48
Obrázek 32: Varianta č. 1 (řez)	49
Obrázek 33: Varianta č.2.....	50
Obrázek 34: Varianta č.2 (řez)	51
Obrázek 35: Varianta č.3.....	52
Obrázek 36: Varianta č.4.....	53
Obrázek 37: Varianta č.5.....	54
Obrázek 38: Agregát SKF OLA7-1E4BB [36]	58
Obrázek 39: Testovací zařízení.....	59
Obrázek 40: Řez testovacím zařízením.....	60
Obrázek 41: Testovaná ložiska SKF 7212 ACD GA/VQ 253 [38]	61
Obrázek 42: Realizace uložení a předeptnutí vnějších a vnitřních kroužků testovaných ložisek	61
Obrázek 43: Mazání a těsnění testovaných ložisek.....	63
Obrázek 44: Naklápěcí ložisko SKF 1310 EKTN9 [39]	64
Obrázek 45: Uložení hřídele pomocí axiálně zajištěného naklápěcího ložiska.....	65
Obrázek 46: Zajištění naklápěcího ložiska na hřídeli pomocí upínacího pouzdra	65
Obrázek 47: Řemenový převod přenášející výkon motoru na hřídel rotoru.....	67
Obrázek 48: Uložení servomotoru na konzole	67
Obrázek 49: Celkový pohled na testovací zařízení	68
Obrázek 50: Silový snímač HBM U9C/50N	68
Obrázek 51: Rameno umístění silového snímače od osy rotace	69
Obrázek 52: Vývoj síly na snímač	69
Obrázek 53: Otvory pro umístění čidel k měření teploty vnějších kroužků testovaných ložisek	70
Obrázek 54: Zesilovač HBM BM40 (ClipX) [41]	71
Obrázek 55: Zjednodušená geometrie testovaného ložiska.....	74
Obrázek 56: Zdroje tepla vřetenových ložisek (vlevo) a naklápěcích ložisek (vpravo) .	75

Obrázek 57: Označení míst teplotních referencí.....	78
Obrázek 58: Výsledky teplotní analýzy v případě ztrátového výkonu ložisek podle modelu Palmgren/Harris.....	78
Obrázek 59: Výsledky teplotní analýzy v případě ztrátového výkonu ložisek podle modelu SKF	78
Obrázek 60: Výsledky teplotní analýzy v případě ztrátového výkonu podle modelu Houpert	78
Obrázek 61: Průběh maximální (zelená) a průměrné (modrá) teploty celkového modelu	79
Obrázek 62: Průběh teploty v místě F	80
Obrázek 63: Průběh teploty v místě H.....	80
Obrázek 64: Testovací zařízení.....	82
Obrázek 65: Třecí moment valivých ložisek v závislosti na rychlosti, viskozitě oleje a zátěži [18].....	3
Obrázek 66: Víření oleje vytlačeného z kontaktní oblasti [37].....	5

Seznam tabulek

3.1: Režimy mazání v závislosti na koeficientu tloušťky filmu a drsnosti povrchu [6] ...	23
3.2: Pozice obrázku 13 a obrázku 14	30
3.3: Pozice obrázku 25	41
3.4: Pozice obrázku 26	42
4.1: Pozice obrázku 31 a obrázku 32	49
4.2: Pozice obrázku 33 a obrázku 34	51
4.3: Pozice obrázku 35	52
4.4: Pozice obrázku 36	54
4.5: Pozice obrázku 37	55
4.6: Hodnocení variant	57
5.1: Pozice obrázku 39 a obrázku 40	60
5.2: Pozice obrázku 42	62
5.3: Pozice obrázku 43	63
5.4: Pozice obrázku 45 a obrázku 46	66
5.5: Pozice obrázku 47	67
5.6: Pozice obrázku 48 a obrázku 49	68
5.7: Pozice obrázku 51 a obrázku 52	70
5.8: Výsledné hodnoty třecích momentů a ztrátových výkonů ložisek	72
5.9: Vstupní hodnoty výpočtu nucené konvekce	75
5.10: Hodnoty teploty vnitřních kroužků ložisek modelu teplotní simulace	77
P.1: Vstupní hodnoty výpočtu celkových třecích momentů ložisek	12

Seznamy příloh

Seznam textových příloh

- Příloha 1: Výpočetní modely pasivních odporů ložisek
- Příloha 2: Vstupní hodnoty pro výpočet pasivních odporů ložisek

