



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

DEFORMAČNÍ ANALÝZA ULOŽENÍ HLAVNÍ HŘÍDELE VĚTRNÉ ELEKTRÁRNY

DEFORMATION ANALYSIS OF THE BEARING OF THE MAIN SHAFT OF THE WIND POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Doležel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Vosynek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	Bc. Miroslav Doležel
Studijní program:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor:	Inženýrská mechanika
Vedoucí práce:	Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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

Deformační analýza uložení hlavní hřídele větrné elektrárny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Potřeba získávat zelenou energii z obnovitelných zdrojů se stává každým rokem aktuálnějším tématem. Zároveň narůstají požadavky na výrobce větrných elektráren a jejich dodavatele. Ložiska hlavního hřídele jsou jedny z nejdůležitějších komponent celé elektrárny. Při návrhu takového ložiska ZKL Group patří k nejvýznamnějším výrobcům velkorozměrových soudečkových ložisek ve střední Evropě.

Cíle diplomové práce:

Analyzovat trend vývoje větrných elektráren, zejména uložení hlavního hřídele, a předpovědět jeho další vývoj. Provést deformační analýzu uložení hlavního hřídele větrné elektrárny pomocí numerického modelování metodou konečných prvků v softwarech MSC (Patran, Marc). Analyzovat vliv poddajnosti domku a hřídele a směru působících sil na rozložení zatížení v ložisku. V neposlední řadě porovnat výsledky z komerčně dostupného analytického softwaru Mesys.

Seznam doporučené literatury:

NOVÁK, T. Manuál tvorby výpočtových zpráv pro projekty ložisek do větrných elektráren. Verze 0. Brno: ZKL – Výzkum a vývoj, 2022. Nepublikováno.

KOCK, S, G JACOBS a D BOSSE. Determination of Wind Turbine Main Bearing Load Distribution. Journal of Physics: Conference Series [online]. Bristol: IOP Publishing, 2019, 1222(1), 12030 [cit. 2022-10-12]. ISSN 1742-6588. Dostupné z:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1222/1/012030/pdf>

DNVGL-ST-0361: Machinery for wind turbines. Høvik: DNVGL, 2016.

HARRIS, T. A. a M. N. KOTZALAS. Essential Concepts of Bearing Technology. 5th ed. Boca Raton (Florida): CRC Press Taylor & Francis Group, 2006. ISBN 978-0-8493-7183-

7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá rozložením zatížení v soudečkových ložiscích hlavní hřídele větrné elektrárny. Na konkrétní geometrii je zkoumán vliv hřídele a ložiskových domků jakožto poddajných těles. Při řešení je využito numerické výpočtové modelování metodou konečných prvků. Problém je řešen na několika úrovních modelů. Výsledky z těchto analýz jsou porovnány s řešením získaným pomocí softwaru Mesys. Výsledky ukazují, že největší vliv na rozložení zatížení ve vnitřní geometrii ložiska má uvažování poddajného domku. Rozložení zatížení je také závislé na směru působení radiální zátěžné síly. Nejkomplexnější modely odhalují problém se vzájemným ovlivňováním ložisek a jsou závislé na koeficientu tření ve vnitřní geometrii ložisek. Znalost rozložení zatížení přispívá k návrhu spolehlivějších valivých ložisek.

KLÍČOVÁ SLOVA

valivé ložisko, soudečkové ložisko, metoda konečných prvků, rozložení zatížení

ABSTRACT

This work studies a load distribution in spherical roller bearings of a main shaft in a wind power plant. The effect of the shaft and bearing houses as flexible bodies is considered for a particular geometry. The data are collected and processed by numerical computational modelling using the finite element method. Several complexity levels of models are studied. These analyses are also compared with the data obtained from the software Mesys. The results show that an inclusion of a flexible bearing housing has the greatest effect on the load distribution in the internal geometry of the bearing. The load distribution is also dependent on the direction of the radial load force. The most complex models are dependent on the friction coefficient in the internal bearing geometry, thus revealing the problem of interactions among the bearings. Knowledge of the load distribution contributes to the design of more reliable rolling bearings.

KEYWORDS

rolling bearing, spherical roller bearing, finite element method, load distribution

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOLEŽEL, Miroslav. *Deformační analýza uložení hlavní hřídele větrné elektrárny*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149859>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Vosynkovi, Ph.D. za rady a připomínky k řešenému problému.

Dále patří mé velké díky kolegům ze společnosti ZKL – Výzkum a vývoj, a.s. Zvláště pak Ing. Tomáši Novákovi za jeho rady, vstřícný přístup a čas, který mi věnoval. Děkuji Ing. Sabině Kovaříkové za ochotu a mnohé rady k výpočetním softwarům a Ing. Vojtěchu Pelíškovi za odbornou pomoc se softwarem Mesys.

Děkuji i své rodině, přítelkyni Kristínce a přátelům za veškerou podporu a motivaci, kterou mi během studia dodávali.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Petra Vosynka, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PROBLÉMOVÁ SITUACE	14
2.1	Formulace problému	14
2.2	Cíle práce	14
3	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
3.1	Valivá ložiska	15
3.1.1	Typy valivých ložisek	16
3.1.2	Vůle v ložiscích	19
3.1.3	Normy	19
3.2	Větrné elektrárny	21
3.2.1	Větrné elektrárny s převodovkou	23
3.2.2	Větrné elektrárny bez převodovky	27
3.2.3	Vývoj do budoucna	28
3.3	Výpočtové modelování	29
3.3.1	Hertzova teorie o kontaktu pružných těles	29
3.3.2	Metoda konečných prvků	29
3.3.3	Modelování ložisek	32
4	METODY PRO ŘEŠENÍ PROBLÉMU	33
5	VÝPOČTOVÉ MODEL Y	35
5.1	Souřadnicové systémy	36
5.1.1	Globální souřadnicový systém	36
5.1.2	Válcový souřadnicový systém	36
5.2	Model ložisek	37
5.2.1	Sít' konečných prvků	37
5.2.2	Okrajové podmínky	38
5.2.3	Nastavení kontaktních interakcí	38
5.2.4	Citlivostní analýza sítě ložisek	39
5.3	Model aktivačních veličin	41
5.4	Model materiálu	43
5.5	Model 1. úrovně	44
5.6	Model 2. úrovně	45

5.6.1	Citlivostní analýza sítě domku	45
5.6.2	Okrajové podmínky a kontaktní interakce	47
5.7	Model 3. úrovně	51
5.7.1	Model hřídele	51
5.7.2	Geometrické okrajové podmínky a kontaktní interakce	51
5.7.3	Aktivační veličiny (Silové okrajové podmínky)	53
5.8	Model 4. úrovně	54
5.9	Nastavení analýzy a řešiče	55
5.10	Modelování v softwaru Mesys	55
6	VÝSLEDKY	57
6.1	Rozložení zatížení na valivá tělesa	57
6.1.1	Model 1. úrovně	57
6.1.2	Model 2. úrovně	59
6.2	Vliv axiálního posunutí hřídele	60
6.2.1	Model 3. úrovně	60
6.2.2	Model 4. úrovně	62
6.3	Porovnání jednotlivých úrovní modelování	64
6.4	Vliv směru působení síly	65
6.5	Porovnání výsledků se softwarem Mesys	67
7	LOKÁLNÍ VÝPOČTOVÝ MODEL	69
8	ZÁVĚR	71
9	BIBLIOGRAFIE	73
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	79
10.1	Zkratky	79
10.2	Veličiny	80
11	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	82
12	SEZNAM TABULEK	85

1 ÚVOD

V současnosti je společnost závislá na elektrické energii jejíž spotřeba stále roste. Zároveň však vznikají otázky a problémy s její udržitelnou výrobou. Roku 2015 byla ustanovena tzv. Pařížská dohoda, jejímž cílem je snížení dopadu lidského působení na klimatické změny. Velkou mírou tedy dochází k nahrazování fosilních paliv obnovitelnými zdroji. Jedním z takových je i transformace kinetické energie větru pomocí větrných elektráren. V roce 2021 byly celosvětově zprovozněny větrné elektrárny o výkonu 94 GW a celkový výkon větrných elektráren tak dosáhl přes 740 GW [1]. Globálně dochází k nárůstu instalací větrných elektráren. Podle výhledu agentury IRENA (*International Renewable Energy Agency*) by pro dosažení Pařížské dohody bylo nutné, aby celkový výkon větrných elektráren v roce 2050 dosahoval 8 200 GW [2].

S růstem aplikací větrných elektráren, velikostí turbín a instalacemi do oblastí s méně příznivými podmínkami je vývoj nových řešení v oblasti větrné energetiky stále aktuální. Jednou z důležitých součástí větrné elektrárny jsou i ložiska hlavní hřídele. Často se jedná o ložiska s vnějším průměrem v řádech tisíců milimetrů. Taková ložiska musí přenášet vysoká zatížení od rotoru turbíny a pracovat v náročných podmínkách. Vývojem, výrobou a prodejem valivých ložisek do větrných elektráren se zabývá i koncern ZKL Group. Ve spolupráci s technologickým centrem koncernu, ZKL – Výzkum a vývoj, a.s., vzniká tato diplomová práce.

Valivá ložiska jsou součástí, jejichž návrh je z velké míry řízen normativními předpisy. Ukazuje se, že aplikace ložisek ve větrných elektrárnách dosahují na limity, pro které jsou tyto předpisy dostačující. Testování strojních součástí je nákladný proces, a to zvláště u součástí o velikosti hlavních ložisek větrné elektrárny. Snahou je ověřovat návrh jinými způsoby. Jednou z rozšířených metod je numerické výpočtové modelování metodou konečných prvků, které je použito i v této práci. Díky těmto analýzám lze mnohé problémy konstrukce odhalit již ve fázi návrhu a předcházet jim.

Jedním z důležitých faktorů při návrhu ložiska je znalost rozložení zatížení na jednotlivá valivá tělesa. Tento faktor přímo souvisí s velikostí kontaktních tlaků a vznikem kontaktní únavy materiálu, což je nejčastější porucha valivých ložisek. Předmětem výzkumu této práce je vyšetření vlivu okolních součástí ložisek a směru působící síly na rozložení zatížení ve vnitřní geometrii ložiska.

2 PROBLÉMOVÁ SITUACE

Pro uložení hlavní hřídele větrné elektrárny se používají různá konstrukční řešení. Požadavky na konstrukci jsou především: účinnost elektrárny, nízké náklady a spolehlivost. Ložiska hlavní hřídele jsou jedny z nejdůležitějších komponent celé elektrárny. V práci [3] je vyslovena hypotéza, že selhání ložisek hlavní hřídele by mohlo být s rostoucí velikostí turbíny častějším problémem. Studie spolehlivosti v oblasti hnacího ústrojí větrné elektrárny [4; 5] nevěnují prozatím hlavním ložiskům zvýšenou pozornost. Přitom poruchovost této komponenty za 20 let životnosti větrné elektrárny dosahuje až 30 % [6]. Předcházet poruchám je nutné již ve fázi návrhu.

Pro návrh ložisek je mimo jiné nutná znalost vlivu poddajného domku a hřídele na deformaci a rozložení zatížení v ložisku. Určení těchto vlivů je možné numerickým modelováním metodou konečných prvků. Jedná se o analýzu s velkým množstvím kontaktů, které do úlohy vnášejí silně nelineární chování a často komplikují konvergenci výpočtu.

2.1 Formulace problému

Stanovit deformaci a rozložení zatížení v ložiscích hlavní hřídele větrné elektrárny při různých úrovních výpočtového modelování a různých směrech působících sil pomocí metody konečných prvků.

2.2 Cíle práce

Cíle práce jsou formulovány následovně:

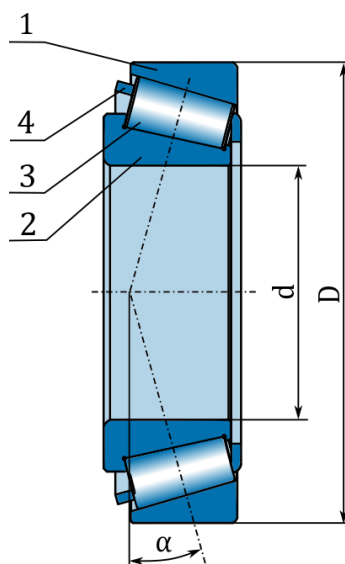
- provést rešeršní studii uložení hlavního hřídele větrné elektrárny a předpovědět jeho další vývoj,
- provést deformační analýzu uložení hlavního hřídele větrné elektrárny při zohlednění tuhosti hřídele, ložisek a domků ložisek při uvažování různých směrů zatížení,
- porovnat výsledky pro 4 úrovně modelu (ložisko bez okolních součástí, ložisko v domku, ložisko na hřídeli, ložisko na hřídeli a v domku),
- porovnat numerické výsledky s výsledky získanými z komerčně dostupného analytického softwaru Mesys.

3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska jsou strojní součásti používané za účelem snížení třecího odporu při uložení dvojice součástí, které vůči sobě vykonávají rotační nebo kyvný pohyb.

Při modelování úloh ve statice, kinematice a dynamice jsou ložiska nejčastěji uvažována jako vazba, která umožňuje rotaci kolem jedné osy. Posuvu a rotaci v ostatních směrech je v závislosti na typu ložiska buď zamezeno, nebo je jim předcházeno jinou vazbou. V závislosti na řešeném problému může být vhodné uvažovat i tuhost ložiska. Některé problémy mohou vyžadovat nutnost ještě detailnějšího popisu.



Obr. 3-1 Náčrt kuželíkového ložiska (upraveno z [7])

Základní terminologie je vysvětlena na náčrtu kuželíkového ložiska (obr. 3-1), kde: 1 je vnější kroužek, 2 je vnitřní kroužek, 3 je valivé těleso, 4 je klec, d je vnitřní průměr, D je vnější průměr, α je stykový úhel [7].

Kroužky a valivá tělesa ložisek se běžně vyrábí z ložiskové oceli, která se vyznačuje vysokými hodnotami mechanických vlastností. Výsledné hodnoty významně ovlivňuje tepelné zpracování. Ve speciálních případech se jako materiál používají i keramiky. Klece ložisek vedou valivá tělesa v optimálních pozicích. Vyrábí se z ocelových plechů, z mosazi nebo z polymerů. Některá ložiska mohou být krytovaná nebo těsněná. Snahou je zamezit vniknutí nečistot do ložiska, což by mělo negativní vliv na trvanlivost ložiska.

Dalším důležitým aspektem je mazání ložisek. Mazivo se používá ke snížení tření v ložisku a tím ke snížení jeho opotřebení. Ve valivých ložiscích dochází za provozu převážně k elastohydrodynamickému režimu mazání. Ten vzniká při relativním pohybu dvojice nekonformních povrchů s velice malou kontaktní oblastí, tudíž s vysokými kontaktními tlaky. Dochází k oddělení povrchů souvislou vrstvou maziva. Jako mazivo se používají oleje nebo plastická maziva. Pro ložiska hlavních hřídelí větrných elektráren je typické použití plastického maziva. Z důvodu velkých zatížení a malých otáček se používají speciální maziva s vysokotlakými aditivami.

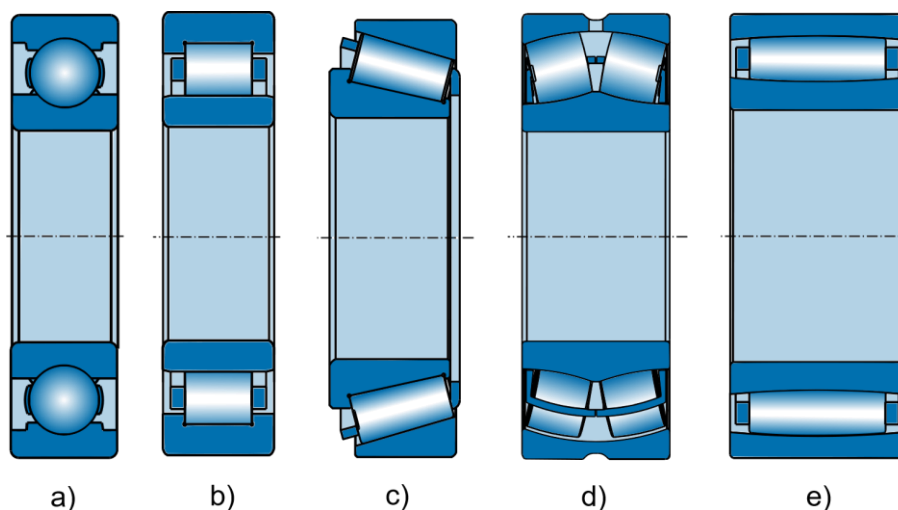
3.1.1 Typy valivých ložisek

Podle směru zatížení

Ložiska lze dělit na radiální, která přenáší zatížení převážně v radiálním směru, a axiální, která přenáší zatížení převážně v axiálním směru [8]. O tom, do které kategorie se ložisko řadí, rozhoduje velikost stykového úhlu (obr. 3-1- α). Většina ložisek dokáže přenášet kombinované (radiální i axiální) zatížení.

Podle tvaru valivých těles

Podle tvaru valivých těles dochází v ložisku teoreticky k bodovému nebo čárovému styku. Po zatížení jsou však místa styku plošná, často eliptických tvarů. Následující výčet obsahuje nejpoužívanější typy valivých ložisek a podrobněji je zde pojednáno o ložiscích, která se uplatňují v uložení hlavních hřídelí větrných elektráren.



Obr. 3-2 Řezy valivými ložisky: a) kuličkové ložisko, b) válečkové ložisko, c) kuželíkové ložisko, d) soudečkové ložisko, e) toroidní ložisko, (upraveno z [7])

Kuličková ložiska

Kuličková ložiska (obr. 3-2-a) jsou jediná ložiska s bodovým stykem mezi valivými tělesy a kroužky. Jedná se o velmi univerzální typ ložisek, díky čemuž jsou nejpoužívanější. Dokážou přenášet radiální i axiální zatížení a jsou vhodná do aplikací s velmi vysokými otáčkami. Vyrábí se jednořadá kuličková ložiska, víceřadá kuličková ložiska, naklápací kuličková ložiska a kuličková ložiska s kosouhlým stykem, která jsou zvláště vhodná do aplikací s výraznějším axiálním zatížením. Větrná elektrárna obsahuje několik konstrukčních uzlů, kde se kuličková ložiska uplatňují, avšak pro uložení hlavní hřídele se z důvodu působení velkých zatížení tento typ ložisek nepoužívá.

Válečková ložiska

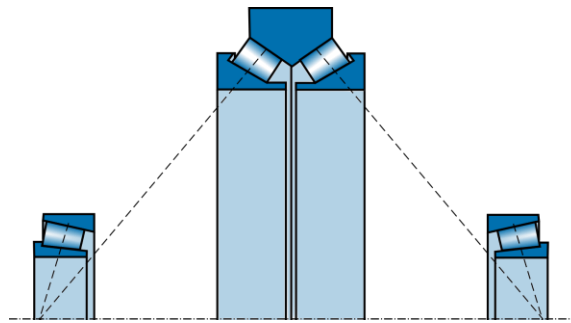
Valivými tělesy jsou válečky (obr. 3-2-b). Avšak aby se předešlo hranovým napětím, jsou valivá tělesa vyráběna s modifikacemi. Válečková ložiska dokážou přenášet vysoká radiální zatížení. Některá provedení jsou schopna přenášet i malá axiální zatížení. Některá axiální sílu vůbec nepřenáší a je možný vzájemný axiální posuv ložiskových kroužků. Této vlastnosti se využívá například pro kompenzaci teplotní roztažnosti hřídele [7]. Válečková ložiska nejsou vhodná do aplikací, kde dochází k natočením osy hřídele. Válečková ložiska se jako axiálně volná používají i v některých uloženích hlavních hřídelí větrných elektráren.

Speciálním typem válečkových ložisek jsou jehličková ložiska, která se vyznačují vysokou hodnotou poměru délky ku průměru valivého elementu. Vyrábí se i provedení bez ložiskových kroužků, tedy pouze klece s valivými tělesy, které se nasazují přímo na upravené povrchy okolních součástí [8]. Používají se, pokud jsou zástavbové rozměry v radiálním směru velmi omezené.

Kuželíková ložiska

Kuželíková ložiska (obr. 3-2-c) se vyznačují schopností přenášet vysoká radiální i axiální zatížení. Jednořadá kuželíková ložiska však přenáší axiální zatížení pouze v jednom směru. Proto se často vyrábí nebo aplikují ve více řadách, kde jsou kuželíková ložiska uspořádána do „O“ nebo do „X“. Takovým uspořádáním lze zároveň dosáhnout předpětí v uložení, které je vhodné pro optimální chod kuželíkových ložisek. Tato uložení se vyznačují vysokou tuhostí a přesným chodem. Dosažení optimálního předpětí však bývá komplikací pro výrobu a montáž a je náchylné na teplotní roztažnost okolních součástí.

Pro uložení hlavních hřídelí větrných elektráren se často uplatňují dvouřadá kuželíková ložiska v uspořádání do „O“. Jedná se o velkorozměrová ložiska, která mohou být jedinou vazbou hlavní hřídele větrné elektrárny. Tudíž musí být schopna přenášet radiální, axiální i momentové zatížení od turbíny. Společnost SKF (*Swedish Ball Bearing Factory*) tento typ ložiska nabízí pod názvem Nautilus. Díky vyššímu stykovému úhlu a velkému průměru ložisek může být vzdálenost mezi spojnicemi stykových bodů zatížení stejná jako při použití menších kuželíkových ložisek umístěných vzájemně dál (obr. 3-3).



Obr. 3-3 Porovnání rozdílných konfigurací kuželíkových ložisek

Soudečková ložiska

Oběžná dráha vnějšího kroužku soudečkového ložiska je sférická (obr. 3-2-d), což umožňuje provoz s nakloněním hřídele, aniž by byla významně ovlivněna trvanlivost ložiska. Nejčastěji se vyrábí v provedení se dvěma řadami valivých těles. Jsou schopna přenášet radiální i axiální zatížení. Valivé elementy mohou být symetrické, pak je vnitřní geometrie uzpůsobena na dvojbodový dotyk mezi kroužky a valivými tělesy. Převážně u axiálních ložisek se používá komplikovanější geometrie s nesymetrickými valivými tělesy a třibodovým dotykem mezi kroužky a valivými tělesy.

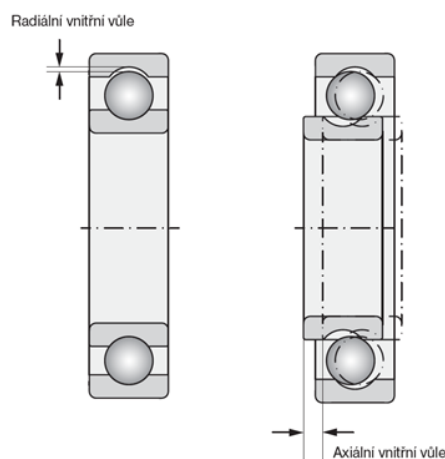
Ve větrných elektrárnách se pro uložení hlavní hřídele často používají dvouřadá soudečková ložiska. Využívá se jejich schopnosti přenášet radiální i axiální zatížení, a tak se používají jako axiálně volná i jako axiálně pevná.