Seznam elektronických příloh

- EP1) Diplomová práce
Umístění: CD → DP_2019_Horak_Tomas_1758.pdf
- EP2) Textová příloha 1: Výpočetní modely pasivních odporů ložisek
Umístění: CD → prilohy → textove_prilohy → priloha_1.pdf
- EP3) Textová příloha 2: Vstupní hodnoty pro výpočet pasivních odporů ložisek
Umístění: CD → prilohy → textove_prilohy → priloha_1.pdf
- EP4) Výkres sestavení: MERICI_STAND
Umístění: CD → prilohy → vykresova_dokumentace → ASM_000004553/00.pdf
- EP5) Výrobní výkres: KONZOLA_EM
Umístění: CD → prilohy → vykresova_dokumentace → AWP_000000083/00.pdf
- EP6) Výrobní výkres: KONZOLA_EM_DIL1
Umístění: CD → prilohy → vykresova_dokumentace → PRT_000013945/00.pdf
- EP7) Výrobní výkres: KONZOLA_EM_DIL2
Umístění: CD → prilohy → vykresova_dokumentace → PRT_000013946/00.pdf

EP8) Výrobní výkres: KONZOLA_EM_DIL3

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000013947/00.pdf

EP9) Výrobní výkres: MERICI_RAMENO_01

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000017963/00.pdf

EP10) Výrobní výkres: MERICI_RAMENO_02

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000017965/00.pdf

EP11) Výrobní výkres: MERICI_RAMENO

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022975/00.pdf

EP12) Výrobní výkres: STACIONARNI_TELESO

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022977/00.pdf

EP13) Výrobní výkres: HRIDEL_TESTOVNYCH_LOZISEK

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022979/00.pdf

EP14) Výrobní výkres: PRIRUBA_1

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022980/00.pdf

EP15) Výrobní výkres: VIKO_2

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022981/00.pdf

EP16) Výrobní výkres: OLEJOVA_TRYSKA

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022983/00.pdf

EP17) Výrobní výkres: PRIRUBA_2

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022986/00.pdf

EP18) Výrobní výkres: VIKO_1

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022987/00.pdf

EP19) Výrobní výkres: DISTANCNI_TRUBKA_D

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022993/00.pdf

EP20) Výrobní výkres: PRIRUBA_EM

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022994/00.pdf

EP21) Výrobní výkres: DISTANCNI_KROUZEK_H

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022996/00.pdf

EP22) Výrobní výkres: DISTANCNI_TRUBKA_H

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022998/00.pdf

EP23) Výrobní výkres: DISTANCNI_KROUZEK_D

Umístění: CD → přílohy → vykresova_dokumentace →
PRT_000022999/00.pdf

EP24) CAD model testovacího zařízení

Umístění: CD → přílohy → CAD → merici_stand.stp

EP25) Program pro výpočet třetího momentu ložisek - modely Palmgren/Harris, FAG a SKF

Umístění: CD → přílohy → MATLAB → treci_moment.m

EP26) Program pro výpočet třecího momentu ložisek - model Houpert

Umístění: CD → přílohy → MATLAB → Houpert.m

EP27) Teplotní simulace v programu ANSYS Workbench 2019 R1

Umístění: CD → přílohy → ANSYS → merici_stand.wbpj

Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavení:

ASM_000004553/00.....MERICI_STAND

Výrobní výkresy:

AWP_000000083/00.....KONZOLA_EM

PRT_000013945/00.....KONZOLA_EM_DIL1

PRT_000013946/00.....KONZOLA_EM_DIL2

PRT_000013947/00.....KONZOLA_EM_DIL3

PRT_000017963/00.....MERICI_RAMENO_01

PRT_000017965/00.....MERICI_RAMENO_02

PRT_000022975/00.....MERICI_RAMENO

PRT_000022977/00.....STACIONARNI_TELESO

PRT_000022979/00.....HRIDEL_TESTOVNYCH_LOZISEK

PRT_000022980/00.....PRIRUBA_1

PRT_000022981/00.....VIKO_2

PRT_000022983/00.....OLEJOVA_TRYSKA

PRT_000022986/00.....PRIRUBA_2

PRT_000022987/00.....VIKO_1

PRT_000022993/00.....DISTANCNI_TRUBKA_D

PRT_000022994/00.....PRIRUBA_EM

PRT_000022996/00.....DISTANCNI_KROUZEK_H

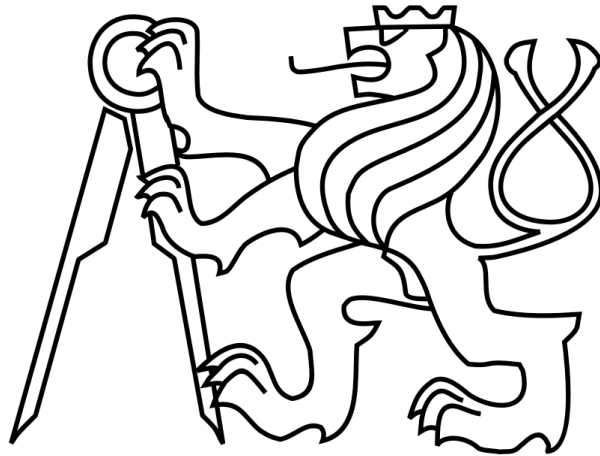
PRT_000022998/00.....DISTANCNI_TRUBKA_H

PRT_000022999/00.....DISTANCNI_KROUZEK_D

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh zařízení pro měření pasivních odporů kuličkových ložisek

Textové přílohy

2019

Bc. Tomáš Horák

Příloha 1: Výpočetní modely pasivních odporů ložisek

1 Model Palmgren/Harris [5]

Jeden z modelů výpočtu krouticího momentu pasivních odporů ložisek (založený na empirických hodnotách) navrhl Palmgren a upravil Harris. Vhodným výpočtem celkového třecího momentu podle Harrise je součet třecího momentu způsobeného zatížením M_l a momentu způsobeného viskózním třením M_v :

$$M = M_l + M_v \quad (6)$$

Výpočty M_l a M_v jsou založeny na empirických vzorcích, je v nich tedy zahrnuto smykové tření způsobené klecí. Nepočítá se zde s třením vyvolaným těsněním, testovaná ložiska však těsněním vybavena nejsou, lze tedy rovnici využít. V případě vysokých otáček pak nabývá na významu třecí moment způsobený spinem, který se musí přičíst k celkovému třecímu momentu. Třecí moment způsobený valivým odporem a klecí empiricky vyhodnotil Palmgren. Tato data byla zpracována pro každý typ ložiska a byla vytvořena rovnice pro výpočet tohoto momentu:

$$M_l = f_l F_\beta d_m \quad (7)$$

Hodnota f_l je závislá na konstrukci ložiska a jeho relativním zatížení. Pro kuličková ložiska platí:

$$f_l = z \left(\frac{F_0}{C_0} \right)^y \quad (8)$$

kde F_0 je statické ekvivalentní zatížení a C_0 je základní statická únosnost. Data k získání těchto hodnot bývají obvykle uvedena v katalogu výrobce. Pro dvojice ložisek SKF s kosoúhlým stykem uspořádaných do "O" lze ekvivalentní statické zatížení ložiska vypočítat pomocí rovnice:

$$F_0 = F_r + Y_0 F_a, \quad (9)$$

kde F_r je radiální zatížení ložisek, F_a je axiální zatížení ložiska a Y_0 je součinitel závislý na vlastnostech ložiska. Součinitele z a y jsou empirické koeficienty.

Hodnota F_β závisí na velikosti a směru zátěže na ložisko. Pro kuličková ložiska lze tuto hodnotu určit rovnicí:

$$F_{\beta} = 0,9F_a \cot \alpha - 0,1F_r \quad (10)$$

nebo

$$F_{\beta} = F_r \quad (11)$$

Následně se pro další výpočty použije výsledek s vyšší hodnotou F_{β} .

Pro výpočet třecího momentu způsobeného viskózním třením lze použít model, který byl opět empiricky vyhodnocen Palmgrenem pro ložiska pracující při mírných otáčkách a při nepřilíš velké zátěži. Výpočet viskózního třecího momentu lze provést podle následující rovnice:

$$M_v = 1,42 \cdot 10^{-5} f_0 (v_0 n)^{\frac{2}{3}} d_m^3 \quad (12)$$

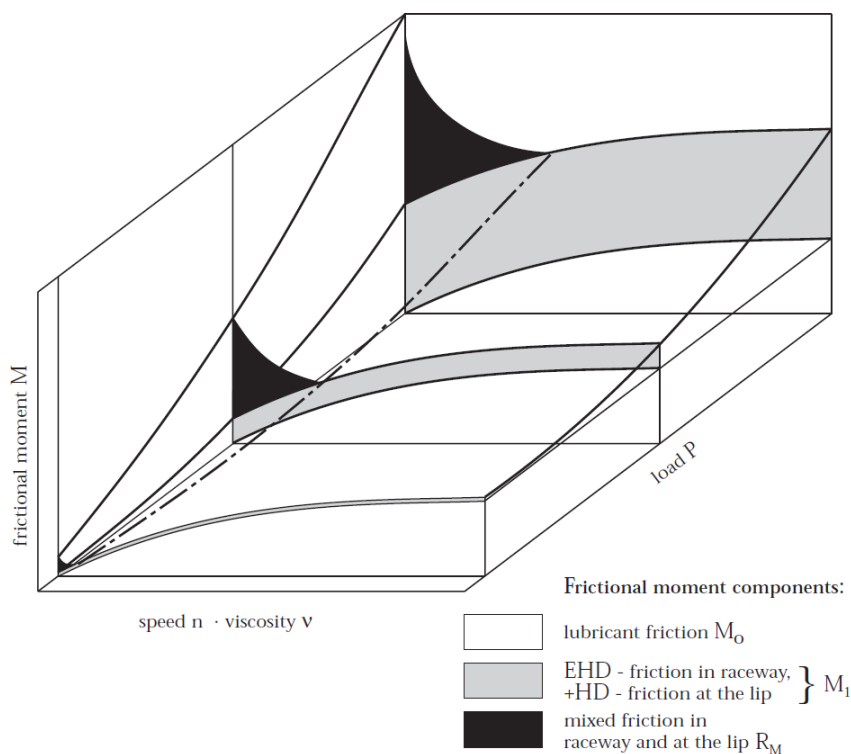
nebo

$$M_v = 3,492 \cdot 10^{-3} f_0 d_m^3 \quad (13)$$

v případě, že $v_0 n \leq 2000$

Kde v_0 je kinematická viskozita. Konstanta f_0 je závislá na typu ložiska a metodě mazání.

2 Model FAG [18]



Obrázek 65: Třecí moment valivých ložisek v závislosti na rychlosti, viskozitě oleje a zátěži [18]

Podle výpočtového modelu společnosti FAG lze celkový třecí moment opět spočítat součtem dvou složek:

$$M_{FAG} = M_0 + M_z \quad (14)$$

Kde M_0 je složka třecího momentu nezávislá na zátěži a M_z složka závislá na zátěži. Složka nezávislá na zátěži je určena provozní viskozitou oleje a provozními otáčkami. Lze jej spočítat pomocí rovnice:

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (v_0 \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (15)$$

Hodnota $f_0 = 1$ je určena z tabulky podle druhu ložiska a následně podělena dvěma pro případ mazání systémem olej-vzduch.

Složka závislá na zatížení je určena valivým odporem a smykovým třením kuliček a klece. Lze ji vypočítat pomocí následující rovnice:

$$M_z = f_1 \cdot F_{\beta FAG} \cdot d_m \quad (16)$$

kde $F_{\beta FAG}$ je koeficient zatížení, který lze pro kuličková ložiska se stykovým úhlem $\alpha = 25^\circ$ vypočítat $F_{\beta FAG} = F_r$ nebo $F_{\beta FAG} = 1,9F_a - 0,1F_r$, přičemž se pro další výpočty použije vyšší hodnota $F_{\beta FAG}$. Hodnotu koeficientu f_1 je pak pro stejné ložisko možno vypočítat z rovnice:

$$f_1 = 0,0009 \left(\frac{P_s}{C_s} \right)^{0,5} \quad (17)$$

V porovnání s modelem, který vyvinul Palmgren, se výpočet momentu liší ve složce viskózního tření. Další rozdíl je v případě výpočtu koeficientu f_1 , to je však způsobeno tím, že Harris (Palmgren) neposkytuje údaje o hodnotě koeficientů y a z pro ložiska s hodnotou stykového úhlu $\alpha = 25^\circ$, byly tedy použity hodnoty pro stykový úhel $\alpha = 30^\circ$. Vzhledem k tomu, že ostatní hodnoty konstant y a z poskytnuté pro oba modely souhlasí, lze považovat výpočet zátěžné složky momentu M_z podle modelu FAG za přesnější.

3 Model SKF [37]

Model SKF rozděluje celkový třecí moment ložiska na valivý odpor M_{rr} , smykové tření M_{sl} , třecí moment těsnění M_{seal} a třecí moment vzniklý odporem broděním, vířením oleje atd. M_{drag} . Testovaná ložiska ani podpurná naklápěcí ložiska nejsou vybavena těsněním, hodnota třecího momentu těsnění je tedy $M_{seal} = 0$. Moment způsobený odporem broděním do celkového momentu přispívá pouze v případě mazání olejovou lázní nebo cirkulací oleje. Pro případ testovacího zařízení (mazání olej-vzduch a plastickým mazivem) má hodnotu $M_{drag} = 0$.