Toroidní ložiska

Tento typ ložisek má vnější oběžnou dráhu ve tvaru toroidu (obr. 3-2-e). Tím do jisté míry kombinuje vlastnosti válečkových a soudečkových ložisek [7]. Toroidní ložiska mohou přenášet pouze radiální zatížení a dokážou kompenzovat omezený rozsah axiálních posuvů. Zároveň umožňují naklonění hřídele. Díky těmto vlastnostem se dají použít i pro uložení hlavních hřídelí větrných elektráren, nejčastěji v kombinaci s axiálně pevným soudečkovým ložiskem.

3.1.2 Vůle v ložiscích

„Vůle v ložisku je hodnota délky posunutí jednoho kroužku smontovaného ložiska vzhledem k druhému kroužku z jedné krajní polohy do druhé (obr. 3-4). Posunutí může být v radiálním směru (radiální vůle) nebo v axiálním směru (axiální vůle).“ [7]



Obr. 3-4 Znárodnění radiální a axiální vůle v kuličkovém ložisku [7]

Na nezabudovaném ložisku měříme výrobní vůli, ta se běžně řídí normou ISO 5753. Po montáži se velikost vůle zmenší vlivem uložení ložiska s přesahem na čepu, případně v díře tělesa. Během provozu dochází k dalším změnám velikosti vůle, například vlivem rozdílné teploty vnitřního a vnějšího kroužku ložiska. Zvláště při těžkých provozních podmínkách by ložiska měla mít malou provozní vůli. Kuličková ložiska mohou být provozována i s malým předpětím. U kuželíkových ložisek, jak už bylo zmíněno, je předpětí běžné. Naopak u soudečkových ložisek je nutné, aby byla provozována vždy s vůlí. Čím menší provozní vůle je, tím se zatížení rozkládá na více valivých těles a působí menší kontaktní tlaky na oběžných drahách [9]. V ložiscích hlavních hřídelí větrných elektráren se vůle pohybuje v setinách až desetínách milimetrů.

3.1.3 Normy

Valivými ložisky se zabývá velké množství norem. Například hlavní rozměry ložiska jsou standardizovány pro snadnou vyměnitelnost ložisek. Dále jsou zmíněny pouze normy související s určením únosnosti a trvanlivosti valivých ložisek a vysvětleny vybrané termíny z těchto norem.

ČSN ISO 76

„Norma stanovuje metody výpočtu základní statické únosnosti a statického ekvivalentního zatížení pro valivá ložiska. Norma také stanovuje pravidla pro použití statické bezpečnosti v podmínkách velkého zatížení.“ [10]

Základní statická únosnost je zatížení, které vyvolá v nejvíce zatíženém styku valivého tělesa a oběžné dráhy trvalou plastickou deformaci o velikosti 0,0001 průměru valivého tělesa.

ČSN ISO 281

„Norma stanovuje metody výpočtu základní dynamické únosnosti a trvanlivosti valivých ložisek. Norma také stanovuje metody výpočtu modifikované trvanlivosti v různých stupních spolehlivosti, podmínek mazání, nečistotami v mazání a při zatížení na mezi únavy.“ [11]

Základní dynamická únosnost vyjadřuje stálé neproměnné zatížení, pod kterým ložisko s 90% pravděpodobností vykoná alespoň 10^6 otáček. U radiálních ložisek se jedná o zatížení a únosnost v radiálním směru (C_r) a u axiálních ložisek o zatížení a únosnost v axiálním směru (C_a).

Pro snadnější určení trvanlivosti ložiska zatíženého kombinací radiálního i axiálního zatížení se zavádí **ekvivalentní dynamické zatížení ložiska**. U radiálních ložisek se jedná o fiktivní radiální zatížení, při kterém by ložisko dosáhlo stejné trvanlivosti, které dosáhne při skutečné kombinaci zatížení. U axiálních ložisek pak jde o fiktivní axiální zatížení. Ekvivalentní dynamické zatížení P lze určit ze vztahu:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (3.1)$$

kde F_r je radiální složka skutečného zatížení, F_a je axiální složka skutečného zatížení, X je součinitel dynamického radiálního zatížení, Y je součinitel dynamického axiálního zatížení. Součinitele bývají pro konkrétní ložiska tabelovány.

Trvanlivost ložiska je dána počtem otáček, které vykoná jeden kroužek vůči druhému, dokud se neobjeví první příznaky kontaktní únavy materiálu na oběžných drahách nebo na valivém tělese. I mezi ložisky stejného typu bývají značné rozdíly v trvanlivosti, proto se zavádí základní trvanlivost ložiska, které dosáhne 90 % ložisek. Pro určení základní trvanlivosti se používá vztah:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.2)$$

kde L_{10} je základní trvanlivost (10^6 ot.), C je základní dynamická únosnost (kN), P je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska (kN), p je mocnitel, který pro ložiska s bodovým stykem nabývá hodnoty $p = 3$ a pro ložiska s čárovým stykem hodnoty $p = 10/3$.

V praxi je často nutné znát trvanlivost ložiska pro jinou spolehlivost, případně se zohledněním dalších vlivů. K tomu slouží přepočítání ze základní trvanlivosti pomocí koeficientů, které jsou určovány převážně empiricky. Takto upravená trvanlivost se nazývá modifikovaná.

ISO/TS 16281

„Norma obsahuje doporučení pro výpočet modifikované trvanlivosti valivých ložisek“ [12]

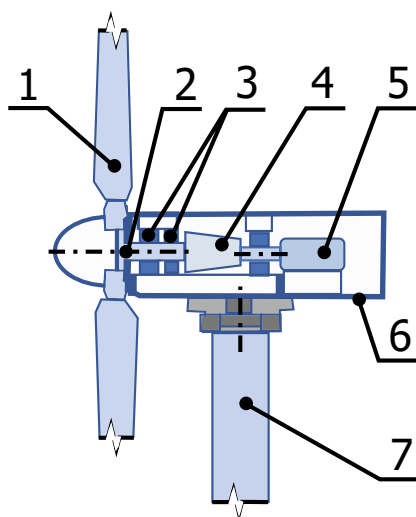
Tento předpis umožňuje do výpočtu modifikované trvanlivosti zahrnout ještě více vlivů, než které jsou popsány v normě ČSN ISO 281. Jedná se například o vnitřní geometrii ložiska a provozní vůli.

Standardy DNV

Společnost DNV je jednou z předních klasifikačních společností v oblastech námořního průmyslu, těžby ropy a plynu, ale také obnovitelných zdrojů energie, elektrifikace a dalších. Ložiska ve větrných elektrárnách se zabývá norma DNV-ST-0361 [13], která se z velké části odkazuje na postupy ve výše uvedených normách a uvádí konkrétní limity kontaktních tlaků pro ložiska v jednotlivých konstrukčních uzlech větrné elektrárny.

3.2 Větrné elektrárny

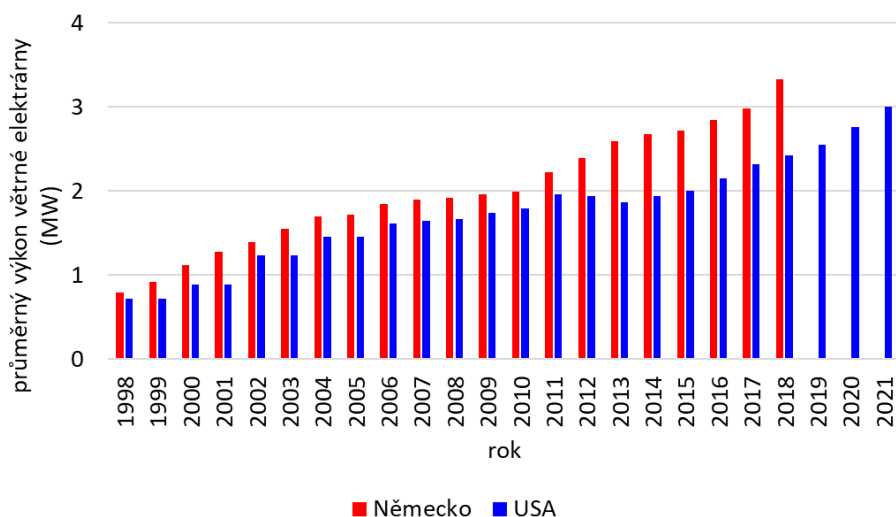
Konstrukcí větrných elektráren existuje velké množství. Tato práce se omezuje na typ s horizontální osou rotace a s turbínou pracující na vztakovém principu, který je v současnosti naprosto dominující. Na obr. 3-5 je schematicky znázorněn příklad větrné elektrárny s převodovkou, kde 1 je lopatka turbíny, 2 je hlavní hřídel, 3 jsou hlavní ložiska, 4 je převodovka, 5 je generátor, 6 je gondola, 7 je věž.



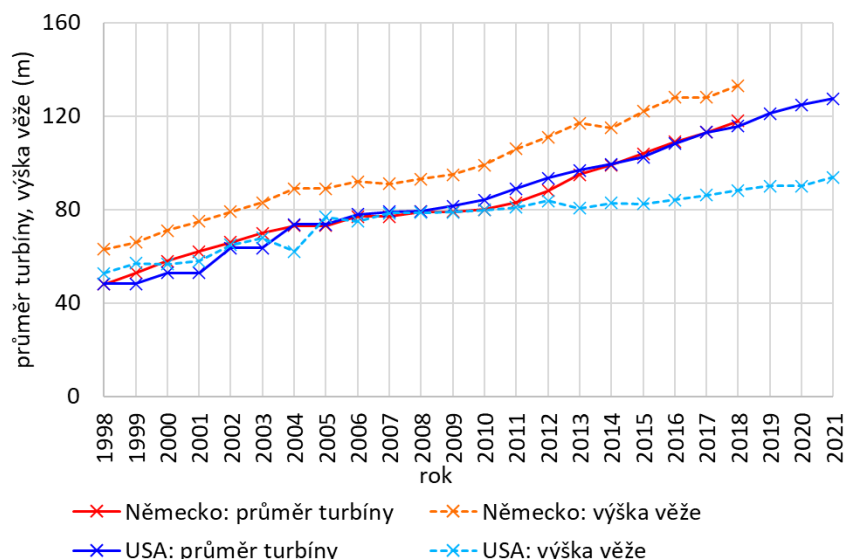
Obr. 3-5 Schéma větrné elektrárny

Větrné elektrárny lze podle jejich umístění rozlišovat na dva typy: na souši (*onshore*) a na moři (*offshore*). Podle umístění se stroje vyznačují jistými specifiky. Zásadním rozdílem bývá konstrukce základů a věže. Větrné elektrárny na moři jsou obvykle vystaveny vyšší rychlosti větru, z čehož plyne i vyšší zatížení ložisek hlavní hřídele. Nebývá u nich problém s dopravou nadrozměrných dílů, naopak komplikovanější bývá jejich montáž, údržba a opravy. Uplatňují se u nich i plovoucí konstrukce. Obecně jsou větrné elektrárny vystaveny náročným povětrnostním podmínkám a musí pracovat v širokém rozsahu zátěžných stavů a teplot. Projektovaná životnost větrných elektráren je obvykle 20–25 let.

Z teorie plyne, že výkon turbíny závisí na druhé mocnině průměru turbíny. V minulosti bylo provedeno mnoho studií, z kterých měla být určena optimální velikost větrné turbíny na základě porovnání kompletních nákladů na výrobu, montáž a údržbu s dosaženými příjmy [14]. Dle současných studií se zdají prvotní odhady příliš nízké a jako optimální se nyní uvádí rotory dosahující v průměru téměř 150 m. Vývoj průměrných výkonů a průměrných základních rozměrů a nově zprovozněných větrných turbín na souši v letech 1998 až 2021 v Německu a USA je zobrazen na obr. 3-6 a obr. 3-7. Zvětšování velikosti turbín je tedy dlouhodobým trendem a lze očekávat jeho další růst.



Obr. 3-6 Časový vývoj průměrného výkonu nově zprovozněných větrných elektráren na souši v Německu a v USA (data z [15; 16])



Obr. 3-7 Časový vývoj průměrných základních rozměrů nově zprovozněných větrných elektráren na souši v Německu a v USA (data z [15; 16])

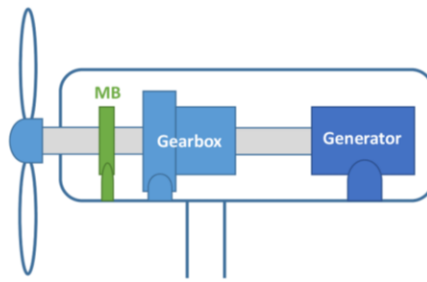
Tato práce je zaměřena na uložení hlavní hřídele. Realizace tohoto konstrukčního uzlu se zásadně liší v závislosti na širším pohonném ústrojí elektrárny. Proto je tato problematika probrána v následujících dvou kapitolách podle toho, zda jsou otáčky turbíny upravovány pomocí převodovky, nebo je výkon na generátor přenášen bez převodovky (tzv. přímý pohon, *direct drive*). V obou případech však platí, že turbína větrné elektrárny dosahuje 5–15 otáček za minutu, tudíž ložiska hlavní hřídele jsou vždy provozována v pomaloběžném režimu.

3.2.1 Větrné elektrárny s převodovkou

Větrné elektrárny s převodovkou nejčastěji používají tříbodové nebo čtyřbodové uložení hlavní hřídele. Způsob uložení a propojení hlavní hřídele s převodovkou ovlivňuje, jaké zatížení (mimo kroutícího momentu) se přenáší do převodovky [17]. Nejčastěji se používají vícestupňové planetové převodovky. Na výstupní hřídeli je běžně dosahováno 1 500 otáček za minutu. Převodovky ve větrných elektrárnách se dlouhodobě vyznačují vysokou poruchovostí.

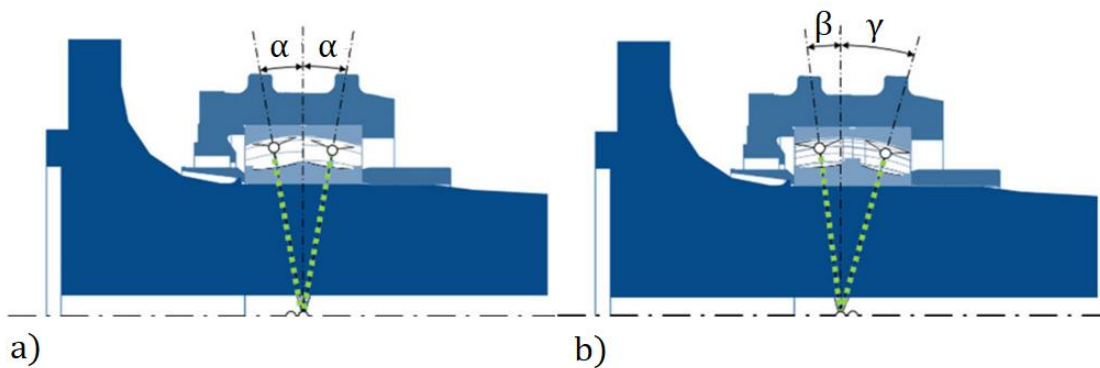
Tříbodové uložení

Tříbodové uložení (obr. 3-8) obsahuje jedno hlavní ložisko (v obrázku označeno jako „MB“), které je provozováno jako axiálně pevné. Část zatížení od větrné turbíny v tomto uspořádání přebírá i převodovka, která bývá uchycena dvěma torzními rameny [3; 17]. Pro účely modelování uložení hlavní hřídele bývá vazba od převodovky uvažována formou tuhostí v radiálním a axiálním směru [18].



Obr. 3-8 Schéma třibodového uložení hlavní hřídele [3], pozn. MB – hlavní ložisko, Gearbox – převodovka, Generator – generátor, stejný význam i na následujících obrázcích

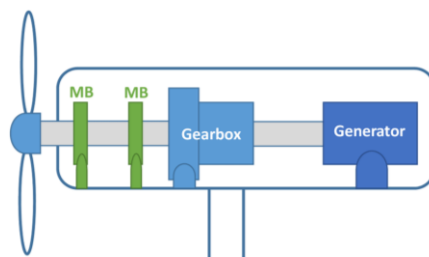
Nejčastěji se pro třibodové uložení používají soudečková ložiska (obr. 3-9-a). Axiální zatížení působí na ložisko převážně v jednom směru. Jedna řada soudečků je tedy zatížena výrazně více než druhá, a tudíž i k porušení dochází dříve na zatíženější z oběžných drah. Lepší rozložení zatížení a vyšší trvanlivost nabízí asymetrická konstrukce soudečkových ložisek (obr. 3-9-b). Tato ložiska mají v každé řadě jiný kontaktní úhel, případně i valivá tělesa mohou být v každé řadě jiná. V článku [19] bylo porovnáno použití symetrických a asymetrických soudečkových ložisek hlavní hřídele větrné elektrárny modelováním pomocí metody konečných prvků. Tyto analýzy potvrdily předpoklad lepšího rozložení zatížení mezi jednotlivé řady valivých těles u asymetrické konstrukce a predikují nárůst trvanlivosti této konstrukce o 62 % oproti symetrickému provedení. Asymetrických soudečkových ložisek lze s výhodou použít i v některých konfiguracích představených dále.



Obr. 3-9 Uložení hlavní hřídele v a) symetrickém soudečkovém, b) asymetrickém soudečkovém ložisku (upraveno z [19])

Čtyřbodové uložení

Čtyřbodové uložení obsahuje dvě hlavní ložiska (obr. 3-10) a převodovku uloženou na dvojici torzních ramen. Tento způsob uložení se snaží předcházet přenosu netočivého zatížení do převodovky. Vlivem deformace rámu a hřídele však může docházet k obtížně předvídatelným zatížením převodovky [17]. Tento problém lze řešit například pomocí pružné spojky mezi hlavní hřídelí a převodovkou.

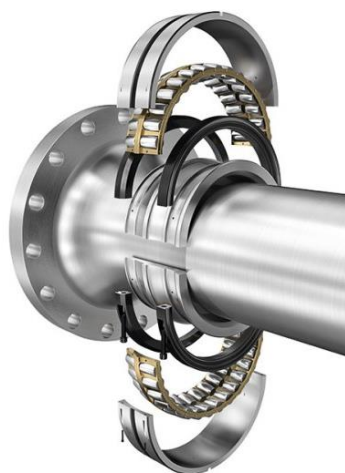


Obr. 3-10 Schéma čtyřbodového uložení hlavní hřídele [3]

Ložiska mohou být uspořádána jako axiálně volná a axiálně pevná. V takovém případě se používá dvojice soudečkových ložisek, případně válečkové nebo toroidní ložisko jako axiálně volné a soudečkové ložisko jako axiálně pevné. Výhodou použití válečkového ložiska je, že k axiálním posuvům dochází pouze uvnitř ložiska, a nikoliv na plochách mezi ložiskem a ložiskovým domkem. To předchází vzniku stykové koroze na vnějším kroužku ložiska.

Další možností je uložení do dvojice kuželíkových ložisek, která jsou vzájemně předeprnutá [20]. Taková uložení se vyznačují vysokou tuhostí, avšak problémově kompenzují deformace způsobené teplotní roztažností. Kuželíková ložiska s velkými průměry a menšími vzájemnými vzdálenostmi, typická pro aplikace uložení hlavní hřídele, mohou při provozu ztrácet předpětí, což má negativní vliv na jejich životnost. Celkovými nevýhodami čtyřbodového uložení je nutnost většího zástavbového prostoru, náchylnost na nesouosost a vyšší náklady [3].

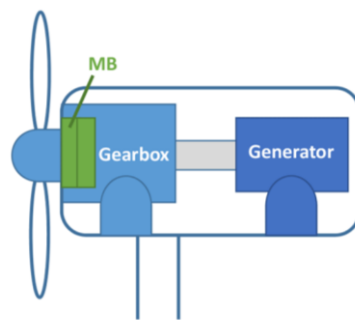
Při poruše hlavních ložisek je jejich výměna velmi komplikovaná. Obvykle je nutná demontáž rotoru turbíny a velké části pohonného ústrojí [21]. Použitím dělených ložisek lze významně ušetřit náklady na případné výměně hlavních ložisek (obr. 3-11). Jejich montáž je totiž možná přímo v gondole bez rozebírání větších celků.



Obr. 3-11 Dělená soudečková ložiska (převzato z [21])

Integrované uložení v převodovce

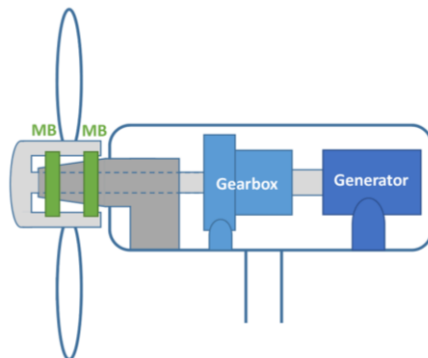
Další z možností konstrukcí je integrace hlavních ložisek přímo do převodovky (obr. 3-12). Toto řešení je oproti předchozím výrazně kompaktnější, čímž je docíleno i snížení hmotnosti [17]. Zároveň však narůstají požadavky na konstrukci převodovky. U této konstrukce se objevují problémy se špatným rozložením zatížení na zubech ozubených kol převodovky a vyšším přenosem vibrací. Nevýhodou je také vyšší hlučnost, která je způsobena nutností použití tužšího spojení mezi převodovkou a skříní gondoly. V případě poruchy hlavního ložiska se ještě více komplikuje jeho výměna a zpravidla musí být demontována celá gondola. Pro tento typ uložení se nejčastěji používá dvojice kuželíkových ložisek uspořádaných do „O“, případně lze použít samotnou dvouřadou kuželíkovou jednotku.



Obr. 3-12 Schémata integrovaného uložení hlavní hřídele v převodovce [3]

Plovoucí uložení

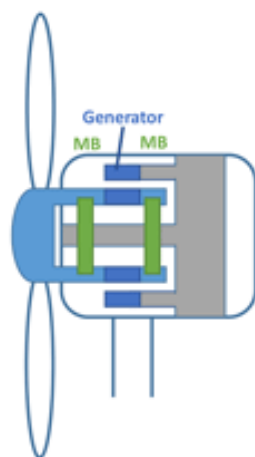
Snaha chránit převodovku od veškerých jiných zatížení, než je kroučící moment vedla ke konstrukci plovoucího hnacího ústrojí (obr. 3-13). Ložiska jsou nasazena na prodlouženém rámu a podepírají přímo rotor turbíny, který je obvykle přes pružnou spojku a hřídel propojen s převodovkou [17]. Díky tomu by mělo docházet k rovnoměrnějšímu zatížení ložisek a výraznému zvýšení životnosti převodovky.