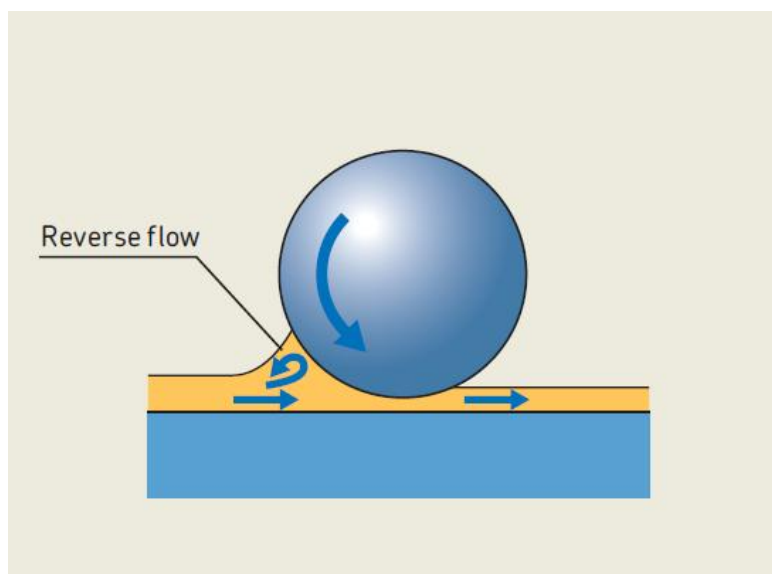
$$M_{SKF} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} = M_{rr} + M_{sl} \quad (18)$$

Moment způsobený valivým odporem lze vypočítat pomocí vzorce:

$$M_{rr} = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot G_{rr} (v_0 n)^{0,6} \quad (19)$$

kde n [min^{-1}] jsou otáčky, v_0 [mm^2/s] je provozní viskozita oleje (nebo základového oleje plastického maziva).

Φ_{ish} je koeficient reprezentující víření oleje, který je vytlačen z kontaktní oblasti (viz obr. 66). Víření oleje produkuje teplo, čímž se snižuje viskozita oleje a tím i valivé tření.



Obrázek 66: Víření oleje vytlačeného z kontaktní oblasti [37]

Koeficient lze spočítat pomocí rovnice:

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot v_0^{0,64}} \quad (20)$$

kde $d_m = \frac{d_i + d_o}{2}$ [mm] je roztečný průměr ložiska.

Koeficient Φ_{rs} se projevuje hlavně v případě vysokých otáček. Reprezentuje snížení tloušťky olejového filmu (a následně valivého odporu), které vzniká tím, že se dostatečné množství oleje nestihne dostat do kontaktní oblasti právě v případě vysokých otáček nebo vysoké viskozity oleje. Koeficient lze spočítat rovnicí:

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{\left[K_{rs} \cdot v_0 \cdot n (d_i + d_o) \sqrt{\frac{K_z}{2(d_o - d_i)}} \right]}} \quad (21)$$

Konstanta K_{rs} je závislá na typu mazání. Konstanta K_z je závislá na typu ložiska.

Nakonec ve výpočtu momentu figuruje faktor zatížení G_{rr} , závislý na typu ložiska, rozměrech a zatížení. Pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem platí rovnice:

$$G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54} \quad (22)$$

kde F_r je radiální a F_a axiální zatížení ložiska. Parametr F_g reprezentuje rychlostní zatížení a pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jej lze vypočítat rovnicí:

$$F_g = R_3 d_m^4 n^2 \quad (23)$$

Konstanty R_1 , R_2 a R_3 určují velikost vlivu radiálního, axiálního a rychlostního zatížení na pasivní odpory a jsou závislé na typu a velikosti ložiska.

V případě naklápěcích ložisek se G_{rr} vypočítá pomocí rovnice:

$$G_{rr} = R_1 d_m^2 [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54} \quad (24)$$

Rychlostní zatížení se vypočítá:

$$F_g = R_3 d_m^{3,5} n^2 \quad (25)$$

Moment způsobený smykovým třením se vypočítá pomocí rovnice:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (26)$$

G_{sl} je faktor reprezentující zatížení, analogický s parametrem G_{rr} . V případě testovaných ložisek jej lze vypočítat rovnicí:

$$G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}] \quad (27)$$

kde

$$F_g = S_3 d_m^{3,5} n^2 \quad (28)$$

Pro naklápěcí ložiska pak platí rovnice:

$$G_{sl} = S_1 d_m^{-0,12} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}] \quad (29)$$

kde

$$F_g = S_3 d_m^{3,5} n^2 \quad (30)$$

Parametr μ_{sl} je koeficient smykového tření pro olejový film a lze jej vypočítat rovnicí:

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \Phi_{bl}) \mu_{EHL} \quad (31)$$

kde μ_{bl} je konstanta, určená tím, zda jsou otáčky ložiska nulové či ne (zda se jedná o rozběhový moment), pro moment při nenulových otáčkách má hodnotu $\mu_{bl} = 0,12$. Hodnota μ_{EHL} závisí na typu ložiska a oleje a jedná se o koeficient smykového tření při elastohydrodynamickém mazání. Hodnota koeficientu pro kuličková ložiska mazaná

minerálním olejem je $\mu_{EHL} = 0,05$. Parametr Φ_{bl} je váhový faktor a lze jej vypočítat rovnicí:

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} (n \cdot v)^{1,4} d_m}} \quad (32)$$

4 Model Houpert [16] [17]

V případě výpočetního modelu, navrženého Houpertem je pro výpočet celkového třecího momentu použito více stupních hodnot a méně empirických konstant. Celkový třecí moment kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem podle Houperta lze vypočítat rovnicí:

$$M_T = Z \cdot dM_T \quad (33)$$

$$dM_T = 2 \cdot (FR_i + FR_o) \cdot \frac{r_o \cdot r_i}{d_m} + \frac{MC_i \cdot r_o + MC_o \cdot r_i}{d_w} + \frac{MER_i \cdot r_o + MER_o \cdot r_i}{d_w} \cdot \left(\frac{MP_i \cdot \left(1 + \frac{d_w \cdot \cos \alpha_i}{d_m}\right)}{2} + \frac{MP_o \cdot \left(1 - \frac{d_w \cdot \cos \alpha_o}{d_m}\right)}{2} \right) \cdot \sin \alpha_i \quad (34)$$

Kde Z je počet kuliček ložiska a dM_T je tudíž třecí moment na jednu kuličku. Index i v celém výpočtu znamená vnitřní kroužek a index o vnější kroužek ložiska. Ve výpočtu třecího momentu působí několik složek. FR je vliv hydrodynamických sil, MC je vliv tvaru kontaktu, MER je vliv valivého odporu a MP vliv tzv. "pivoting". Parametry $r_{i,o}$ jsou poloměry zakřivení stykové plochy a parametry $\alpha_{i,o}$ jsou stykové úhly na vnějším a vnitřním kroužku při zatížení a působení odstředivých sil. Hodnotu $r_{i,o}$ lze získat z rovnice:

$$r_{i,o} = (1 + K_{i,o}) \cdot \frac{d_w}{2} \quad (35)$$

Složka vlivu hydrodynamických sil se vypočítá následovně:

$$FR_{i,o} = 2,765 \cdot E^* \cdot R_{xi,o}^2 \cdot k_{i,o}^{0,35} \cdot U_{i,o}^{0,656} \cdot W_{i,o}^{0,466} \cdot G^{0,022} \quad (36)$$

Přičemž E^* je ekvivalentní Youngův modul materiálů stykových těles a vypočítá se rovnicí:

$$E^* = 2 \cdot \left(\frac{1 - \mu_{0A}^2}{E_A} + \frac{1 - \mu_{0B}^2}{E_B} \right)^{-1} \quad (37)$$

Kde μ_0 je Poissonovo číslo a E je Youngův modul. Indexy A a B pak značí jednotlivé materiály. $R_{xi,o}$ jsou hodnoty ekvivalentního poloměru kontaktu ve směru valení a vypočítají se dle rovnic:

$$R_{xi} = \frac{d_w}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_w \cdot \cos \alpha_i}{d_m}\right) \quad (38)$$

$$R_{xo} = \frac{d_w}{2} \cdot \left(1 + \frac{d_w \cdot \cos \alpha_o}{d_m}\right) \quad (39)$$

$K_{i,o}$ jsou hodnoty redukovaných poměrů poloměrů zakřivení a lze je vypočítat podle rovnic:

$$k_i = \frac{1+K_i}{K_i} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_w \cdot \cos \alpha_i}{d_m}} \quad (40)$$

$$k_o = \frac{1+K_o}{K_o} \cdot \frac{1}{1 + \frac{d_w \cdot \cos \alpha_o}{d_m}} \quad (41)$$

Kde $K_{i,o}$ je parametr definující poloměry zakřivení stykových ploch.

Parametry U , W a G jsou pak bezrozměrné parametry. U je bezrozměrný parametr rychlosti. Lze je vypočítat následovně:

$$U_{i,o} = \frac{\eta_0 \cdot v_m}{E^* \cdot R_{xi,o}^2} \quad (42)$$

Přičemž η_0 je dynamická viskozita oleje a v_m je střední rychlost kontaktních povrchů.