Obr. 3-13 Schéma plovoucího uložení [3]

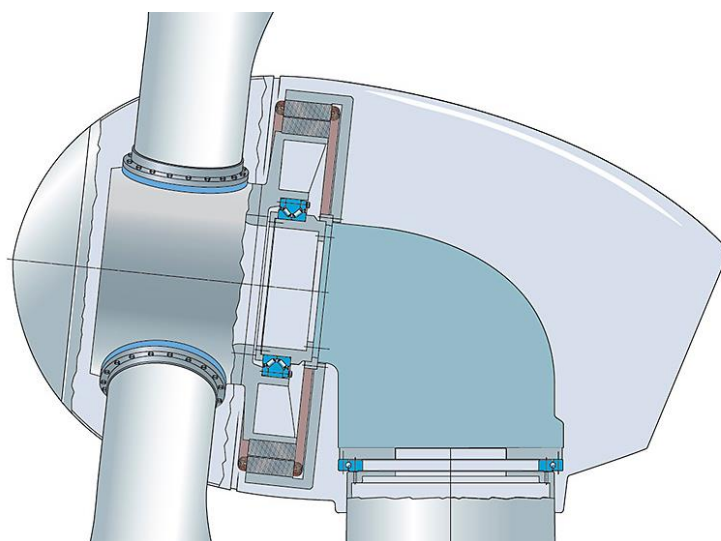
3.2.2 Větrné elektrárny bez převodovky

Konstrukce větrné elektrárny bez převodovky výrazným způsobem integruje celé pohonné ústrojí (obr. 3-14). Rotor generátoru je přímo spojen s rotorem turbíny, tudíž otáčky na rotoru generátoru odpovídají velmi nízkým otáčkám turbíny. Generátory se zásadně liší od generátorů používaných u elektráren s převodovkou. Obecně jsou těžší, dražší, ale vykazují vyšší spolehlivost. Širší pohled do této problematiky vnáší článek [22]. Na uložení je kladen další důležitý požadavek, kterým je trvalé zajištění co nejmenší vůle mezi rotorem a státorem generátoru. Velikost vůle ovlivňuje účinnost generátoru.



Obr. 3-14 Schémata uložení hřídele větrné elektrárny bez převodovky [3]

Existují konstrukce s jedním, dvěma nebo třemi hlavními ložisky. Typy ložisek použité v těchto konstrukcích mohou být různé. Při použití jednoho ložiska jde téměř výhradně o dvouřadá kuželíková ložiska (obr. 3-15) představená v kapitole 3.1.1. V konstrukcích s více ložisky se často kombinují ložiska kuželíková s válečkovými.



Obr. 3-15 Ústrojí s přímým pohonem s dvouřadým kuželíkovým ložiskem (převzato z [20])

3.2.3 Vývoj do budoucna

Pro predikci vývoje způsobu uložení hlavní hřídele větrné elektrárny je zásadní, zda některá ze dvou aktuálně nepoužívanějších konstrukcí (s převodovkou vs. s přímým pohonem) se stane dominantní. Podle studie [23] jsou nejdůležitějšími činiteli náklady na vyrobenou energii a spolehlivost. V současnosti převažují konstrukce s převodovkou a podle specifik každé z instalací lze uplatnit výhody každé z konstrukcí.

Podle většiny odborníků, kteří ve výše uvedené studii figurovali, však v budoucnu převáží technologie turbín s přímým pohonem. Uvádí několik důvodů. Pohonné ústrojí větrných elektráren s přímým pohonem má nižší hmotnost, tudíž snižuje nároky na základy a věž elektrárny. Tento aspekt je významnější především u instalací na moři. Elektrárny s přímým pohonem stále prochází intenzivním vývojem, tudíž se předpokládá další zlepšení technologie, zatímco elektrárny s převodovkou se již blíží k maximu své účinnosti.

Poslední z argumentů stojí na předpokladu dalšího zvětšování turbín. Pro takové stroje je přímý pohon účinnější, jelikož konstrukce s převodovkou by musely obsahovat další stupně převodů, což vede k ztrátám energie. Další možností je konstrukce s jedním převodovým stupněm v převodovce a generátorem používaným u současných strojů bez převodovky. Z hlediska uložení hlavní hřídele by však šlo o jeden z případů uvedených v kapitole 3.2.1.

Způsobů uložení hlavní hřídele, jak bylo představeno v předchozích kapitolách, existuje velká škála. Při obecnějším pohledu se uplatňují soudečková ložiska pro méně tuhá uložení. Častými jsou také kombinace axiálně pevného soudečkového ložiska s válečkovými nebo toroidními ložisky. Někteří výrobci elektráren navrhnou tužší uložení s využitím kuželíkových ložisek. Podle [24] všechny používané konfigurace mohou spolehlivě fungovat a spíše záleží na správném návrhu a dimenzování ložisek pro konkrétní provozní podmínky. Naopak [25] vidí v budoucnu převahu aplikací s kuželíkovými ložisky.

3.3 Výpočtové modelování

V této kapitole je představen současný stav poznání a souhrn možností řešení úloh s valivými ložisky. Pro většinu aplikací ve strojích lze ložiska chápat jako normalizovanou komponentu se zástavbovými rozměry, stykovým úhlem, radiální a axiální vůlí, statickou a dynamickou únosností, s nutností mazání a případně určitou tuhostí. Podle těchto informací lze následně vybrat vhodné ložisko pro konkrétní aplikaci a podle norem, které jsou uvedeny v kapitole 3.1.3, lze určit například trvanlivost tohoto ložiska.

Podle [26] může být posuzování hlavních ložisek větrných elektráren pomocí konvenčních výpočtových metod v normách ISO 76 a ISO 281 a TS 16281 nedostatečné s ohledem na trvanlivost pozorovanou v provozu. Je tedy vhodné zvolit jinou úroveň modelování. Stejně tak jinou úroveň představuje modelování při návrhu a optimalizaci ložiska a modelování dějů, ke kterým dochází ve vnitřní geometrii. Vzhledem k tomu, že se tato práce zabývá statickými a kvazistatickými odezvami, jsou i v této kapitole vynechány dynamické metody.

3.3.1 Hertzova teorie o kontaktu pružných těles

Tuto teorii [27] uveřejnil roku 1882 Heinrich Hertz pro statický suchý kontakt bez tření dvou elastických těles s nekonformními hladkými povrchy. Díky ní lze určit velikost kontaktní plochy, kontaktní tlak a napjatost pod povrchem u styku dvojice jednoduchých těles vzájemně zatížených silou normálovou k povrchu v místě dotyku. Hertzovu teorii dále názorně interpretuje velké množství publikací (např.: [28; 29]), proto zde jako taková nebude hlouběji představována.

3.3.2 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda aplikovatelná na širokou škálu inženýrských výpočtů, mezi něž patří i deformačně-napěťové analýzy [30]. Deformační varianta MKP vychází z Lagrangeova variačního principu, který lze podle [31] formulovat:

„Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udělají celkové potenciální energii Π stacionární hodnotu. Lze dokázat, že stacionární hodnota existuje, je jednoznačná a představuje zároveň minimum Π .“

Potenciální energii (Π) lze vyjádřit jako:

$$\Pi = W - P \quad (3.3)$$

kde W je energie napjatosti tělesa a P potenciál vnějšího zatížení. Π je závislé na funkcích posuvů u , v , w . Pro numerické řešení je nutné těleso rozdělit na malé podoblasti (prvky), na kterých se definují známé báze funkce, nejčastěji s lineárním nebo kvadratickým průběhem. Tyto funkce jsou následně násobeny neznámými koeficienty u_i , v_j , w_k , které představují složky posuvů v uzlových bodech prvků. Díky tomu můžeme celkovou potenciální energii vyjádřit v závislosti na konečném počtu deformačních parametrů uspořádaných v matici deformačních parametrů \mathbf{U} jako:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{F} \quad (3.4)$$

kde \mathbf{K} je celková matice tuhosti, \mathbf{F} je matice zatížení a T značí transponování matice. Nyní je možné sestavit podmínku, pro kterou platí, že Π nabývá stacionární hodnoty.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{U}} = 0 \quad (3.5)$$

Díky čemuž získáváme základní rovnici MKP.

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (3.6)$$

Aby byla rovnice řešitelná, je nutné předepsat alespoň takové okrajové podmínky, které zamezí pohybu tělesa jako celku. Řešením pak získáme posuvy v uzlových bodech, využitím báze funkcí pak posuvy v libovolném bodě tělesa. Z posuvů je možné určit hodnoty přetvoření a napětí.

Nelineární úlohy

Obtížněji řešitelné jsou nelineární úlohy. Nejčastější důvody nelineárního chování jsou: nelineární model materiálu, geometrická nelinearita a kontakt. V základní rovnici MKP je poté matice tuhosti závislá na aktuálním posuvu (v určitých případech může být na aktuálním posuvu závislá i matice zatížení). Nelineární úlohy je nutné řešit iteračně. Velmi rozšířenou je Newton-Raphsonova iterační metoda. Pro popis ložisek v této práci je zásadní nelinearita způsobená kontakty.

Kontaktní úlohy

Při kontaktních úlohách někdy nemusí být jasné kde, a zda vůbec, dojde ke kontaktu. Pokud ke kontaktu dojde, řeší se naprosto jiná geometrie než na počátku a s dalším vývojem zatěžování může docházet ke změně kontaktní plochy. To jsou hlavní důvody nelinearit v kontaktních úlohách. Lze rozlišovat více typů kontaktů. Kontakt může být mezi deformovatelnými tělesy, nebo mezi deformovatelným a tuhým tělesem. Dále pak kontakty rozlišujeme podle možnosti rozevření kontaktu a možnosti vzájemného skluzu.

Existuje více přístupů k řešení kontaktních úloh pomocí MKP. Nejznámější jsou pokutový přístup (*Penalty algorithm*), metoda Lagrangeových multiplikátorů, případně jejich kombinace. Pokutový přístup vkládá kontaktní prvky mezi plochy, které mohou dojít do kontaktu. V případě penetrace těchto ploch dojde ke skokové změně tuhosti kontaktních prvků, čímž vzniká snaha penetraci eliminovat. Nevýhodou tohoto přístupu je, že dochází k penetraci povrchů, což je v rozporu s kinematikou reálných kontaktů. Také je nutné nastavovat kontaktní tuhost, která významně ovlivňuje rychlost konvergence, ale také přesnost řešení.

Metoda Lagrangeových multiplikátorů je založena na splnění podmínky nepronikání kontaktních povrchů. Řešená soustava rovnic je poté rozšířena o neznámé multiplikátory, které fyzikálně představují kontaktní tlak mezi tělesy. Tato metoda je vhodná spíše na jednodušší úlohy.

V softwarech MSC/Hexagon, které jsou použity k numerickým výpočtům v této práci, je pro řešení kontaktních úloh implementována metoda pokutového přístupu (pro „*segment-to-segment*“ kontakt) a metoda přímé vazby (*Solver Constraints*; pro „*node-to-segment*“ kontakt) [32; 33]. V metodě přímé vazby je kontakt zahrnut do matice tuhosti pomocí rovnic, které zajišťují splnění kontaktních podmínek. U této metody tedy nedochází k pronikání povrchů.

Postup nastavení kontaktu v softwaru Mentat spočívá ve výběru kontaktních těles (není nutné vybírat konkrétní plochy), nastavení kontaktní interakce a přiřazení kontaktních dvojic a příslušných interakcí v kontaktní tabulce. U přiřazování kontaktních dvojic záleží na pořadí, jelikož algoritmus podřazuje povrchové uzly jednoho tělesa plochám tělesa druhého. Podle toho se dvojice dělí na těleso kontaktující a kontaktované (v manuálech se lze setkat s pojmy: *contacting – contacted, touching – touched, slave – master*).

Kontaktujícímu tělesu se předepisují vazby do uzlů, které se dostanou do oblasti v blízkosti povrchu kontaktovaného tělesa. Velikost této oblasti je určena kontaktní tolerancí. Uzly jsou vázány na povrch kontaktovaného tělesa a probíhá kontrola, zda nevzniká příliš velké tahové napětí, které by vedlo k separaci povrchů. Pokud je kontaktní dvojice nastavena špatně, může docházet k pronikání nehlídaných uzlů kontaktovaného tělesa do ploch tělesa kontaktujícího. Proto je nutné nastavování kontaktů věnovat zvýšenou pozornost, řídit se doporučeními a provádět zpětnou kontrolu. Pro volbu kontaktních těles se uvádí doporučení uvedená v tab. 1.

Tab. 1 Doporučení pro volbu kontaktních dvojic

Kontaktující těleso	Kontaktované těleso
jemnější síť	hrubší síť
poddajnější těleso	tužší těleso
menší plocha	větší plocha

3.3.3 Modelování ložisek

Modelováním ložisek pomocí metody konečných prvků se věnuje velké množství prací. Jen ve spolupráci se společností ZKL vznikly práce [34; 9; 35; 36]. Porovnání kontaktního tlaku určeného analyticky s numerickým řešením metodou konečných prvků u kuličkového ložiska bylo provedeno v pracích [35; 37]. V obou pracích je při porovnání kontaktních tlaků vyvozen závěr, že konzervativnější výsledky jsou dosaženy analytickým řešením, přičemž odchylky obou řešení jsou malé (1–11 %).

V práci [38] je porovnáno vyšetření kontaktních tlaků na kuličkovém ložisku analyticky a použitím softwaru Mesys. Výsledky analytického řešení jsou opět konzervativnější, přičemž je dosaženo procentuální odchylky pod 5 %. Software Mesys je použit také v práci [39], kde je porovnáván na příkladu válečkového ložiska s řešením pomocí metody konečných prvků. Procentuální odchylka kontaktních tlaků v tomto případě dosahuje pouze 1 %.

4 METODY PRO ŘEŠENÍ PROBLÉMU

K řešení problému je vhodné přistoupit systémově podle [40]. Řešeným objektem jsou ložiska hlavní hřídele větrné elektrárny. Problém byl formulován v kapitole 2.1 a jedná se o přímý problém. Níže je sestaven systém podstatných veličin, rozčleněn do následujících podmnožin, kde podmnožiny $S0$ až $S5$ obsahují známé vstupy a podmnožiny $S6$, $S7$ a $S8$ obsahují neznámé výstupy:

$S0$ (prvky okolí objektu):

domky ložisek, hřídel, rám, lopatky turbíny, převodovka,

$S1$ (objektové veličiny):

geometrie ložisek a jejich topologie vycházející z výkresové dokumentace, zjednodušená o nepodstatná montážní zaoblení, drážky a nákrůžky,

$S2$ (vazbové veličiny):

uložení vnitřního kroužku ložiska na hřídeli a vnějšího kroužku ložiska v ložiskovém domku, přišroubování domků k rámu, lopatek turbíny a převodovky k hřídeli,

$S3$ (aktivační veličiny):

silové zatížení: od rotoru větrné elektrárny (tíha a účinky vnějších sil), od tíhy převodovky a tíhy hřídele,

$S4$ (ovlivňující veličiny):

teplota (v práci není uvažována),

$S5$ (strukturně-vlastnostní veličiny),

modul pružnosti v tahu, Poissonovo číslo,

$S6$ (procesní a stavové veličiny):

problém je řešen na makro úrovni mechaniky kontinua, tudíž prázdná podmnožina,

$S7$ (projevové veličiny):

deformace, kontaktní tlaky v ložisku, napjatost,

$S8$ (důsledkové veličiny):

překročení únosnosti ložisek, mezní stav kontaktní únavy.

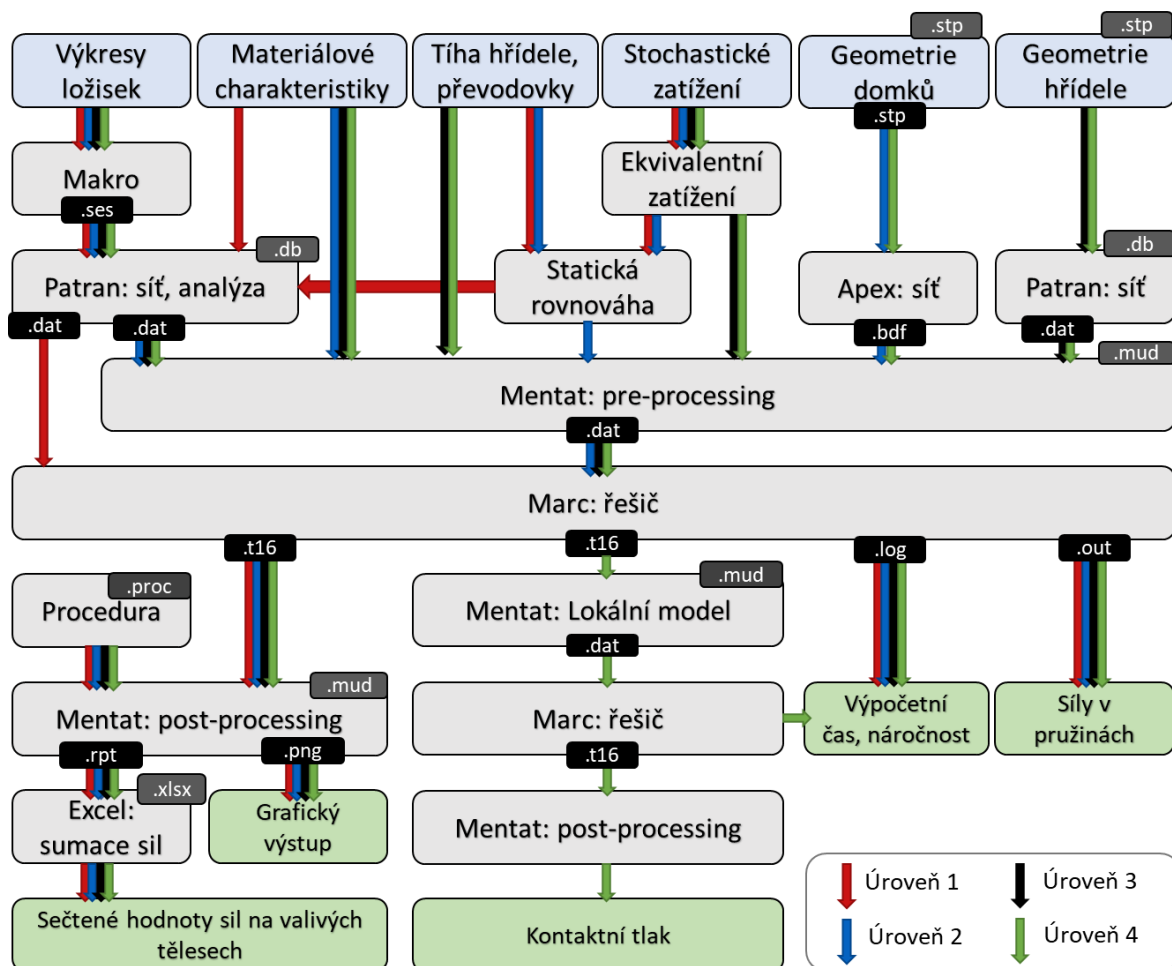
Veličiny jsou považovány za stacionární a deterministické. Již v zadání práce je požadavek řešit problém pomocí numerického modelování, a to konkrétně metodou konečných prvků v softwarech MSC/Hexagon. Využity jsou softwary Patran a Mentat pro přípravu analýz (*pre-processing*), Apex pro síťování (*meshing*) vybraných součástí a Marc pro řešení. Pro zpracování výsledků (*post-processing*) je opět použit software Mentat. Všechny výše uvedené softwary jsou verze 2018.0.0. Pro porovnání výsledků je využit software Mesys, který je založen na kombinaci analytického a numerického výpočtového modelování.

Analýzy jsou řešeny na firemních počítačích společnosti ZKL. Méně rozsáhlé výpočty jsou řešeny na počítači s procesorem *Intel(R) Xeon(R) CPU X5650 @ 2.67GHz 2.66 GHz* a s 24 GB operační pamětí. Náročnější úlohy pak na počítači s procesorem *Intel(R) Core(TM) i9-10900X CPU @ 3.70 GHz 3.70 GHz* a s operační pamětí 128 GB.

5 VÝPOČTOVÉ MODELY

Uspořádání pohonného ústrojí větrné elektrárny, které je řešeno v této práci, odpovídá schématu na obr. 3-5. Hlavní hřídel je tedy uložena ve dvojici ložisek. Na jedné straně hřídele jsou upevněny lopatky rotoru, na straně druhé je kroutící moment přenášen do převodovky. Všechna ostatní zatížení zachytávají ložiska, která jsou uložena v domcích. Domky jsou přišroubovány k rámu. Rám a na něj navazující nosné prvky konstrukce jsou v této práci uvažovány jako tuhé.

Tato kapitola se zabývá sestavováním dílčích modelů pro jednotlivé podmnožiny uvedené v systému podstatných veličin a tvorbou modelů pro jednotlivé úrovně modelování, jak byly vytyčeny v zadání práce. To znamená úroveň 1 – tuhé okolní součásti ložisek, úroveň 2 – poddajné domky, úroveň 3 – poddajná hřídel, úroveň 4 – poddajné domky i hřídel. Pracovní postup shrnuje obr. 5-1.

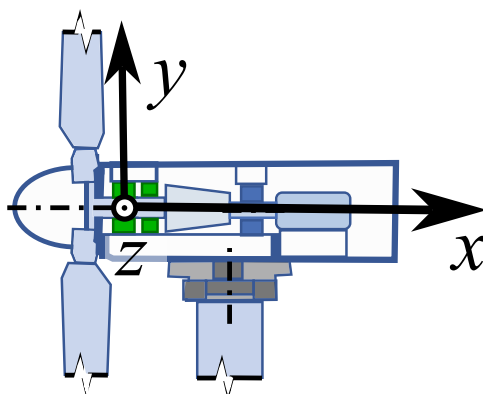


Obr. 5-1 Schéma pracovního postupu

5.1 Souřadnicové systémy

5.1.1 Globální souřadnicový systém

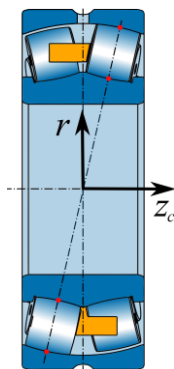
Aby bylo zamezeno komplikacím a chybám při zadávání vstupů a vyhodnocování výsledků, je zaveden globální souřadnicový systém, který respektují všechny dále tvořené geometrie, a do kterého jsou přepočítány vstupní zatížení. Počátek tohoto systému je zvolen ve středu předního ložiska. Osa x je shodná s osou rotace hlavní hřídele a je orientována ke středu zadního ložiska. Osa y směřuje vzhůru a osa z respektuje pravidla pravotočivého souřadnicového systému. Graficky je globální souřadnicový systém zobrazen na obr. 5-2.



Obr. 5-2 Globální souřadnicový systém

5.1.2 Válcový souřadnicový systém

Pro práci s ložisky je vhodné zavést i cylindrický souřadnicový systém (Obr. 5-3). Počátek tohoto systému je vždy ve středu příslušného ložiska. Osa z_c je souhlasná s osou rotace ložiska a tento směr je nazýván jako axiální. Kolmá k tomuto směru je osa r , která vyjadřuje radiální směr. Kolem osy z_c je definovaný úhel φ , který vyjadřuje tangenciální polohu.



Obr. 5-3 Příklad válcového souřadnicového systému v soudečkovém ložisku

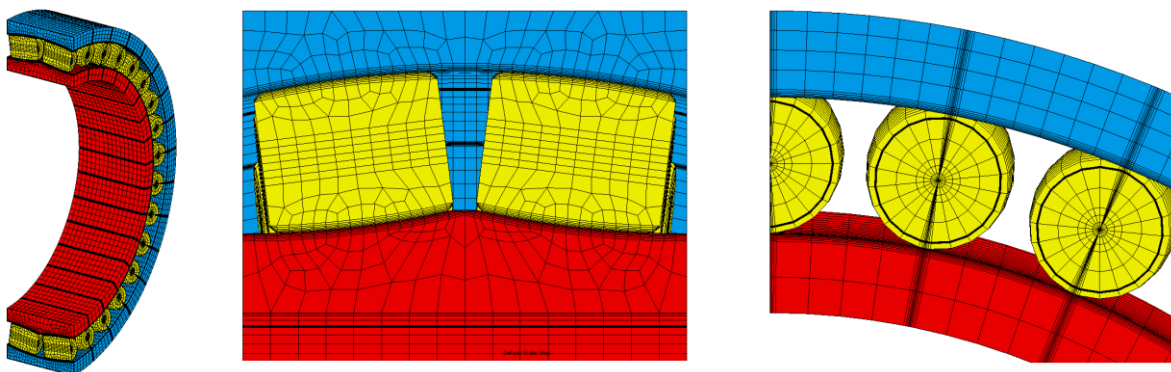
5.2 Model ložisek

Podkladem pro geometrii ložisek je výkresová dokumentace ložisek navržená na konstrukčním oddělení ZKL – Výzkum a vývoj, a.s. Jedná se o dvouřadá soudečková ložiska typu EMH s jednodílnou mosaznou klecí. Přední ložisko, umístěné blíže u turbíny, je navrženo jako axiálně volné a je větších zástavbových rozměrů než ložisko zadní. To podepírá hřídel blíže u převodovky a je navrženo jako axiálně pevné. Obě ložiska svým největším průměrem přesahují jeden metr.

5.2.1 Síť konečných prvků

Diskretizovaná geometrie ložisek je vytvořena pomocí předpřipravené sekvence příkazu (makra) pro software Patran, které se rovněž používá ve zmíněné společnosti pro kontrolu vnitřní geometrie ložiska. Do makra je nutné zadat podstatné rozměry z výkresové dokumentace. Makro zároveň umožňuje upravit hustotu konečno prvkové sítě. Diskretizovaná geometrie je oproti reálným ložiskům zjednodušena. Chybí nákržky na vnitřním kroužku, montážní zaoblení, mazací drážka, mazací otvory a klec. Tyto prvky nemají vliv na kontaktní tlaky v ložisku. Síť je sestavena z hexaedrických lineárních prvků s uzly v rozích prvku (třída: *hex8*; typ: 7). Modely jsou vytvořeny s provozní vůlí, která vzniká po nalisování ložiska na hřídel. Napjatost způsobená nalisováním není v práci zohledněna.

Neupravené makro vytvoří konečno prvkovou síť na polovičním modelu ložiska (obr. 5-4), nastaví okrajové podmínky pro zatížení radiálním nebo kombinovaným zatížením, nastaví kontaktní interakce a připraví celou analýzu na výpočet. Pro úrovně modelu 2, 3 a 4 je z makra použita pouze část tvorby sítě, přiřazení vlastností kontaktních těles a přiřazení materiálu. Aby bylo možné vytvořit soubor pro export ve formátu *.dat*, je nutné zadat základní nastavení analýzy, které lze v softwaru Mentat snadno editovat nebo odstranit.

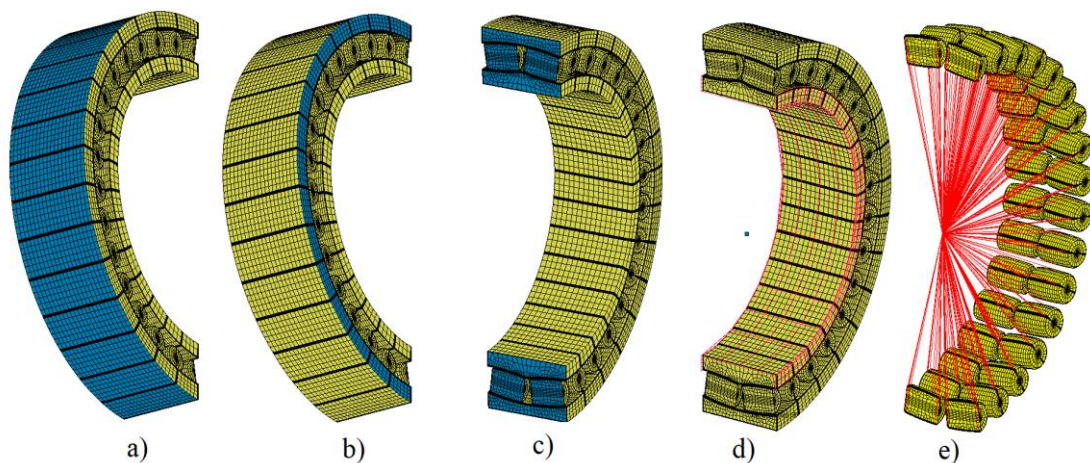


Obr. 5-4 Konečno prvková síť předního ložiska vytvořená základním makrem

5.2.2 Okrajové podmínky

Vnějšímu kroužku je zamezen posuv v radiálním směru na válcové ploše (obr. 5-5-a) a v axiálním směru na čelních plochách (obr. 5-5-b). Dále je nastavena okrajová podmínka symetrie na plochách řezu (obr. 5-5-c). Zatěžování probíhá silově, pomocí uzlu spojeného s tuhou plochou (obr. 5-5-d). Ta představuje hřídel o průměru shodném s vnitřní dírou ložiska a s nákrůžky doléhajícími na čelní plochy vnitřního kroužku. Mezi tuto plochu a vnitřní kroužek je poté nutné zadat kontaktní interakci. Valivá tělesa jsou stabilizována pomocí pružin s velmi malou tuhostí (obr. 5-5-e). Konkrétně jsou použity „OD“ pružiny, u kterých nezáleží na směru posunutí stabilizovaného uzlu (interpretace červenými čarami spojenými s počátkem je pouze grafické vyjádření).

Uvedené okrajové podmínky platí pro citlivostní analýzu sítě ložisek a model 1. úrovně.



Obr. 5-5 Model poloviny ložiska se zvýrazněnými plochami pro aplikování okrajových podmínek

5.2.3 Nastavení kontaktních interakcí

Nastavení kontaktních interakcí se v prostředí Mentat skládá z několika kroků. Nejprve je nutné definovat kontaktní tělesa (*Contact Bodies*). Jako kontaktní těleso jsou vybrány prvky vnějšího kroužku, prvky vnitřního kroužku a prvky všech valivých těles (odpovídá barevnému rozlišení na obr. 5-4, obr. 5-6). Všechna kontaktní tělesa jsou nastavena jako deformovatelná síť (*Meshed (Deformable)*).

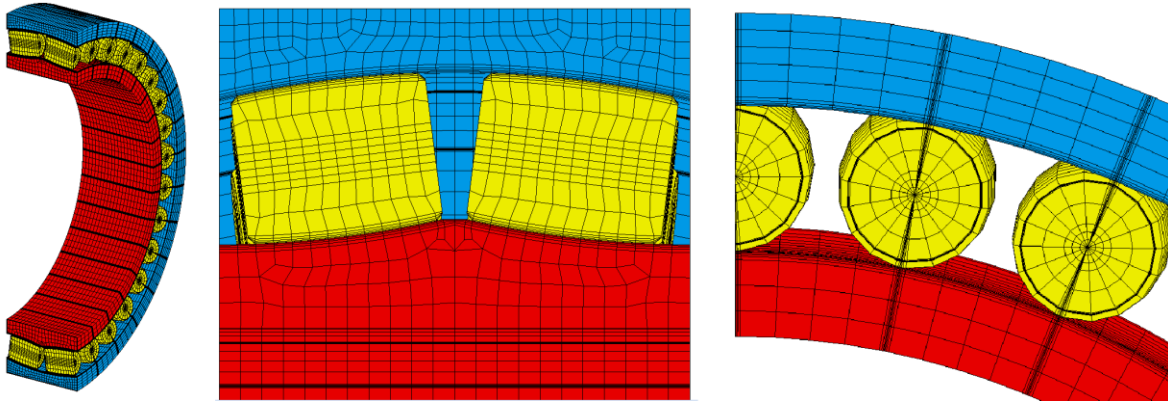
Nyní je nutné rozhodnout, které těleso v dané kontaktní dvojici bude kontaktující a které kontaktované. Za pomoci doporučení uvedených v tab. 1 lze valivá tělesa označit za kontaktující tělesa a vnitřní a vnější kroužek za tělesa kontaktovaná. U kontaktovaných těles má poté smysl zapnout vyhlazení povrchu analytickými plochami (*Smoothed*) s nastavením vhodného úhlu, nad kterým už k vyhlazování nedochází a zůstává na geometrii hrana (více o vyhlazování analytickými plochami je uvedeno v kapitole 5.6.2). Při tomto nastavení budou uzly kontaktujícího tělesa vázány na analytické ploše tělesa kontaktovaného.

V případě samotného ložiska stačí vytvořit jednu kontaktní interakci (*Contact Interaction*), jejíž chování poté bude přiřazeno mezi více dvojic těles. Je nastaveno, že se jedná o interakci mezi deformovatelnými sítěmi, typ kontaktu je „dotykový“ (*Touching*) s hodnotou koeficientu tření $f_{o.d.,1}$, která odpovídá interakci dvou mazaných ocelových povrchů. Vhodné je ještě přenastavit kontaktní toleranci, aby nabývala hodnoty přibližně 0,05–0,1 násobku délky prvku v kontaktní oblasti. Kontaktní interakci je rovněž nutné nastavit, za jakých podmínek má docházet k separaci. Je využito napět'ové kritérium a hodnota separačního tlaku (dovolený tlak se zápornou hodnotou) je řízena 0,1 násobkem maximální hodnoty kontaktního tlaku.

Přiřazení dvojic kontaktních těles a kontaktních interakcí probíhá pomocí kontaktní tabulky (*Contact Table*). Zde je také nutné zohlednit volbu kontaktujícího a kontaktovaného tělesa přiřazením správného pořadí, podle toho, jak jsou tělesa seřazena v kontaktní tabulce (*first* → *second* nebo *second* → *first*), tak aby platilo: kontaktující → kontaktované.

5.2.4 Citlivostní analýza sítě ložisek

Modelováním ložisek a optimalizací výpočtového modelu se ve společnosti ZKL zabývá mnoho výzkumných zpráv. Z toho důvodu není přistoupeno k verifikaci výpočetní sítě citlivostní analýzou a výsledky určené na základní síti (obr. 5-4), jsou považovány za dostatečně přesné. Základní síť je však složena z velkého množství prvků (tab. 2). S cílem snížit výpočetní náročnost modelu jsou v makru změněny hodnoty ovlivňující hustotu sítě (obr. 5-6). Dochází k hrubší diskretizaci v oblastech kontaktů valivých těles, globální velikost prvku je naopak zvolena menší.



Obr. 5-6 Konečno prvková síť předního ložiska vytvořená upraveným makrem

Porovnání je provedeno na jednoduché úloze radiálně zatíženého ložiska. Zatěžování probíhá silově, hodnotou síly odpovídající 1/8 dynamické únosnosti ložiska na poloviční model. Je tedy možné využít dříve představené makro. Mezi modely jsou porovnány výsledky radiálního posuvu vnitřního kroužku, kontaktní normálová síla na nejzatíženější valivé těleso a počet zatížených valivých těles. Porovnání pro případ předního ložiska shrnuje tab. 2 a je patrné, že velká úspora prvků a uzlů sítě má zanedbatelný vliv na výsledky. Tudíž pro rozsáhlejší modely je používán model s upravenou sítí. Obdobná úprava a verifikace proběhla i pro model zadního ložiska.

Tab. 2 Srovnání sítě a výsledků základního a upraveného modelu

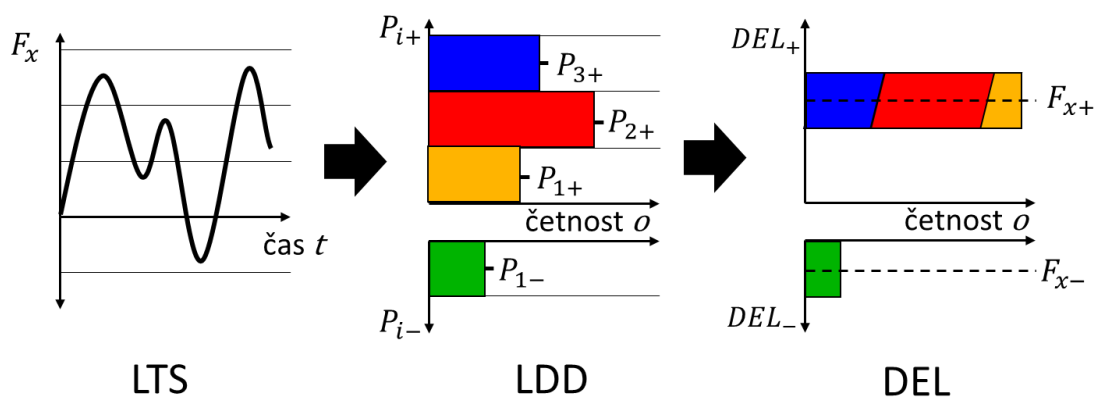
	Počet uzlů (-)	Počet prvků (-)	Radiální posuv (mm)	Síla na nejzatíženějším soudečku (kN)	Počet zatížených soudečků (-)
Základní model (ZM)	372 030	338 790	0,141	207,8	16
Upravený model (UM)	192 412	221 050	0,138	208,5	16
Procentuální odchylka UM od ZM	-48 %	-35 %	-2 %	0,3 %	0 %

5.3 Model akivačních veličin

Z hlediska pozorování vlivu úrovně modelování a směru působících zatížení je možné aplikovat téměř jakékoliv zatížení. Avšak v rámci této práce je umožněn přístup k reálným hodnotám zátěžných spekter, které jsou využity. Pro statické vyšetřování ložisek jsou podstatné všechny složky zatížení, kromě kroutícího momentu na hřídeli. Aplikování zatížení jako silové okrajové podmínky se v jednotlivých úrovních modelu liší, proto je tato část detailněji popsána vždy u příslušné úrovně modelu. V této kapitole je především uveden postup zpracování dat a určení ekvivalentního zatížení (obr. 5-7), podle interního dokumentu společnosti ZKL [18], který je velmi podobný postupu uvedenému v článku [41].

Na uložení hlavní hřídele působí zatížení od tíhy převodovky, tíhy hřídele, tíhy rotoru turbíny a zatížení od rotoru turbíny způsobené větrem. Pro řešený případ jsou k dispozici data hmotnosti hřídele a převodovky a poloha jejich těžišť. Dále jsou k dispozici časové průběhy zatížení od rotoru (*Load Time Series – LTS*), dodány s působištem v počátku globálního souřadnicového systému a informací o četnosti výskytu daného reprezentativního průběhu zatížení.

Tyto časové průběhy sil F_x , F_y , F_z a momentů M_y , M_z jsou podle velikosti rozřazeny do 200 rovnoměrných tříd zatížení s respektováním nulové hodnoty. Každá třída je reprezentována průměrnou hodnotou zatížení, určenou z mezních hodnot třídy. Velikost dané třídy vyjadřuje četnost, s jakou se vyskytuje zatížení o velikosti spadající do mezí třídy. Tím je určena četnost výskytu jednotlivých tříd zatížení (*Load Duration Distribution – LDD*).



Obr. 5-7 Zpracování zatížení pro sílu F_x

Takto zpracovaná data dále rozčleníme pro každou složku zatížení na kladnou a zápornou část zatížení a ty přepočítáme na hodnotu ekvivalentního zatížení (*Damage Equivalent Load – DEL*). K tomu využijeme vztah (5.1) [42], kde za i se dosazují hodnoty od jedné do maximální hodnoty počtu tříd, P_i je průměrná hodnota zatížení i -té třídy (jak bylo definováno výše), o_i je četnost výskytu i -té třídy a p je pro ložiska s čárovým stykem rovno 10/3.

$$DEL = \left(\frac{\sum_i P_i^p \cdot o_i}{\sum_i o_i} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (5.1)$$

Pro 5 složek zatížení (F_x, F_y, F_z, M_y, M_z) tedy dostaneme deset ekvivalentních zatížení DEL ($F_{x+}, F_{x-}, F_{y+}, F_{y-}, F_{z+}, F_{z-}, M_{y+}, M_{y-}, M_{z+}, M_{z-}$), přičemž pro každé známe i hodnotu četnosti jakožto součet četností všech tříd zatížení (kladných nebo záporných). Nyní můžeme sestavit tabulku všech variant zátěžných stavů (tab. 3), kterých je celkově 16, díky tomu, že síla F_y nabývá pouze záporných hodnot. Abychom určili četnost příslušného zátěžného stavu, lze mezi sebou vynásobit četnosti příslušných ekvivalentních zatížení.

Tab. 3 Varianty zátěžných stavů

		Varianta zátěžného stavu															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Ekvivalentní zatížení	F_x	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_y	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_z	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
	M_y	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
	M_z	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-

Jsou zpracovány tři soubory *LTS* zatížení, každý z nich odpovídá jiným podmínkám umístění větrné elektrárny během jednoho roku. Všechny tyto soubory jsou zpracovány výše popsáním způsobem a je tedy získáno 48 zátěžných stavů. Pomocí rovnic statické rovnováhy, do kterých jsou zahrnuty i zatížení od převodovky a hřídele, jsou pro všechny zátěžné stavy určeny reakce v ložiscích (odpovídá postupu popsanému v kapitole 5.5). Z reakčních sil jsou určena ekvivalentní dynamická zatížení pro přední ložisko P_{FMB} a pro zadní ložisko P_{RMB} pomocí vztahu (3.1).

Pro případ této práce jsou vybrány tři zátěžné stavy. Zátěžný stav A vykazuje největší ekvivalentní zatížení zadního ložiska. Zátěžný stav B má nejčtetnější zastoupení s nejvyšším ekvivalentním zatížením zadního ložiska. Oba tyto zátěžné stavy pochází z prvního souboru *LTS* dat. Zátěžný stav C je vybrán z druhého souboru *LTS* dat a dochází při něm k největšímu zatížení předního ložiska, a to zároveň s nejvyšší četností. Z třetího souboru dat není vybrán žádný zátěžný stav, jelikož nezpůsobuje větší zatížení ložisek. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4 Vybrané zátěžné stavy

	Zátěžný stav		
	A	B	C
F_x (kN)	450	450	430
F_y (kN)	-800	-800	-800
F_z (kN)	-20	30	20
M_y (kNm)	1 490	1 490	1 290
M_z (kNm)	-1 580	2 230	2 360
četnost (%)	2	39	37
P_{FMB} (kN)	1 050	2 240	2 260
P_{RMB} (kN)	2 990	2 440	2 340

5.4 Model materiálu

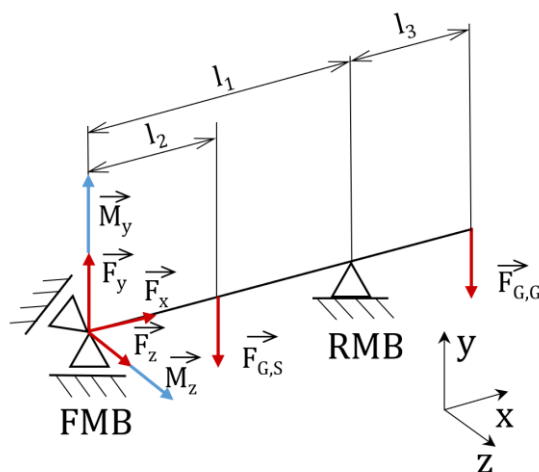
Ložiska jsou vyrobena z ložiskové oceli, která po zakalení vykazuje velmi malou plastickou oblast a materiálová data jsou dostupná z interních dokumentů ZKL. Ložiskové domky jsou vyráběny odléváním z litiny a hřídel je ocelový výkovek. Materiálová data těchto součástí bývají dodávána výrobcem větrné elektrárny. V této práci jsou použity upravené hodnoty. Všechny materiály jsou uvažovány jako homogenní, izotropní, lineárně pružné a materiálové parametry jsou shrnuty v tab. 5.

Tab. 5 Materiálové parametry

	Modul pružnosti v tahu (GPa)	Poissonovo číslo (-)
Ložisková ocel	210	0,30
Litina	169	0,28
Ocel	210	0,30

5.5 Model 1. úrovně

Tento model uvažuje všechny okolní součásti ložisek jako tuhé. Díky tomu je možné celkovou sestavu výrazně zjednodušit. Pomocí statické rovnováhy lze řešit úlohu tuhého prutu, který je zatížen silami a uložen v ložiscích – vazbách, jak je znázorněno na obrázku (obr. 5-8). FMB značí přední ložisko, RMB značí zadní ložisko. Tíha převodovky je vyjádřena silou $\vec{F}_{G,G}$, obdobně tíha hřídele silou $\vec{F}_{G,S}$. Ekvivalentní zatížení od rotoru je aplikováno silami \vec{F}_x , \vec{F}_y , \vec{F}_z a momenty \vec{M}_y , \vec{M}_z . Toto zatížení na konstrukci působí na čelo hřídele, avšak dodaná data zatížení jsou pro působíště v místě předního ložiska. Uvolněním vazeb určíme reakční síly, z nichž lze pro přední ložisko určit velikost radiální síly $F_{R,FMB}$ a pro zadní ložisko velikost radiální síly $F_{R,RMB}$ a axiální síly $F_{A,RMB}$.



Obr. 5-8 Schéma staticky určitého uložení

Díky symetrii geometrie i okrajových podmínek lze poloviční hodnoty určených sil aplikovat na poloviční modely ložisek. Přední ložisko by dokonce šlo modelovat čtvrtinovým modelem. K tomuto ale nebylo přistoupeno, jelikož by to vyžadovalo komplexnější úpravu makra. Modelu ložiska lze díky uvažování tuhého domku zamezit posuv v radiálním směru na válcové ploše vnějšího kroužku a posuv v axiálním směru na čelních plochách vnějšího kroužku. Stejně okrajové podmínky jsou nastavovány i v rámci makra, proto je pro tuto úroveň využito kompletní makro i s nastavením analýzy.