W je bezrozměrný parametr zatížení a vypočítá se dle rovnice:

$$W_{i,o} = \frac{Q_{i,o}}{E^* \cdot R_{xi,o}^2} \quad (43)$$

Kde $Q_{i,o}$ je kontaktní síla na jednu kuličku působící na vnitřní a vnější kroužek.

G je bezrozměrný parametr materiálu, lze je vypočítat rovnicí:

$$G = \alpha_p \cdot E^* \quad (44)$$

α_p je koeficient maziva, vypočítá se dle:

$$\alpha_p = s \cdot v^t \cdot 10^{-9} \quad (45)$$

Koeficienty s a t závisí na druhu mazacího oleje.

Vliv valivého odporu $MER_{i,o}$ lze spočítat dle rovnice:

$$MER_{i,o} = 42 \cdot 10^{-5} \cdot Q_{i,o} \cdot R_{xi,o} \cdot \frac{\mu_e}{0,11} \quad (46)$$

kde μ_e je ekvivalentní třecí součinitel závislý na druhu oleje.

Vliv tvaru kontaktu $MC_{i,o}$ lze vypočítat dle rovnice:

$$MC_{i,o} = 0,0806 \cdot \mu_e \cdot Q_{i,o} \cdot \frac{a_{i,o}^2}{R_{ai,o}} \cdot f_{ci,o} \quad (47)$$

$a_{i,o}$ je hlavní poloosa elipsy stykové plochy.

Hertzův poloměr zakřivení kontaktních ploch se vypočítá dle rovnice:

$$R_{ai,o} = \frac{d_w}{2} \cdot \frac{1+K_{i,o}}{1+\frac{K_{i,o}}{2}} \quad (48)$$

Součinitel nulových čar lze vypočítat dle rovnice:

$$E_{i,o} = \frac{2 \cdot R_{ai,o}}{a_{i,o}} \cdot \tan \gamma_{i,o} \quad (49)$$

Úhel mezi nulovými čarami a vektorem obvodové rychlosti kuliček se vypočítá následovně:

$$\gamma_o \approx \frac{d_w \cdot \sin \alpha_o}{d_m} \quad (50)$$

$$\gamma_i \approx -\arcsin \left(\frac{2 \cdot r_i \cdot \sin \alpha_o}{\sqrt{d_w^2 \cdot \sin^2 \alpha_o + d_m^2 - 2 \cdot d_w \cdot d_m \cdot \sin(\alpha_o - \alpha_i) \cdot \sin \alpha_o}} \right) + \alpha_i \quad (51)$$

Faktor zakřivení lze vypočítat dle rovnice:

$$f_{ci,o} \approx 1,0026 - 0,1653 \cdot E_{i,o} - 0,2638 \cdot E_{i,o}^2 - 2,5521 \cdot E_{i,o}^3 + 1,9749 \cdot E_{i,o}^4 \quad (52)$$

Vliv tzv "pivotingu" lze vypočítat následovně:

$$MP_{i,o} = \frac{3}{8} \cdot \mu_e \cdot Q_{i,o} \cdot a_{i,o} \cdot f_{pi,o} \quad (53)$$

kde $f_{pi,o}$ je faktor "pivotingu" a vypočítá se dle rovnice:

$$f_{pi,o} \approx 0,0042 + 1,1045 \cdot E_{i,o} + 0,4625 \cdot E_{i,o}^2 - 0,5648 \cdot E_{i,o}^3 \quad (54)$$

Příloha 2: Vstupní hodnoty pro výpočet pasivních odporů ložisek

Provozní otáčky	n [min^{-1}]	6000
Gravitační zrychlení	g [m/s^2]	9,81
Koeficient závislý na druhu oleje	μ_{EHL} [-]	0,05
Testovaná ložiska - modely Palmgren/Harris, FAG a SKF		
Hmotnost uložená testovanými ložisky	m_{z1} [kg]	15,33
Axiální předpětí	G_m [N]	370,755
Statická únosnost ložiska	C_{01} [N]	45000
Stykový úhel ložiska	α [°]	25
Průměr vnitřní oběžné dráhy	d_{i1} [mm]	69,125
Průměr vnější oběžné dráhy	d_{o1} [mm]	100,872
Průměr kuličky	d_{w1} [mm]	14,288
Kinematická viskozita oleje	ν_{01} [cSt]	68
Součinitele	Y_{01} [-]	0,76
	y_1 [-]	0,33
	z_1 [-]	0,001
	Y_{FAG1} [-]	0,5
	Z_{FAG1} [-]	0,0009
	f_{01} [-]	1
	$f_{01\text{FAG}}$ [-]	1
	μ_{bl1} [-]	0,12
	K_{rs1} [-]	$6 \cdot 10^{-8}$
	K_{z1} [-]	4,4
	R_{11} [-]	$3,58 \cdot 10^{-7}$
	R_{21} [-]	3,64
	R_{31} [-]	$3,55 \cdot 10^{-12}$
	S_{11} [-]	$1,14 \cdot 10^{-2}$
	S_{21} [-]	1,55
	S_{31} [-]	$3,55 \cdot 10^{-12}$
Roztečný průměr ložiska	$d_{m1} = \frac{d_{o1} + d_{i1}}{2}$ [mm]	3,346