5.6 Model 2. úrovně

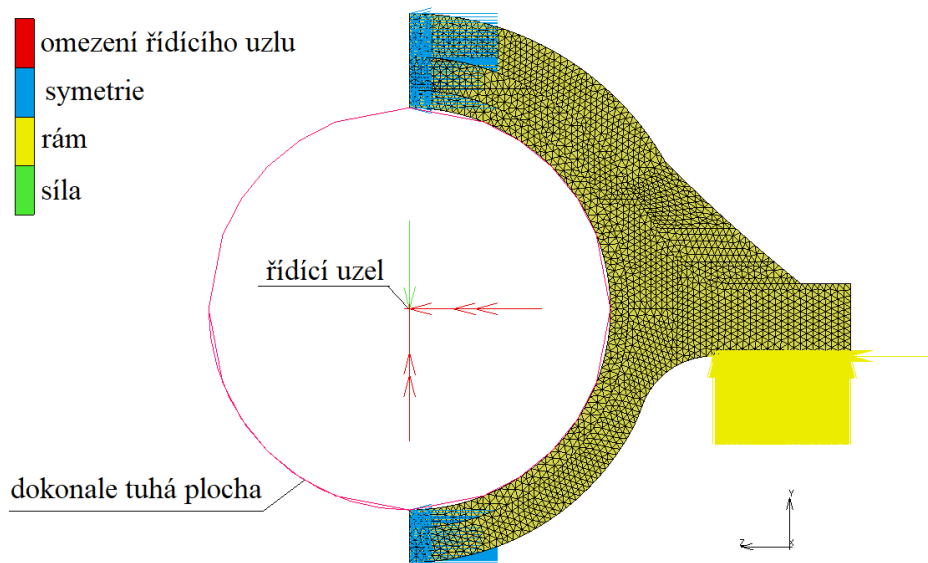
Model této úrovně zohledňuje poddajnost domků. Úlohu však lze stejně jako v předešlé úrovni rozdělit na analýzu předního ložiska zatíženého radiální silou $F_{R,FMB}$ a analýzu zadního ložiska zatíženého radiální silou $F_{R,RMB}$ a axiální silou $F_{A,RMB}$. Na rozdíl od předchozí úrovně je nyní podstatný směr zatížení, jelikož domky nejsou rotačně symetrické. Modely domků jsou od výrobce větrné elektrárny dodávány ve formátu *.stp*.

5.6.1 Citlivostní analýza sítě domku

Pro tuto práci je dodaná geometrie domků upravena v softwaru Apex. Jsou odstraněny zaoblení, díry pro šrouby, montážní oka a některé další prvky jsou přepracovány. V softwaru Apex je rovněž vytvořena síť konečných prvků. Vzhledem k členité geometrii je zvoleno síťování tetraedrickými prvky.

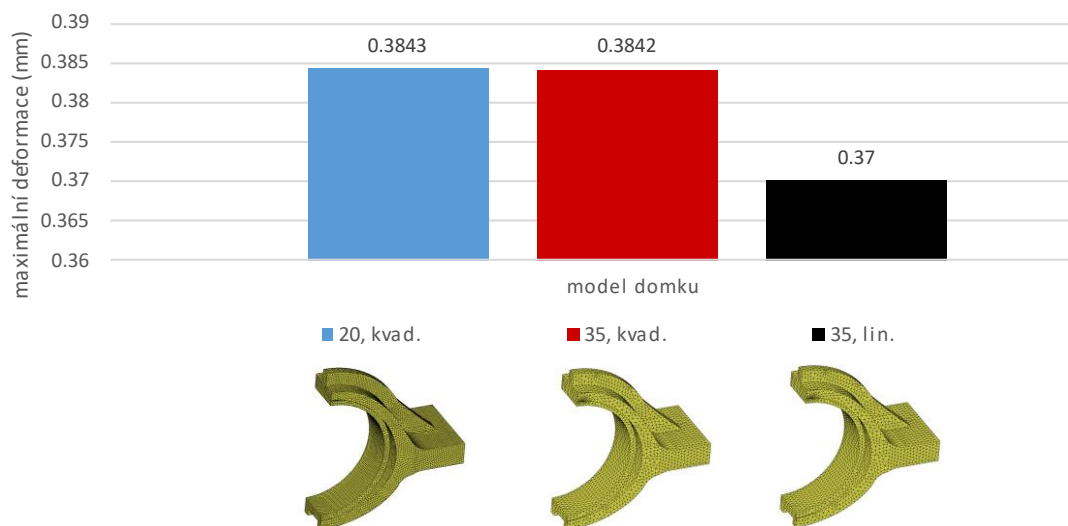
Jako příklad je uvedeno ověřování domku předního ložiska. Na třech variantách modelů domku je provedena citlivostní analýza sítě. První model má síť tetraedrických kvadratických prvků (třída: *tetra10*; typ: *127*) o globální velikosti prvku 20 mm. Na druhém modelu je oproti předchozímu modelu nastavena globální velikost prvku sítě na 35 mm. U posledního modelu je oproti předchozímu modelu změněn typ prvku na tetraedrický lineární (třída: *tetra4*; typ: *134*).

Analýzy proběhly na geometriích využívajících symetrie. Zatěžování probíhalo přes tuhou plochu vsazenou do díry domku, řízenou uzlem ve středu ložiska. Do tohoto uzlu byla aplikována síla odpovídající ekvivalentnímu zatížení předního ložiska zátěžným stavem C, směřující dolů (v zavedeném souřadném systému v záporném směru osy *y*). Ostatní směry posuvů a rotace řídicího uzlu byly zamezeny. Mezi tuhou plochou a sítí domku byla nastavena kontaktní interakce s koeficientem tření $f_{d,1}$, který odpovídá interakci mezi nemazanými povrchy litiny a oceli. Posuv ve všech směrech byl zamezen na ploše, která je u reálné konstrukce v kontaktu s rámem. Okrajové podmínky jsou naznačeny na obr. 5-9.



Obr. 5-9 Okrajové podmínky na druhém modelu domku

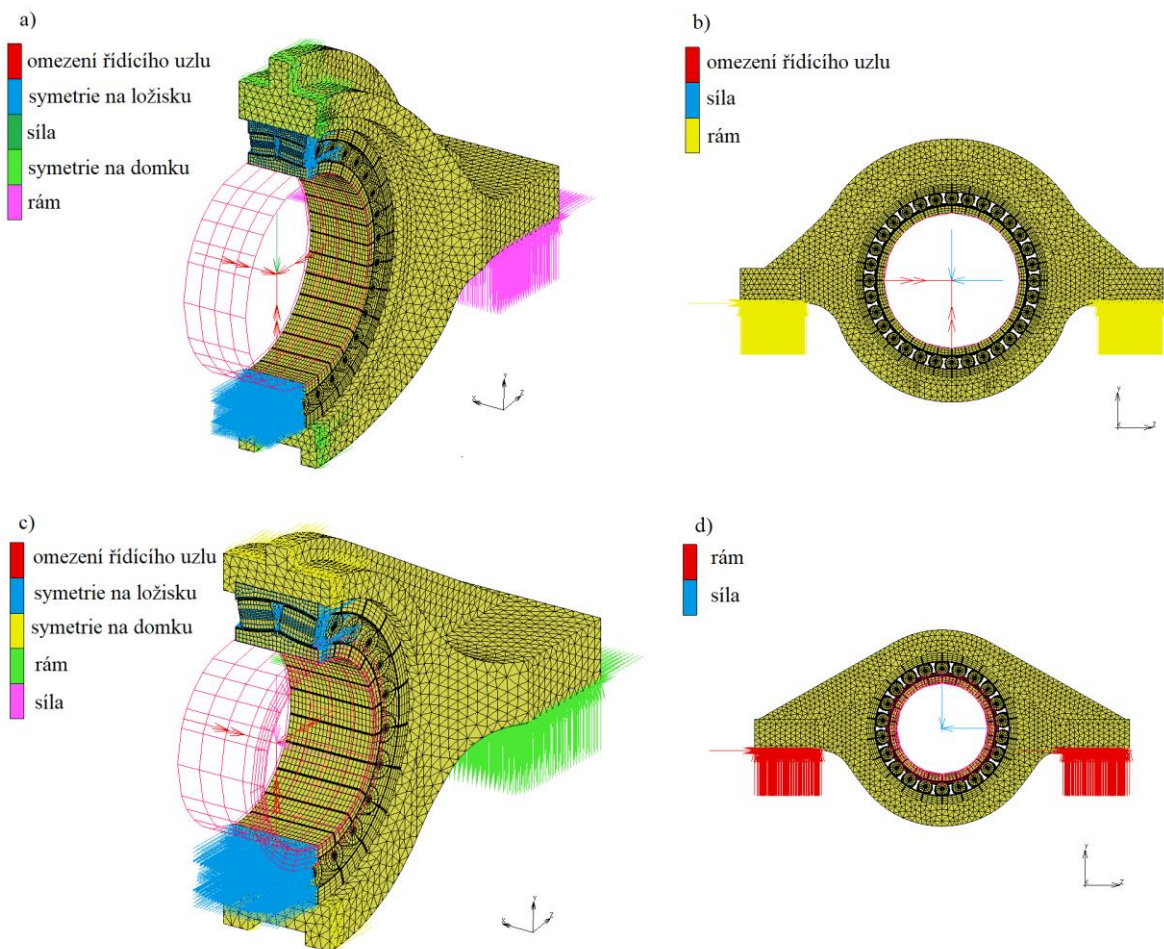
Na těchto modelech byla pozorována hodnota maximální deformace. Výsledky jsou patrné z obrázku obr. 5-10. Použití hrubší sítě mělo malý vliv na výsledek. Avšak při použití lineárních prvků dosahuje procentuální odchylka od modelu s jemnější sítí přibližně 4 %. Pro úplné ověření by bylo vhodné zatěžovat i v jiných směrech, na přední domek jsou však častější zatížení ve směrech blízkých prošetřenému případu. Pro další analýzy byl zvolen jako nejvhodnější druhý model s globální velikostí kvadratických prvků 35 mm. Oproti modelu s jemnější sítí je na tomto modelu použito asi o 75 % méně prvků.



Obr. 5-10 Vliv sítě domku na maximální deformaci

5.6.2 Okrajové podmínky a kontaktní interakce

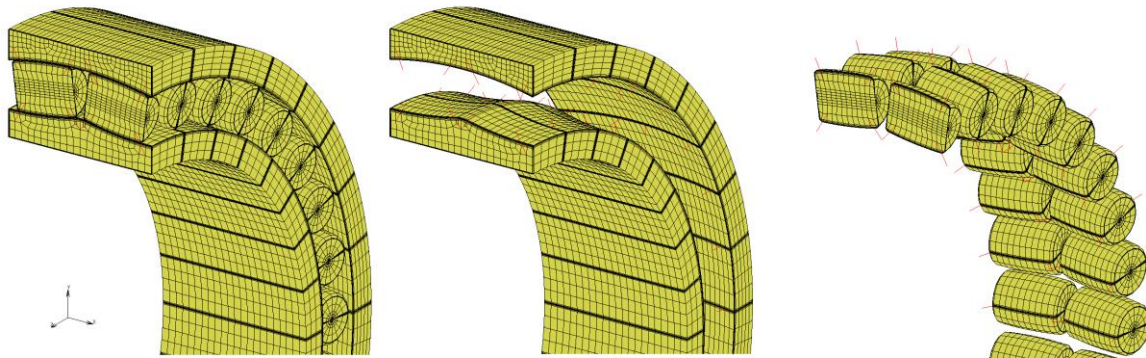
Model 2. úrovně lze řešit na polovičním modelu pro zatížení radiální silou se směrem dolů nebo nahoru (obr. 5-11-a). Pro případ zadního ložiska může být radiální síla v těchto směrech kombinována s axiální silou (obr. 5-11-c). Pro ostatní směry radiální síly je nutné modelovat celý domek s ložiskem (obr. 5-11-b, d). Okrajové podmínky na polovičním modelu jsou symetrie na řezu a zamezení posuvu ve všech směrech na plochách domku, které jsou u reálné konstrukce v kontaktu s rámem (obr. 5-11-a, b). Dále silové zatížení do řídicího uzlu tuhé plochy, která opět představuje hřídel o rozměrech vnitřní díry ložiska. Posuvům řídicího uzlu v ostatních směrech je zabráněno. Celý model, místo okrajové podmínky symetrie, obsahuje vazbu i na druhé ploše domku, která je u skutečné konstrukce v kontaktu s rámem (Obr. 5-11-b, d).



Obr. 5-11 Modely s okrajovými podmínkami na: a) polovičním modelu předního ložiska a domku; b) celém modelu předního ložiska a domku; c) polovičním modelu zadního ložiska a domku; d) celém modelu zadního ložiska a domku

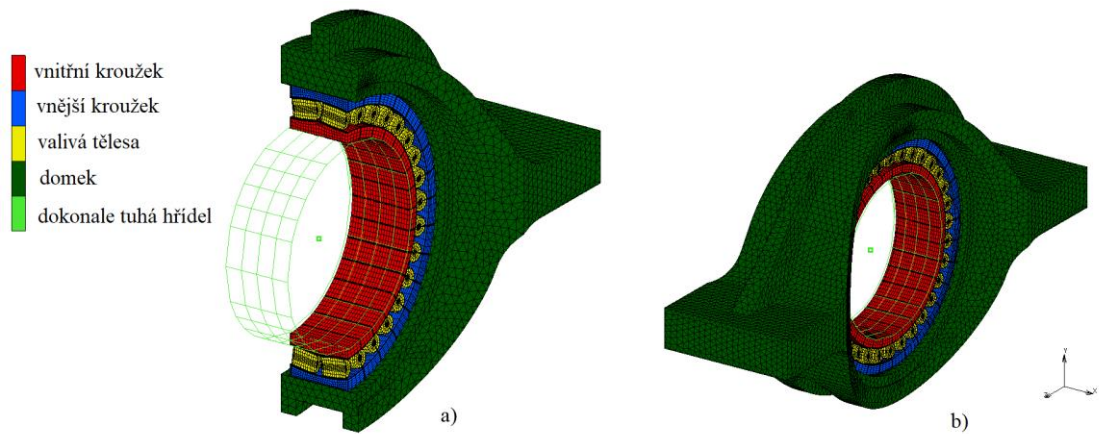
Jak již bylo uvedeno, modely ložisek jsou vytvořeny s provozní vůlí. Aby byla urychlena konvergence výpočtu, vůle je vymezena vždy ve směru působení síly. Tím je „propojen“ vnitřní kroužek s vnějším kroužkem již na začátku analýzy a nedochází k tak významným posuvům těles bez vazeb.

Pro stabilizaci valivých těles jsou opět použity pružiny s velmi malou tuhostí. U modelu ložiska byly představeny „OD“ pružiny, tentokrát byly zvoleny pružiny s tuhostí ve směru odpovídajícímu spojnici propojovaných uzlů. Každé valivé těleso je tedy propojeno několika pružinami s vnitřním kroužkem a několika pružinami s vnějším kroužkem (obr. 5-12). K tomu bylo přistoupeno, jelikož se předpokládá, že může docházet k větším posuvům ložiska jako celku, a tudíž stabilizace „OD“ pružinami by mohla valivá tělesa přidržovat v neodpovídajících pozicích. Vždy je nutné kontrolovat, zda síla v pružinách dosahuje v porovnání se silami v okolí dostatečně malých hodnot.



Obr. 5-12 Stabilizace valivých těles pomocí pružin (model 2. úrovně)

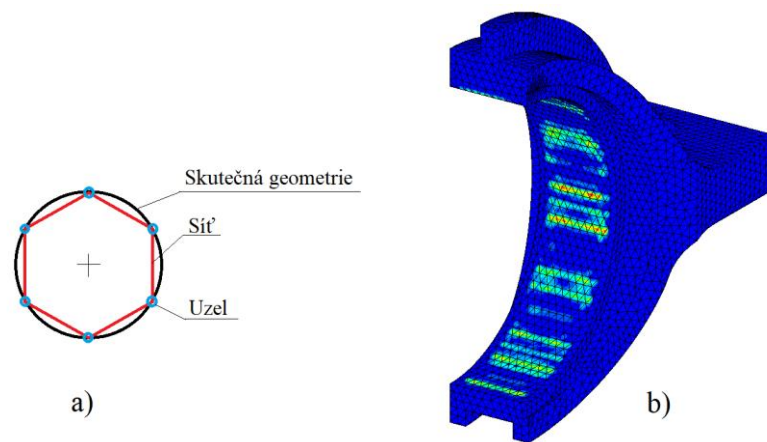
Mezi kontaktními tělesy (obr. 5-13) jsou nastaveny kontaktní interakce. Kontaktní interakce ve vnitřní geometrii ložiska odpovídají nastavení uvedenému v kapitole 5.2.3. Kontaktní interakce tuhé plochy s vnitřním kroužkem je nastavena s koeficientem tření f_h , který odpovídá kontaktu dvojice nemazaných ocelových povrchů. Poslední z kontaktních dvojic je vnější kroužek ložiska a domek. V této práci je uvažován případ tohoto uložení s nulovou vůlí. Jako kontaktující těleso jde jednoznačně vybrat vnější kroužek ložiska, jelikož má výrazně jemnější síť. Koeficient tření je nastaven na $f_{d,1}$, což odpovídá styku dvou nemazaných povrchů z oceli a litiny. Nastavení kontaktních těles a interakcí však nabízí daleko více možností.



Obr. 5-13 Kontaktní tělesa předního ložiska a domku; a) poloviční model, b) celý model

Vyhlazování povrchu kontaktních těles

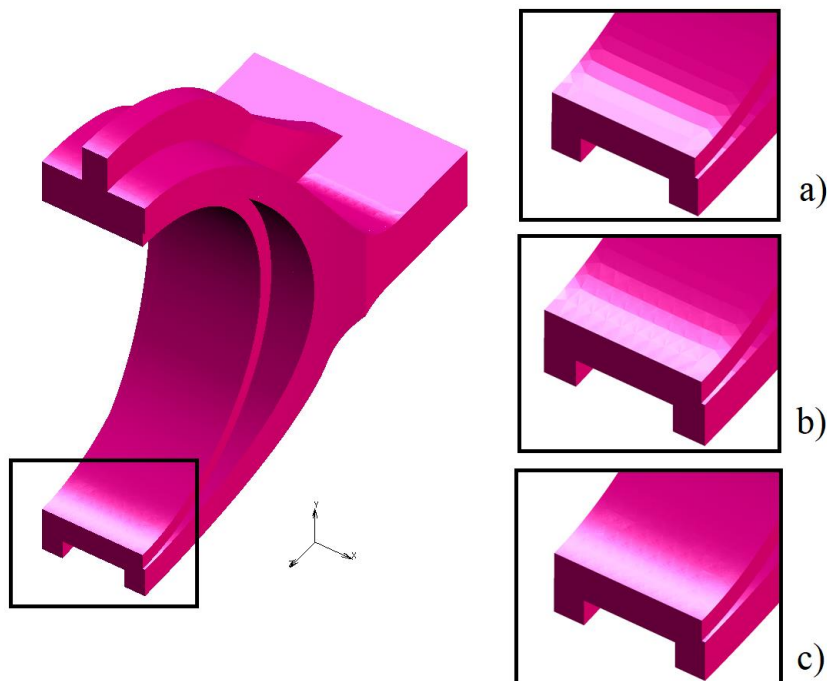
Nastavení kontaktních ploch lze ukázat na příkladu díry domku. Předpokládejme, že tato plocha je ve skutečnosti válcová. Po vytvoření sítě dojde na velké části ke vzniku povrchu n -bokého hranolu (obr. 5-14-a, obr. 5-15-a). Obecně lze říci, že dojde k vytvoření po částech hladké plochy. V tomto případě je domek kontaktované těleso, tudíž povrchové uzly kontaktujícího tělesa, které leží na válcové ploše o stejném průměru, jako je díra domku, by na mnoha místech penetrovaly do kontaktovaného tělesa. Tato penetrace by byla vymezena a ve výsledcích bychom pozorovali kontaktní tlak (obr. 5-14-b), přestože zde není žádné zatížení.



Obr. 5-14 Důsledek hrubé sítě a nepoužití analytických ploch; a) schéma síťování válcových ploch; b) Kontaktní tlak na domku, do kterého byla vsazena válcová plocha o stejném průměru

Tento problém lze vyřešit několika způsoby. První z nich je použití výrazně jemnější sítě, což ale navyšuje i výpočetní náročnost. Další možností je modelování uzlů na kontaktovaném tělese tak, aby dosedaly na uzly kontaktujícího tělesa. Takový způsob není možný dodržet vždy a může být neúčinný při vzájemném posuvu povrchů těles. Další možností je aktivovat v kontaktní interakci nastavení projekce penetrujících uzlů kontaktujícího tělesa na povrch tělesa kontaktovaného na počátku analýzy (*Stress-Free Projection Onto Contact Surface*). Pro mnohé výpočty to může být dostačující, avšak dochází tím ke změně geometrie kontaktujícího tělesa.

Posledním způsobem řešení je aktivování vyhlazování analytickými plochami (*Smoothed*; již bylo zmíněno v kapitole 5.2.2). Povrchy kontaktovaných těles lze pro výpočet takto vyhlazovat plochami, které jsou vytvářeny řešičem Marc během výpočtu pro každý krok výpočtu. Tyto plochy se během výpočtu mohou deformovat podle toho, jak se deformuje kontaktované těleso. Využití nachází zvláště u těles, kde jsou kontaktní plochy válcové, sférické a dalších obecných tvarů. Pokud je těleso tvořeno kvadratickými prvky, je vhodné promítnout středové uzly hran na analytickou plochu (*Project Mid-Side Nodes*). Rozdíl mezi nepromítnutím a promítnutím těchto uzlů je zobrazen na obr. 5-15-b,c.



Obr. 5-15 Vyhlazování na válcové ploše domku analytickými plochami; a) bez vyhlazování; b) s vyhlazováním bez projekce středových uzlů; c) s vyhlazováním s projekcí středových uzlů

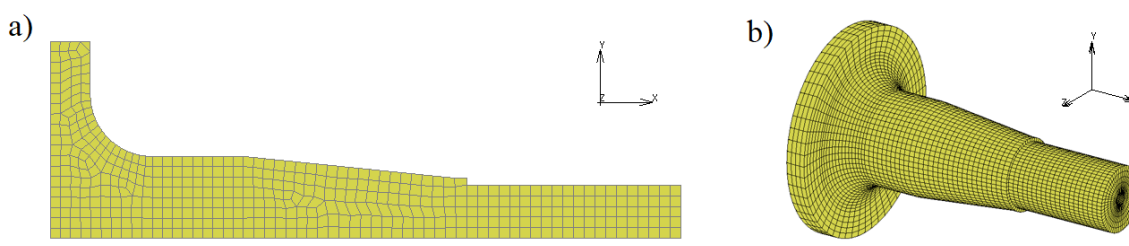
Všechny uvedené způsoby řešení lze v praktické úloze kombinovat. Pro kontaktní interakci domku s vnějším kroužkem je v této práci zvolena možnost vyhlazování domku analytickými plochami s projekcí středových uzlů kvadratických prvků. Aby bylo předcházeno případnému vzniku kontaktních tlaků již na počátku analýzy, je aktivována i projekce penetrujících uzlů kontaktujícího tělesa na povrch tělesa kontaktovaného, který je však již reprezentovaný analytickou plochou.

5.7 Model 3. úrovně

V tomto modelu je jako poddajná uvažována mimo ložisek i hřídel. Domky jsou naopak modelovány jako tuhé. Je nutné řešit výpočtově náročnější analýzu, jelikož modely obou ložisek musí být počítány ve stejné analýze. Vzhledem k obecnému zatížení nelze využít symetrii a modely musí být vytvořeny pro celou geometrii.

5.7.1 Model hřídele

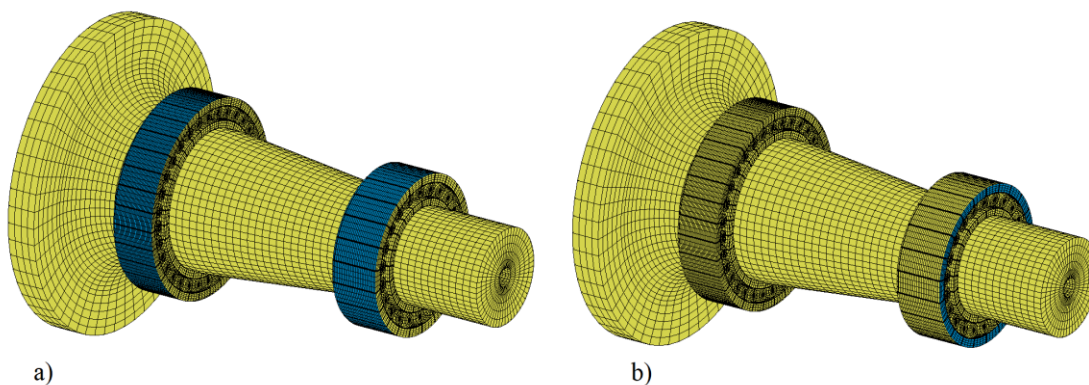
Geometrie hřídele je dodána ve formátu *.stp*. Je zjednodušena o výrobní a montážní zaoblení, zkosení, zápichy a díry pro šrouby. V softwaru Patran je vytvořena dvourozměrná geometrie reprezentující podélný řez hřídelí (obr. 5-16-a). Na této geometrii je vytvořena dvourozměrná síť. Tato síť je rotována do prostoru kolem osy hřídele s rovnoměrnou diskretizací (obr. 5-16-b). Tím vzniká trojrozměrná síť složená z hexaedrických lineárních prvků (třída: *hex8*; typ: 7).



Obr. 5-16 Hřídel: a) řez; b) trojrozměrná síť

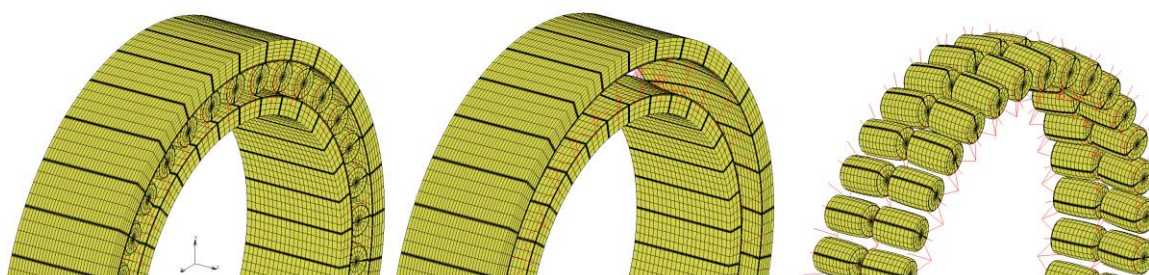
5.7.2 Geometrické okrajové podmínky a kontaktní interakce

Jelikož jsou domky uvažovány jako tuhé, lze válcovým plochám vnějších kroužků zamezit posuvy v radiálním směru (Obr. 5-17-a). Aby bylo zamezeno rotaci vnějších kroužků kolem osy x , je na této ploše zamezen i tangenciální posuv. U zadního, axiálně pevného ložiska, je zamezen posuv v axiálním směru na ploše čela vnějšího kroužku blíže k převodovce (obr. 5-17-b).



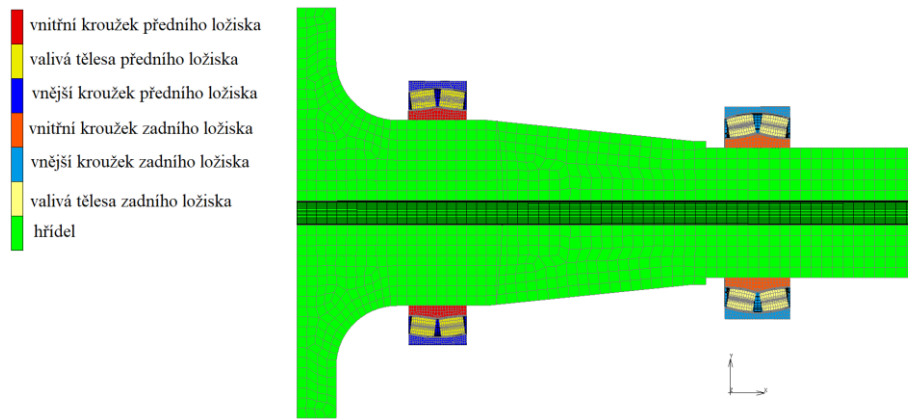
Obr. 5-17 Plochy pro aplikování okrajových podmínek zamezení: a) radiálního a tangenciálního posuvu; b) axiálního posuvu

Kontaktní interakce ve vnitřní geometrii ložisek jsou nastaveny obdobně jako v předešlých modelech. V této úrovni již není na počátku analýzy vymezena vůle. Aby nedocházelo k nadměrným posuvům a rotacím valivých těles, tudíž nepřípustné změně geometrie, jsou valivá tělesa stabilizována větším množstvím pružin s nízkou tuhostí v různých směrech (obr. 5-18).



Obr. 5-18 Stabilizace valivých těles pomocí pružin (3. a 4. úroveň modelu)

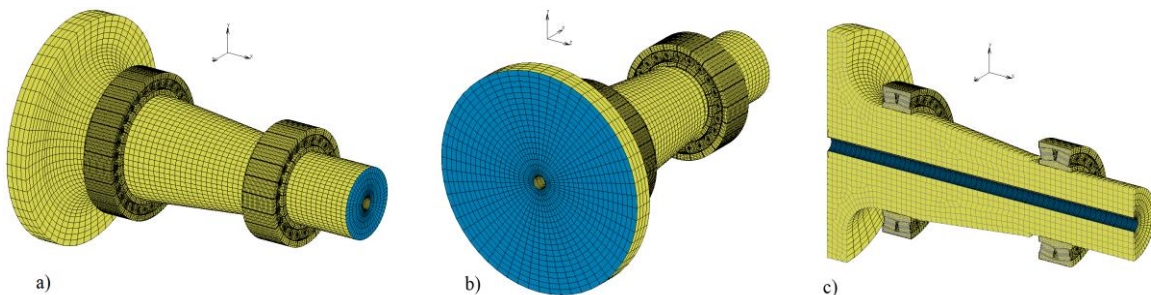
Poslední z kontaktů (obr. 5-19), který je potřeba vyřešit, je interakce vnitřních kroužků ložisek s hřídelí. U skutečné konstrukce jsou vnitřní kroužky na hřídeli uloženy lisováním, které má vliv i na vnitřní vůli v ložiscích. Jak již bylo uvedeno, tato skutečnost je zjednodušena pomocí modelování ložiska přímo s provozní vůlí a napjatost vyvolávána lisováním je zanedbávána. Tudíž v modelu 3. úrovně jsou díry ložisek stejného průměru jako válcové plochy na hřídeli a mezi tyto plochy je předepsána kontaktní interakce bez možnosti oddělení povrchů, a taktéž bez možnosti skluzu povrchů (*Glue*). U tohoto typu kontaktu je rovněž nutné vhodně zvolit kontaktní toleranci.



Obr. 5-19 Kontaktní tělesa modelu 3. úrovně

5.7.3 Aktivační veličiny (Silové okrajové podmínky)

V této úrovni jsou použity síly popsané v kapitole 5.3. Síla od tíhy převodovky je zadána polohou a velikostí síly. Je vytvořen uzel v příslušné poloze a do tohoto uzlu je aplikována síla. Jelikož z dodané geometrie není přesně dané, kde a jakým způsobem je převodovka k hřídeli upevněna, je řídicí uzel propojen pomocí „RBE2“ křivek s uzly na čele hřídele na straně převodovky (obr. 5-20-a). „RBE2“ křivky představují tuhé spojení mezi řídicím uzlem a uzly podřízenými. Způsobují tedy vyztužení oblasti podřízených uzlů, kterým je zamezen vzájemný posuv. Ekvivalentní síly a momenty od rotoru turbíny byly aplikovány obdobným způsobem, jen řídicí uzel byl propojen s uzly na čelní ploše hřídele u rotoru (obr. 5-20-b).



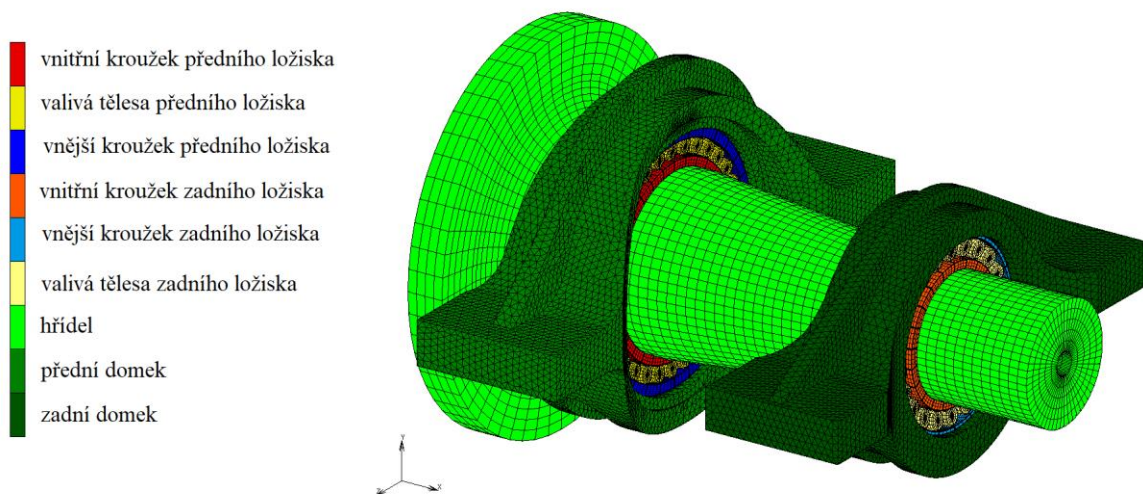
Obr. 5-20 Plochy pro aplikování: a) zatížení od tíhy převodovky; b) ekvivalentního zatížení od rotoru; c) zatížení od tíhy hřídele

Zatížení od tíhy hřídele by bylo nejvhodnější modelovat zapnutím tíhového zrychlení a přiřazením odpovídající hustoty prvkům hřídele. Takové řešení je však v rozporu s požadavkem výrobce elektrárny, který vyžaduje všechna zatížení v modelech aplikovat formou sil nebo momentů. Síla od tíhy hřídele je tedy opět aplikována do řídicího uzlu v odpovídající poloze.

Otázkou je, s jakými uzly řídicí uzel propojit. Bylo proto prověřeno několik variant, které se porovnály s modelem, kde je zapnuto tíhové zrychlení a přiřazena odpovídající hustota hřidel. Nejlepší variantou se ukázalo propojení řídicího uzlu se všemi uzly v díře hřídele pomocí „RBE3“ křivek (obr. 5-20-c). Tím dojde k rovnoměrnému rozložení aplikované síly do propojených uzlů, aniž by bylo zabráněno vzájemným posuvům podřízených uzlů. Model s takto aplikovaným zatížením vykazoval procentuální odchylku od modelu s tíhovým zrychlením přibližně 1 % v silách přenášených na jednotlivých valivých tělesech.

5.8 Model 4. úrovně

V této úrovni jsou jako poddajné uvažovány jak domky ložisek, tak hřídel (obr. 5-21). Jedná se o nejkompexnější model řešený v této práci. Okrajové podmínky jsou nulové posuvy na plochách domku, které jsou v kontaktu s rámem, jak bylo představeno u modelu 2. úrovně. Zatížení je aplikováno přes řídicí uzly propojené s hřídelí, jak bylo představeno u modelu 3. úrovně. Kontaktní interakce mezi jednotlivými tělesy rovněž odpovídají již uvedeným nastavením. Tento model obsahuje téměř 900 000 uzlů a 750 000 prvků sítě.



Obr. 5-21 Kontaktní tělesa modelu 4. úrovně

5.9 Nastavení analýzy a řešiče

Po provedení všech dříve uvedených nastavení modelů se v prostřední Mentat nastavuje „*Load case*“, který je pro všechny úrovně shodný. Je vybrána statická analýza (*Static*), aktivuje se dříve zadané zatížení a kontaktní interakce. Iterační metoda řešení je zvolena „*Full Newton-Raphson*“. Jelikož jsou modely zatěžovány silově, je zvoleno silové konvergenční kritérium a je nastavena maximální hodnota residuální síly na 1 % zátěžných sil. Kroky analýzy jsou nastaveny pomocí „*Adaptive-Multi-Criteria*“, díky čemuž lze výrazně zmenšit krok na počátku analýzy, kde dochází k prvním kontaktům a obtížnější konvergenci. Naopak ke konci analýzy, kdy už pouze narůstá působící síla a kontaktní dvojice jsou stabilnější, dojde k nárůstu časového kroku.

Druhá část nastavení analýzy se provádí v okně „*Job*“. Je nutné přiřadit již nastavený „*Load case*“, nastavit počáteční okrajové podmínky a počáteční kontaktní interakce. Je nastaveno, že se jedná o analýzu s velkými přetvořeními (*Large Strain*). Dále se nastavuje model tření, který bude aplikován do všech kontaktních interakcí s definovanou hodnotou koeficientu tření. Je nastaven bilineární Coulombův model. Je nutné vybrat, které výsledky mají být ukládány. Neuvedená nastavení jsou ponechána na automatickém nastavení softwaru.

5.10 Modelování v softwaru Mesys

Software Mesys je komerční software určený pro výpočtové modelování ložisek, ozubených kol, sestav s hřídelemi, ložisky a ložiskovými domky [43]. Výpočet ložisek je založen na analytických vztazích, díky čemuž je řešení velmi rychlé. Je možné zohlednit i tuhost okolních součástí ložisek. Pro řešení těchto problémů je v softwaru zaveden postup založený na metodě konečných prvků.

Modely ložisek se v prostředí Mesys RBC (*Rolling bearing calculation*) definují přímo zadáním parametrů příslušného typu ložiska, jako jsou základní rozměry, vůle, úhel styku, specifikace oběžných drah, počet valivých těles a parametrů valivých těles. Tím lze nadefinovat geometrii odpovídající vyšetřovaným ložiskům. Dále se zadají parametry materiálu, a pokud bychom chtěli určovat i trvanlivost ložiska, lze zadat i parametry související s mazáním. Pro model 1. úrovně jsou zadané geometrie a materiály pro každé ložisko dostačující. Stačí nastavit velikost zatížení a nechat software úlohu spočítat.

Pokročilejší úrovně modelů vyžadují definování i okolních poddajných součástí. Jednodušší geometrie lze modelovat přímo v prostředí Mesys Shaft, častěji využívanou volbou je vložení geometrie ve formátu *.stp*, případně je možné vložit přímo konečno-prvkovou síť ve formátu *.bdf*. Poslední možnost je vybrána pro všechny součásti v této práci. O takto vložené geometrii je nutné rozhodnout, zda se jedná o hřídel, nebo o domek.

Poté se na geometrii vybírají spojitě plochy, do kterých je možné předepsat okrajové podmínky a kontaktní interakce. V modelu 2. a 4. úrovně se jedná o plochy domků, které jsou v kontaktu s rámem. Na ty je nastavena okrajová podmínka vetknutí (*Set As Fixed*). Dále jsou vybrány válcové díry domků, ke kterým jsou přiřazena odpovídající ložiska definovaná dříve. U ložisek lze nastavit způsob kontaktu (*Connection Type*). Aby se deformace domku promítla i do rozložení sil v ložisku, je nutné vybrat možnost poddajné vazby mezi ložiskem a domkem (*Elastic Bearing*). Vzájemné pozice součástí jsou nastaveny pozicí v globálním souřadnicovém systému. Mezi součástmi software neumožňuje nastavit tření.

Model 3. a 4. úrovně navíc přidává poddajnou hřídel. Kontaktní interakce mezi ložisky a hřídelí jsou opět nastaveny na odpovídající plochy hřídele a jako poddajné. Omezením softwaru je, že aby mohlo být ložisko vyšetřováno s poddajnými vazbami k okolí, je nutné u něj zamezit axiálnímu posuvu. To v případě řešeného problému neodpovídá realitě, jelikož přední ložisko je uloženo jakožto axiálně volné. Tento problém je vyřešen spuštěním výpočtu dvakrát. Jednou s axiálně pevně a kontaktně poddajně uloženým předním ložiskem, avšak bez axiálního zatížení. Tím je určena odezva předního ložiska. Podruhé je úloha spočtena s axiálně pevně a kontaktně poddajně uloženým zadním ložiskem a předním ložiskem bez axiálních omezení s pevným nastavením kontaktní interakce (*rigid*). Aplikované zatížení obsahuje všechny složky. Takto jsou určeny výsledky pro zadní ložisko.

6 VÝSLEDKY

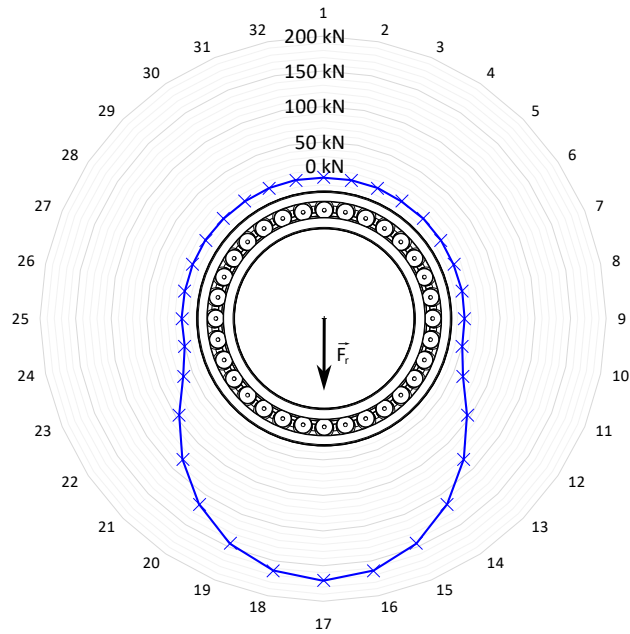
Z provedených analýz na modelech popsanych v předchozí kapitole není možné přímo určit kontaktní tlaky a napětí pod oběžnými drahami, jelikož tyto veličiny jsou velmi citlivé na hustotu konečno-prvkové sítě, která v globálních modelech není dostatečně jemná. Avšak v kapitole 7 je ukázáno, jak s využitím provedených analýz určit i tyto veličiny. Na globálních modelech je možné určit deformace na celé sestavě a kontaktní normálové síly přenášené přes jednotlivá valivá tělesa. Právě tento výstup byl zvolen pro porovnání jednotlivých úrovní modelů. Výhodou je, že kontaktní síly přenášené valivými tělesy, jakožto jeden z výstupů, vypisuje i software Mesys.

6.1 Rozložení zatížení na valivá tělesa

V radiálně zatíženém radiálním dvouřadém soudečkovém ložisku se symetricky rozmístěnými valivými tělesy dochází k rovnoměrnému rozložení zatížení mezi obě řady valivých těles. Počet zatížených těles a maximální přenášená síla valivým tělesem závisí na velikosti zatížení a geometrii ložiska. Jelikož zatížení vždy přenáší více než jedno valivé těleso, jedná se o staticky neurčitou úlohu. Nicméně pomocí analytických vztahů ji lze iteračně řešit [44; 28]. Metodou konečných prvků byl tento případ vyšetřen pro přední ložisko v modelu 1. úrovně.

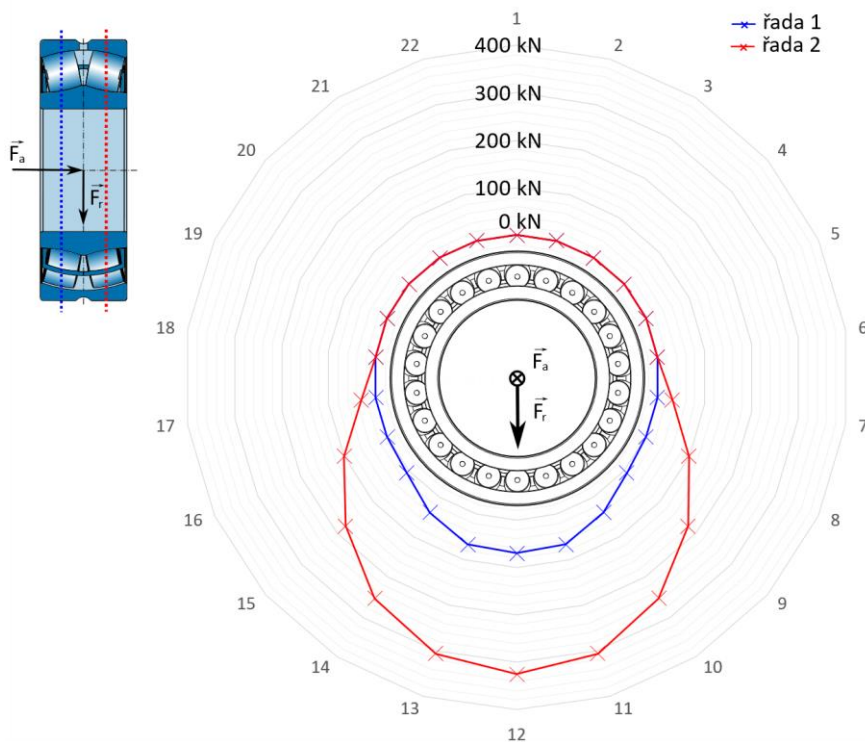
6.1.1 Model 1. úrovně

Na obr. 6-1 jsou zobrazeny kontaktní normálové síly přenášené jednotlivými valivými tělesy jedné řady. Velikost radiálního zatížení odpovídá zátěžnému stavu C, se směrem síly na valivé těleso označené číslem 17. Jelikož je v této úrovni domek uvažován jako tuhý, lze aplikovat zatížení směrem na libovolné valivé těleso se stejnou odezvou. Rozdíly rozložení zatížení, při působení síly přímo na valivé těleso nebo mezi valivá tělesa, jsou při vysokém počtu valivých těles u ložisek vyšetřovaných v této práci prohlášeny za zanedbatelné na základě informací uvedených v [44]. Z výzkumných zpráv společnosti ZKL však plyne, že vyšší zatížení valivého tělesa nastane při zatěžování směrem na valivé těleso. Právě takové případy jsou přednostně prošetřovány v této práci.