Radiální zatížení	$F_{r1} = \frac{m_{z1} \cdot g}{4} [\text{N}]$	75,194
Axiální zatížení	$F_{a1} = G_m [\text{N}]$	370,755
Ekvivalentní statické zatížení	$F_{01} = \frac{F_{r1}}{2} + Y_{01} \cdot F_{a1} [\text{N}]$	319,371
Podpůrná ložiska - modely Palmgren/Harris, FAG a SKF		
Hmotnost uložená podpůrnými ložisky	$m_{z2} [\text{kg}]$	33,79
Statická únosnost ložiska	$C_{02} [\text{N}]$	14000
Průměr vnitřní oběžné dráhy	$d_{i2} [\text{mm}]$	66,310
Průměr vnější oběžné dráhy	$d_{o2} [\text{mm}]$	94,310
Průměr kuličky	$d_{w2} [\text{mm}]$	14,288
Kinematická viskozita základového oleje	$\nu_{02} [\text{cSt}]$	460
Součinitele	$Y_{12} [-]$	2,6
	$Y_{22} [-]$	4,1
	$y_2 [-]$	0,4
	$z_2 [-]$	0,0003
	$Y_{\text{FAG}2} [-]$	0,4
	$Z_{\text{FAG}2} [-]$	0,0003
	$f_{02} [-]$	1,75
	$f_{02\text{FAG}} [-]$	1
	$\mu_{bl2} [-]$	0,12
	$K_{rs2} [-]$	$6 \cdot 10^{-8}$
	$K_{z1} [-]$	4,8
	$R_{12} [-]$	$3,11 \cdot 10^{-7}$
	$R_{22} [-]$	5,76
	$R_{32} [-]$	$3,52 \cdot 10^{-12}$
	$S_{12} [-]$	$5,76 \cdot 10^{-2}$
	$S_{22} [-]$	8,03
	$S_{32} [-]$	$3,52 \cdot 10^{-12}$
Roztečný průměr ložiska	$d_{m2} = \frac{d_{o2} + d_{i2}}{2} [\text{mm}]$	3,162
Radiální zatížení	$F_{r2} = \frac{m_{z2} \cdot g}{2} [\text{N}]$	165,715
Axiální zatížení	$F_{a2} [\text{N}]$	0
Ekvivalentní statické zatížení	$F_{02} = F_{r2} [\text{N}]$	165,715

Testovaná ložiska - model Houpert		
Počet kuliček	Z [-]	16
Poissonovo číslo oceli	$\mu_{A,B}$ [-]	0,3
Youngův modul oceli	$E_{A,B}$ [Pa]	$2,1 \cdot 10^{11}$
Parametr poloměru zakřivení stykových ploch - vnitřní kroužek	K_i [-]	0,0355
Parametr poloměru zakřivení stykových ploch - vnější kroužek	K_o [-]	0,0545
Kontaktní síla na vnějším kroužku (na jednu kuličku)	Q_i [N]	90,856
Kontaktní síla na vnitřním kroužku (na jednu kuličku)	Q_o [N]	123,034
Stykový úhel na vnitřním kroužku	α_i [°]	31,078
Stykový úhel na vnějším kroužku	α_o [°]	22,182
Hlavní poloosa elipsy stykové plochy - vnitřní kroužek	a_i [m]	$0,894 \cdot 10^{-3}$
Hlavní poloosa elipsy stykové plochy - vnější kroužek	a_o [mm]	$0,654 \cdot 10^{-3}$
Dynamická viskozita oleje	η_0 [Pa.s]	$58,82 \cdot 10^{-3}$
Ekvivalentní třecí součinitel	μ_e [-]	0,05
Součinitele druhu oleje	s [-]	9,904
	t [-]	0,139

P.1: Vstupní hodnoty výpočtu celkových třecích momentů ložisek