Obr. 6-1 Kontaktní normálové síly na valivých tělesech předního ložiska v modelu 1. úrovň

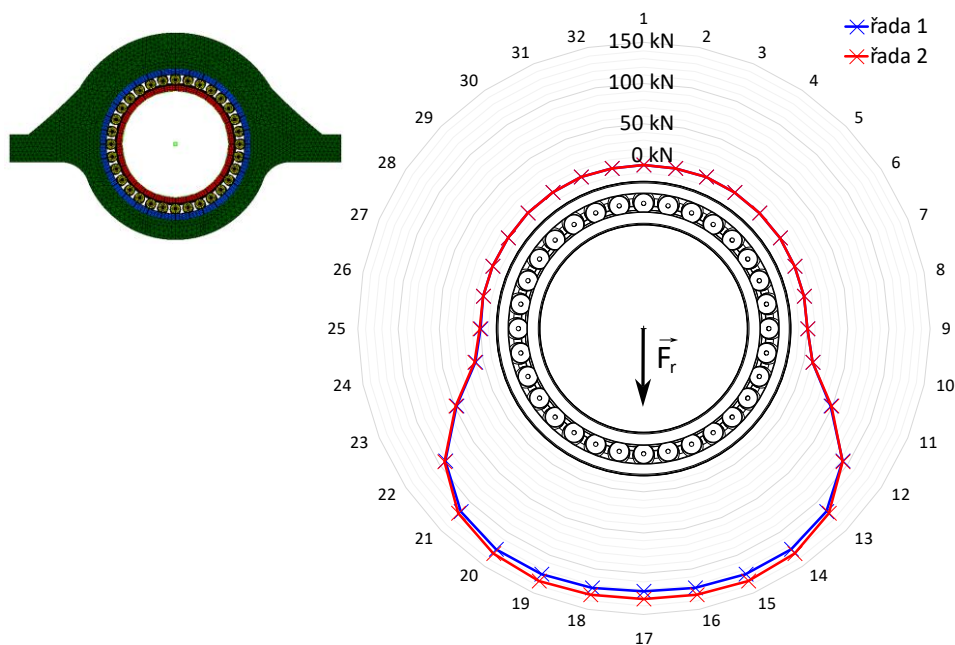
Radiální dvouřadé soudečkové ložisko, které je zatíženo kombinací radiální a axiální síly bude větší část nebo veškeré zatížení přenášet pouze přes jednu řadu valivých těles. Ve vyšetřovaných případech se jedná o model zadního ložiska. Při zatížení prvním zátěžným stavem, dojde v modelu 1. úrovň k nerovnoměrnému rozložení zatížení mezi řady, jak je patrné z obr. 6-2.



Obr. 6-2 Kontaktní normálové síly na valivých tělesech zadního ložiska v modelu 1. úrovň

6.1.2 Model 2. úrovně

Uvažování okolních součástí ložiska jakožto poddajných nemusí mít vždy zásadní vliv na rozložení zatížení v ložisku. Z výzkumné zprávy společnosti ZKL, která je popsána i v práci [36], byl zkoumán vliv uložení ložiska v silnostěnném náboji s materiálovými vlastnostmi běžné oceli. Důsledkem toho došlo k poklesu redukovaného napětí podle von Misesse pouze o 0,7 % oproti případu uložení v tuhém náboji. Domky ložisek ve větrných elektrárnách však vykazují výraznější deformace než silnostěnný náboj a podstatnost jejich vlivu je patrná i z práce [45]. Na obr. 6-3 je tento vliv ukázán na rozložení kontaktních normálových sil na obou řadách valivých těles u modelu 2. úrovně předního ložiska při velikosti radiální síly odpovídající zátěžnému stavu C a směru zatížení proti směru osy y . Každá řada přenáší jiné zatížení vlivem nesymetrické geometrie domku, tento rozdíl je ale téměř zanedbatelný.



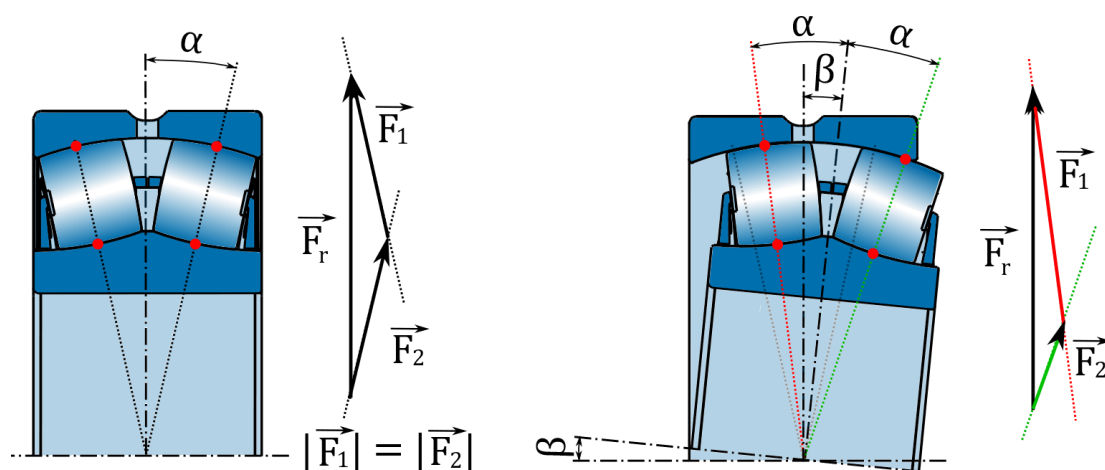
Obr. 6-3 Kontaktní normálové síly na valivých tělesech předního ložiska v modelu 2. úrovně

6.2 Vliv axiálního posunutí hřídele

Uložení hlavní hřídele je navrženo tak, aby axiální síly byly přenášeny především zadním ložiskem, které je axiálně pevné. Axiálním zatížením na hřídeli dochází k axiálnímu posuvu hřídele, a tudíž i vnitřních kroužků ložisek, které jsou na hřídeli nalisovány. Axiální posuv je možný v rámci axiální vůle axiálně pevného ložiska, případně s přičtením axiální deformace hřídele. Vnější kroužek zadního ložiska se v axiálním směru pohybovat nemůže kvůli tvarovému spojení v domku. Pohyb vnějšího kroužku předního ložiska je v axiálním směru možný, u modelu 3. úrovně volný, u modelu 4. úrovně ovlivněn třením na styku s domkem.

6.2.1 Model 3. úrovně

Z výsledků modelu 3. úrovně vyplynulo, že na předním ložisku při zatížení libovolným zátěžným stavem dochází k zatížení řady valivých těles blíže u turbíny více (Obr. 6-5), přestože se jedná o axiálně volné ložisko. Takový výsledek není očekáván a je zkoumáno, co je příčinou. První hypotézou je, že k tomuto jevu dochází vlivem natočení hřídele, způsobeného její deformací. Je tedy změřen úhel natočení hřídele v místě předního ložiska, který dosahuje $\beta_{MKP} = 0,027^\circ$. Je zjednodušeně analyticky spočítáno rozložení sil v řezu takto natočené geometrie na základě statické ekvivalence sil čistě radiálně zatíženého ložiska (obr. 6-4). Vzhledem k tomu, že úhel natočení je velmi malý, je i poměr méně zatíženého soudečku ku zatíženějšímu soudečku $F_2/F_1 = 0,99$. Poměr, který vychází z numerické analýzy pro nejzatíženější dvojici soudečků je 0,67 a obdobným přepočtem by odpovídal natočení hřídele přibližně $\beta_{an} = 1,45^\circ$. Je usouzeno, že natočení hřídele má v prošetřovaném případě minimální vliv.

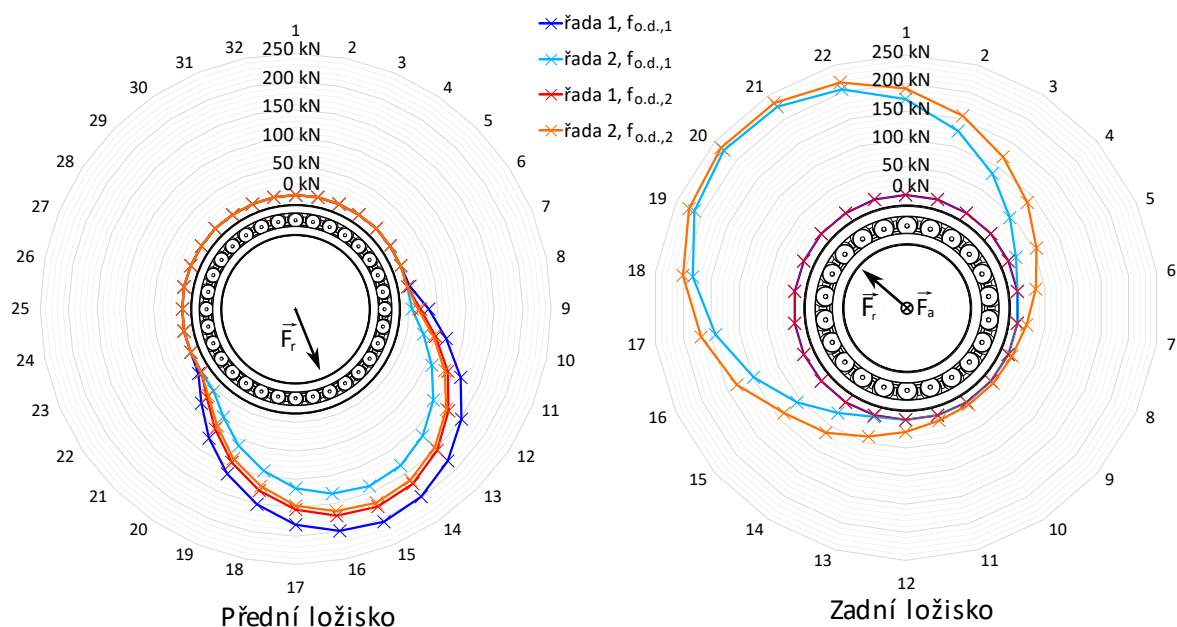


Obr. 6-4 Natočení v řezu soudečkového ložiska a statická ekvivalence sil (natočení je zvětšeno oproti dovoleným stavům za provozu)

Příčina rozdílného zatížení řad axiálně volného ložiska je tedy hledána jinde. Je zjištěno, že k ideálnímu přerozdělení zatížení nedochází vlivem tření ve vnitřní geometrii ložiska. Valivá tělesa zůstanou sevřena v pozicích, které nejsou ideální, a dojde k radiálnímu zatěžování se vzájemně axiálně posunutými ložiskovými kroužky. Z vnitřní geometrie ložiska je jasné, že takový posuv, i při čistě radiálním zatížení ložiska, vyvolá nerovnoměrné zatížení jednotlivých řad.

Celý model je vyšetřován ze statického pohledu, avšak v provozu dochází k rotaci hřídele a odvalování valivých těles po oběžných drahách. Je formulována hypotéza, že by valením valivých těles došlo k jejich dovalení do ideálních pozic, a tudíž k rovnoměrnějšímu přerozdělení zatížení v ložisku. Pokud tohoto jevu chceme dosáhnout ve statických modelech, lze snížit koeficient tření mezi valivými tělesy a oběžnými drahami. Nelze však nastavit nulovou hodnotu koeficientu tření, jelikož by tím byla ztracena vazba valivých těles v kontaktu v tečném směru. Vlivem zjednodušení modelu ložisek o klec by pak mohlo dojít k nepřijatelným posuvům valivých těles.

Snížením koeficientu tření mezi oběžnými drahami a valivými tělesy 10krát, na hodnotu označenou $f_{o.d.,2}$, je dosaženo výsledků, kde je zatížení v předním ložisku na obě řady rozloženo výrazně rovnoměrněji (obr. 6-5). Stejný koeficient tření byl aplikován i na zadní ložisko, kde je pozorovatelný nárůst a větší rozložení zatížení na valivá tělesa zatíženější řady. Avšak odchylka síly přenášená nejzatíženějším valivým tělesem, označeným číslem 20, je při obou hodnotách koeficientu tření zanedbatelná. V tomto modelu přenáší veškeré zatížení na zadním ložisku pouze jedna řada valivých těles.



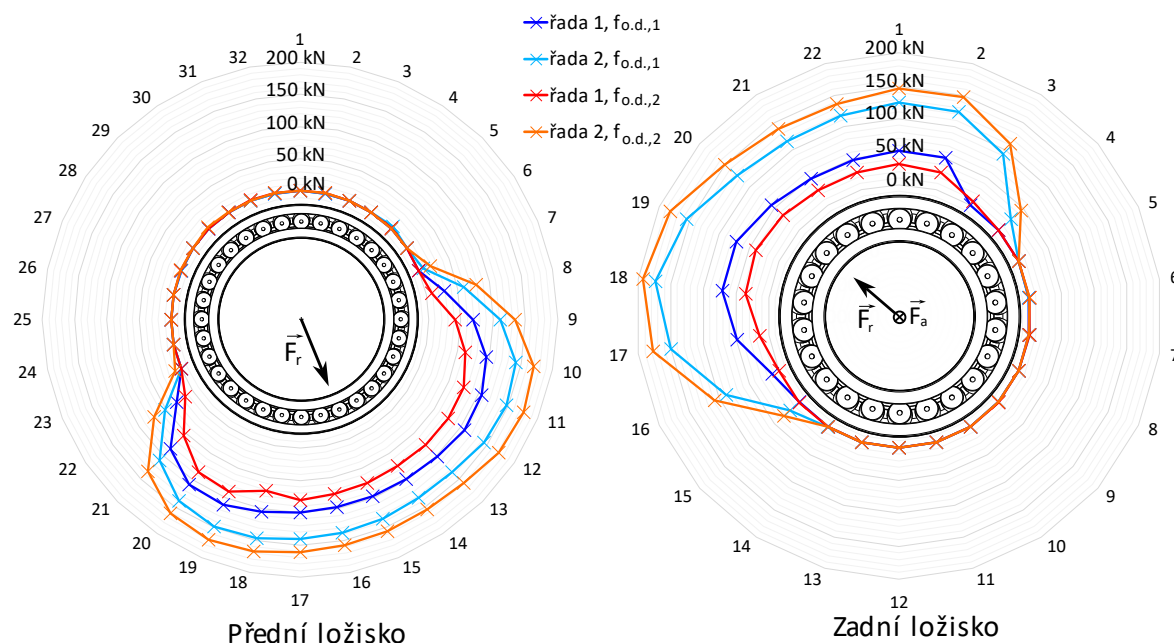
Obr. 6-5 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech na modelu 3. úrovně s odlišným koeficientem tření

6.2.2 Model 4. úrovně

Model 4. úrovně taktéž spojuje modely obou ložisek poddajnou hřídelí. Navíc jsou ložiska uložena v poddajných domcích, takže se projevuje i různé rozložení zatížení v závislosti na deformaci domku. Také pro tuto úroveň jsou provedeny analýzy s různým koeficientem tření (obr. 6-6). Na zadním ložisku dochází stejně jako v předešlé úrovni s poklesem koeficientu tření k nárůstu zatížení na zatíženější řadě. Oproti předchozí úrovni však určitou část zatížení přenáší i řada 1.

Výsledky na předním ložisku (obr. 6-6) ukazují opačný trend, než který byl pozorován na modelu 3. úrovně. Snížením koeficientu tření ve vnitřní geometrii ložiska došlo k většímu rozdílu zatížení mezi jednotlivými řadami v předním ložisku. Tento jev je vysvětlen tím, že přední ložisko je v této úrovni uloženo v domku a kontaktní interakci mezi ložiskem a domkem je předepsán koeficient tření $f_{d,1}$, který odpovídá kontaktu dvojice nemazaných povrchů.

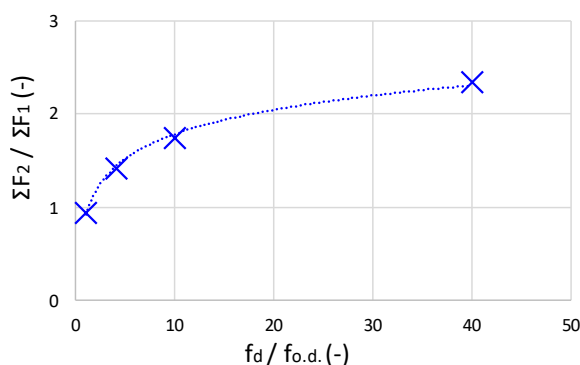
Axiální posuv předního ložiska je možný, avšak musí být překonána třecí síla mezi vnějším kroužkem a domkem. Z toho vyplývá, že i axiálně volné ložisko může přenášet axiální sílu o maximální velikosti $F_{a,max} = f_d \cdot F_{d,N}$, kde f_d je koeficient tření mezi ložiskem a domkem a $F_{d,N}$ je normálová kontaktní síla na válcové ploše vnějšího kroužku. Aby se tomu v praxi předcházelo, je axiálně pevné ložisko vždy navrhováno s menší axiální vůlí než ložisko volné. Při axiálním zatížení tak dojde jako první k vymezení vůle na axiálně pevném ložisku a přenášení dominantnější části axiálního zatížení tímto ložiskem.



Obr. 6-6 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady na modelu 4. úrovně s odlišným koeficientem tření

Pro uvedený případ s koeficientem tření $f_{o.d.,2}$ a zatížením odpovídajícím zátěžnému stavu C s axiální složkou zatížení o velikosti 430 kN jsou určeny reakční síly v axiálním směru na vazbách domků s rámem. Díky tomu je určeno, že přední ložisko v tomto směru přenáší 181 kN, tedy 42 % axiální složky síly. Přitom maximální axiální zatížení, které by mohlo být v tomto případě přenášeno předním ložiskem díky tření mezi vnějším kroužkem a domkem, je určeno jako $F_{a,max} = 730$ kN.

Vzájemná souvislost mezi rozložením zatížení mezi řady předního ložiska a hodnotami koeficientů tření ve vnitřní geometrii a mezi ložiskem a domkem je vyjádřena na obr. 6-7. Model 4. úrovně je spuštěn s více variantami koeficientu tření. Je vyčíslen poměr koeficientu tření mezi ložiskem a domkem ku koeficientu tření ve vnitřní geometrii $f_d/f_{o.d.}$. V závislosti k tomuto poměru je vykreslen poměr velikosti součtu sil zatíženější řady, ku méně zatížené řadě předního ložiska. Lze konstatovat, že čím je rozdíl mezi koeficienty tření menší, tím je i rozložení zatížení mezi řadami valivých těles rovnoměrnější.

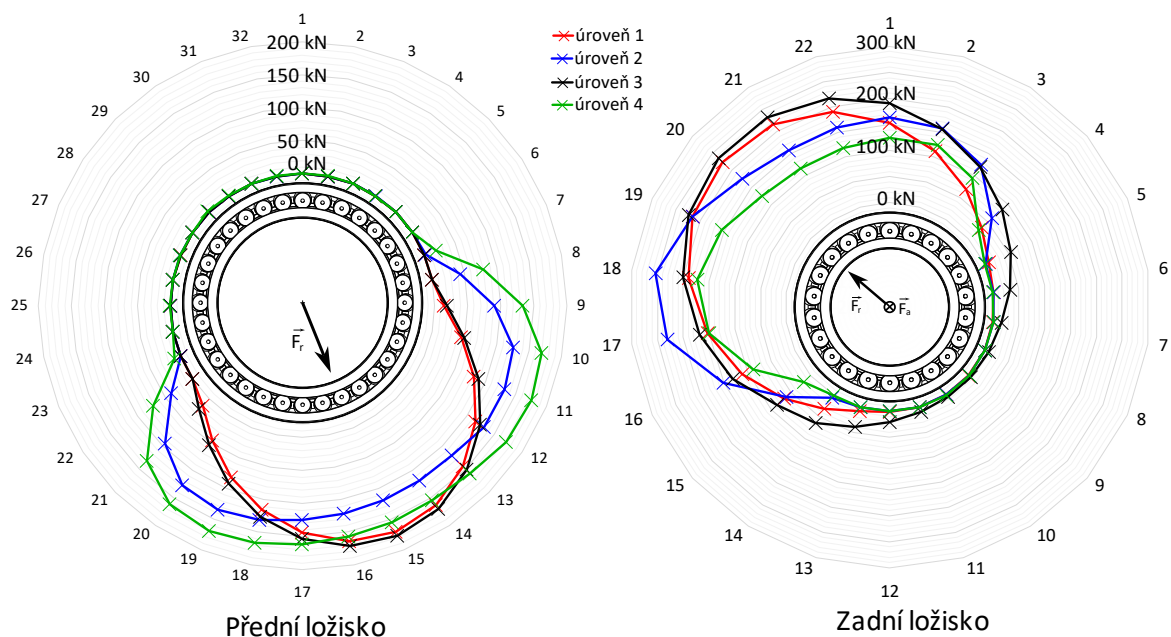


Obr. 6-7 Závislost poměru součtu sil na řadách předního ložiska na poměru koeficientu tření

Důležité je poznamenat, že u reálné konstrukce bude vždy koeficient tření mezi domkem a ložiskem výrazně větší než koeficient tření na oběžných drahách. Zároveň však bude za provozu docházet k rotaci hřídele, odvalování valivých těles, zatížení bude proměnné, stochastické, bude docházet k vibracím. Všechny tyto a další vlivy, které jsou v této práci zanedbávány nebo zjednodušovány, mohou ovlivnit i axiální posuvy vnějšího kroužku, tudíž rozložení sil mezi řadami ložiska. Bylo by vhodné experimentálně ověřit chování ložiska při zahrnutí některých ze zmíněných vlivů. Modely pro 3. a 4. úroveň vybrané pro prezentování dalších výsledků této práce jsou s koeficientem tření ve vnitřní geometrii $f_{o.d.,2}$ a mezi domkem a ložiskem byl ponechán koeficient tření $f_{d,1}$.

6.3 Porovnání jednotlivých úrovní modelování

Porovnání jednotlivých úrovní je představeno na zátěžném stavu C, který je aplikován s respektováním svého směru působení (obr. 6-8). Do grafů je vykreslena vždy zatíženější řada valivých těles, pro úrovně modelu 3. a 4. jsou do porovnání vykresleny výsledky z analýz s koeficientem tření $f_{o.d.,2}$ ve vnitřní geometrii ložisek. Na výsledcích z předního ložiska je patrné, že model 3. úrovně dává velmi podobné výsledky s modelem 1. úrovně. Lze říci, že uvažování poddajné hřídele nemá výrazný vliv. Podobnost průběhu zatížení je patrná mezi modely 2. a 4. úrovně. Hodnoty kontaktních sil vyšetřené na modelu 4. úrovně jsou však oproti 2. úrovni asi o 35 % vyšší. Důvodem je, jak už bylo popsáno výše, nerovnoměrné rozložení sil mezi řady předního ložiska v modelu 4. úrovně.

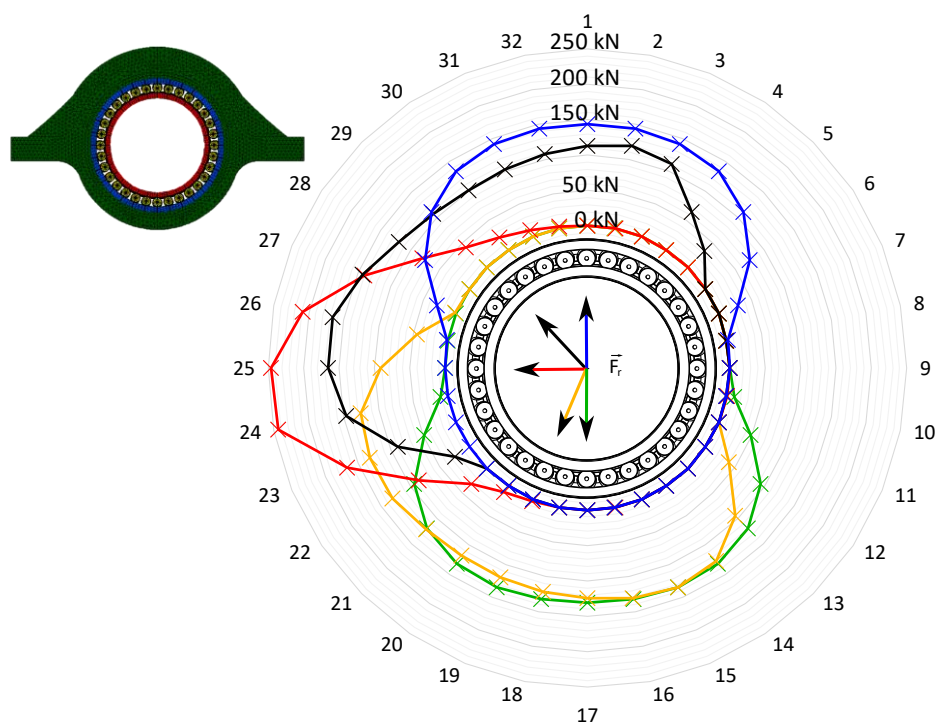


Obr. 6-8 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady mezi jednotlivými úrovněmi modelování

Při porovnání modelů na zadním ložisku lze opět pozorovat podobnosti mezi modely bez a s uvažováním domků jako poddajných. Na modelu 3. úrovně dochází k rozložení zatížení mezi více valivých těles, oproti modelu 1. úrovně. To lze připisovat nižšímu koeficientu tření ve vnitřní geometrii, kvůli kterému dojde k většímu axiálnímu posuvu vnitřního kroužku a valivých těles. Axiální složka zátěžné síly je pak méně přenášena třecí silou ve vnitřní geometrii ložiska a větší měrou přenášena normálovou kontaktní složkou síly na valivých tělesech, která je vykreslována. Pokud na zadním ložisku porovnáme 2. a 4. úroveň modelu, zjistíme, že dochází k opačnému jevu než na ložisku předním. To lze odůvodnit tím, že u 4. úrovně je jistá část axiální složky síly přenášena předním ložiskem, tudíž na zadním ložisku nedochází k tak velkému zatížení.

6.4 Vliv směru působení síly

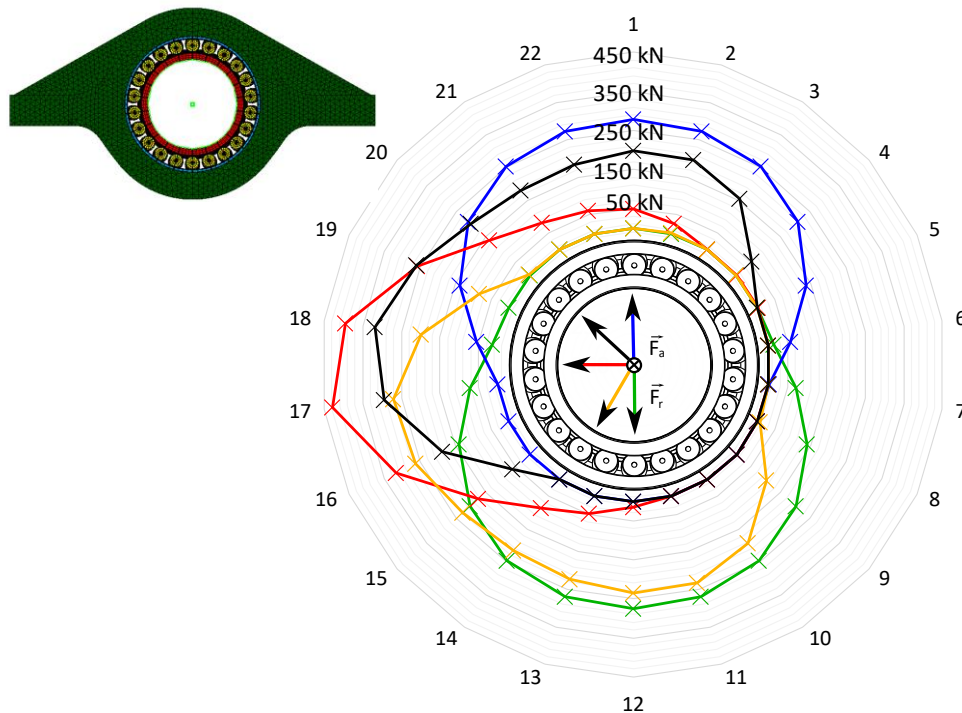
Vliv směru působení radiální síly byl prošetřen na modelu 2. úrovně. Přední ložisko je zatěžované velikostí síly odpovídající zátěžnému stavu C. Na zadní ložisko působí síly odpovídající zátěžnému stavu A. Na obrázcích jsou vykresleny kontaktní normálové síly přenášené valivými tělesy více zatížené řady ložisek (obr. 6-9, obr. 6-10). Pro přední i zadní ložisko lze odezvu kontaktních normálových sil komentovat současně, jelikož tvary domků jsou velmi podobné.



Obr. 6-9 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady předního ložiska při různých směrech radiální síly

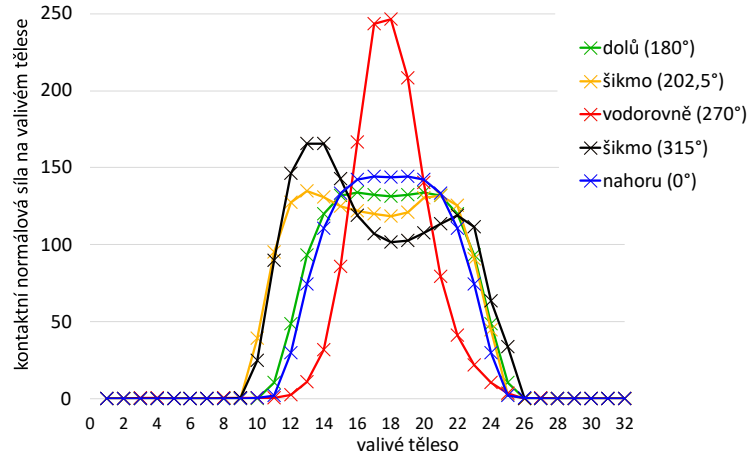
Pokud radiální síla působí směrem dolů, dochází k větší deformaci domku a uvnitř ložiska se zatížení rozloží mezi více valivých těles. Obdobně tomu je i při působení síly směrem vzhůru, avšak v tomto směru už lze pozorovat, že maximální síly jsou větší, jelikož i odezva domku je v tomto směru tužší. Pokud radiální síla směřuje vodorovně, působí směrem do tuhé vazby domku s rámem. Deformace domku je v této úzké oblasti malá a dochází tak k přenosu síly přes menší množství valivých těles. Tudíž dochází k výraznému nárůstu kontaktních normálových sil na valivých tělesech.

Pokud síla působí šikmo mezi popsané stavy, dochází k výraznému rozložení na valivá tělesa, přičemž na vyobrazení průběhu síly mohou vzniknout i dvě lokální maxima (obr. 6-11). Vyjádřením procentuální odchylky kontaktních normálových sil na maximálně zatížených valivých tělesech předního ložiska k výsledkům na modelu 1. úrovně vyjde maximální pokles o 22 % při zatížení svisle dolů. Naopak při směru radiální síly ve vodorovném směru dojde k nárůstu o 44 %. Na zadním ložisku dochází u prošetřeného případu zatížení k maximálnímu poklesu o 17 % a maximálnímu nárůstu o 31 % oproti modelu 1. úrovně.



Obr. 6-10 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady zadního ložiska při různých směrech radiální síly

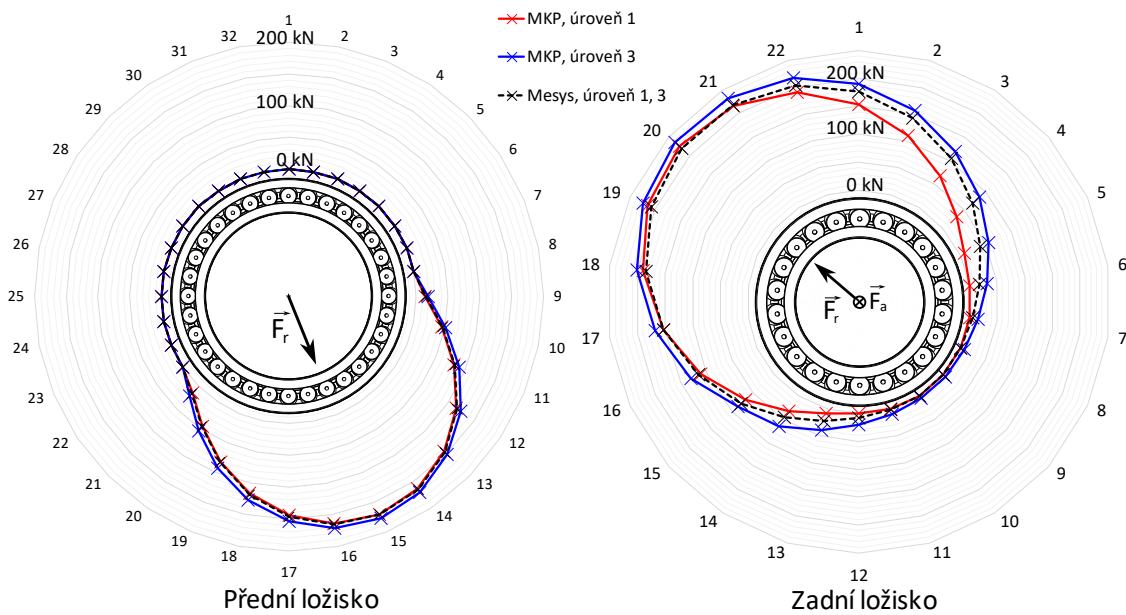
Interpretací výsledků v kruhových grafech s válcovým souřadnicovým systémem může zaniknout průběh kontaktních normálových sil na valivých tělesech. Proto jsou data z předního ložiska zobrazena ještě jednou na obr. 6-11. Zároveň jsou průběhy dat posunuty tak, jako by radiální síla vždy působila na valivé těleso označené číslem 18. Jednotlivé průběhy jsou označeny velikostí úhlu mezi kladným směrem globální osy y a směrem radiální síly. Z těchto výsledků je vidět, že nejzatíženější valivé těleso nemusí být vždy přímo ve směru působící síly.



Obr. 6-11 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady předního ložiska při různých směrech radiální síly s posunutím průběhů na sebe

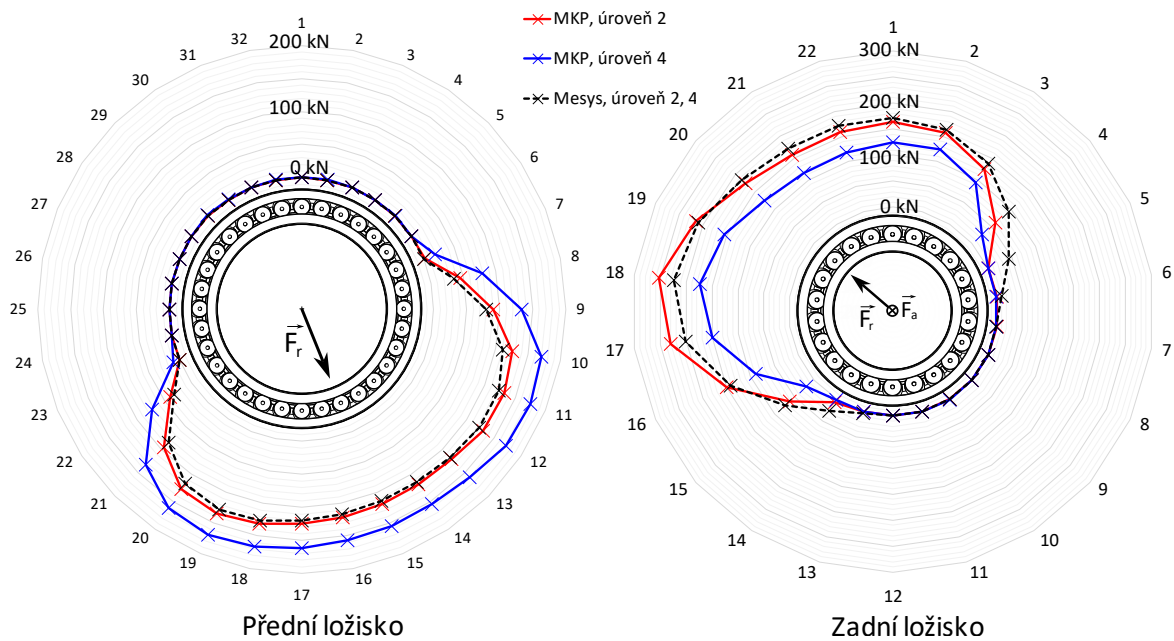
6.5 Porovnání výsledků se softwarem Mesys

V softwaru Mesys byly modelovány se zjednodušenými popsány v kapitole 5.10 případy všech úrovní modelu. Po analýze výsledků se ukázalo, že software Mesys poskytuje téměř shodné výsledky (odchylka pod 1 %) pro úrovně neobsahující poddajný domek (1. a 3.) a pro úrovně obsahující poddajný domek (2. a 4.). Podobnost těchto dvojic výsledků byla pozorována i na výsledcích MKP analýz, avšak kvantitativně se výsledky lišily více. Lze konstatovat, že uvažování poddajné hřídele je v prostředí Mesys v prošetřeném případě nepodstatné. Výsledky ze softwaru Mesys jsou dále pro zmíněné dvojice prezentovány jako ekvivalentní.



Obr. 6-12 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady mezi softwarem Mesys a MKP modelů 1. a 3. úrovně

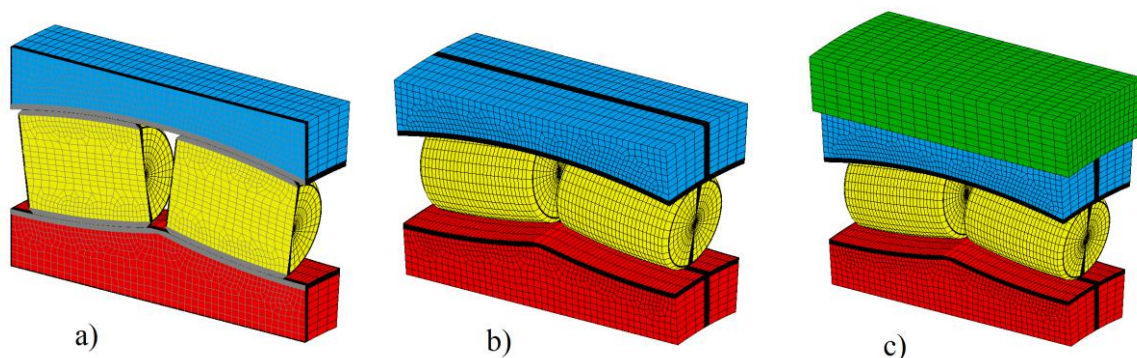
Porovnání mezi softwarem Mesys a MKP je provedeno opět aplikováním zátěžného stavu C. Do grafů jsou vykreslovány kontaktní normálové síly na valivých tělesech ze zatíženější řady. Při porovnání na modelech 1. a 3. úrovně vykazují výsledky dobrou shodu s MKP modely (obr. 6-12). Porovnáním maximálních sil je shoda lepší s MKP modelem 1. úrovně na předním i zadním ložisku. U modelů zohledňujících deformace domku je patrná shoda mezi modely 2. úrovně (obr. 6-13). Odlišné výsledky modelu 4. úrovně již byly objasněny v kapitole 6.2.



Obr. 6-13 Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady mezi softwarem Mesys a MKP modelů 2. a 4. úrovně

7 LOKÁLNÍ VÝPOČTOVÝ MODEL

Lokální výpočtový model se používá pro vyšetření velikosti a průběhu kontaktních tlaků a napětí pod povrchem oběžných drah. Pro vyšetřování případů, které jsou obdobné modelu 1. úrovně je ve společnosti ZKL zaveden postup, který spočívá ve vytvoření geometrie výseče vnějších kroužků a poloviny valivého tělesa (obr. 7-1-a). Na této geometrii je vytvořena velmi jemná síť konečných prvků a vnějšímu kroužku je opět zamezen posuv v radiálním a axiálním směru. Zatěžování probíhá deformačně přes tuhou plochu simulující hřídel, které je předepsán posuv, určený na globálním modelu jakožto maximální radiální hodnota posuvu vnitřního kroužku. Pokud je ložisko zatěžováno i axiálně, předepíše se obdobně na plochu čela vnitřního kroužku axiální posuv. Dále se z globálního modelu přenáší tangenciální posuvy na řezech kroužků ložiska. Valivému tělesu jsou na řezu předepsány okrajové podmínky symetrie.



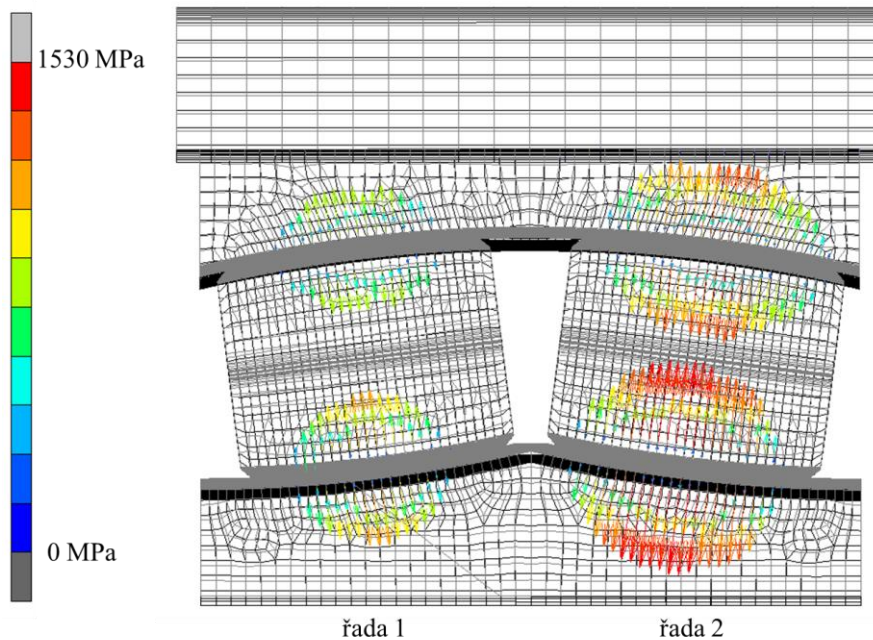
Obr. 7-1 Lokální model: a) poloviční; b) celý; c) s domkem

Tento postup nelze aplikovat na modely vyšší úrovně, jelikož plochy vnitřního nebo vnějšího kroužku, které jsou v kontaktu s okolními součástmi, po deformaci nabývají obecných tvarů. Posuvy tedy nelze jednoduše zadávat přes tuhé válcové plochy. Všechny posuvy jsou obecného charakteru a nelze využít ani symetrie. Proto je v této práci vytvořen lokální model, který vznikne rozšířením stávající sítě konečných prvků o její symetrickou část (obr. 7-1-b). Kontaktní interakce mezi tělesy jsou shodné s dříve popsáním nastavením.

Z propočítaných modelů 4. úrovně byl vybrán případ pro přední ložisko, kde dochází k největšímu zatížení soudečku. Okrajové podmínky jsou ve formě posuvů přenášeny právě z tohoto globálního modelu, což je v softwaru Mentat možné nastavením okrajové podmínky *Global-Local*. Lokální model se nastaví do polohy, kde se v globálním modelu nachází nejzatíženější valivé těleso. Poté jsou vybrány uzly, do kterých se mají přenášet zmíněné posuvy. Byly vybrány uzly na válcových plochách kroužků ložiska a na plochách řezů kroužků.

Výsledky takto nastavené analýzy ukázaly, že v oblasti velkého zjemnění sítě na válcové ploše vnějšího kroužku dochází k chybám při přenosu posuvů. Pro odstranění tohoto problému je vymodelován výřez domku, je na něm vytvořena síť a je umístěn do lokálního modelu (obr. 7-1-c). Mezi vnější kroužek a výřez domku je přidána kontaktní interakce. Místo přenášení posuvů na uzly válcové plochy vnějšího kroužku, jsou posuvy přenášeny na všechny uzly nacházející se na řezech tělesa domku.

Z takto upraveného modelu lze vyhodnotit výsledky kontaktního tlaku (obr. 7-2) a případně i napjatosti. Maximální hodnotu kontaktního tlaku $p_{max} = 1530$ MPa lze srovnat s dovolenou hodnotou kontaktního tlaku $p_{dov} = 1650$ MPa pro ložiska hlavních hřídelí větrných elektráren zatěžovaná ekvivalentní silou [13]. Lze konstatovat, že maximální kontaktní tlak je nižší než dovolená hodnota. Z průběhu kontaktního tlaku je rovněž patrné, že nevzniká hranové napětí. Z tohoto pohledu tedy návrh předního ložiska vyhovuje požadavkům.



Obr. 7-2 Zobrazení kontaktních tlaků (MPa) v řezu lokálním modelem

8 ZÁVĚR

Práce se zabývala rozložením zatížení v soudečkových ložiscích hlavní hřídele větrné elektrárny. V rámci řešeršní studie byly představeny používané konstrukční řešení uložení hlavní hřídele a na základě studií byl predikován další vývoj tohoto konstrukčního uzlu. Zároveň byly představeny možnosti výpočtového modelování valivých ložisek.

V praktické části práce bylo modelováno uložení hlavní hřídele větrné elektrárny ve čtyřech úrovních modelů. Bylo představeno, že metodou konečných prvků lze modelovat i rozsáhlejší sestavy uložení s plnými modely ložisek. Z výsledků rozložení zatížení na valivá tělesa v soudečkových ložiscích lze konstatovat, že poddajné ložiskové domky větrné elektrárny mají zásadní vliv na rozložení zatížení. Výrazně záleží i na směru působení zátěžné síly. Procentuální odchylka kontaktních normálových sil na nejzatíženějším valivém tělese mezi nejkritičtějším a nejméně kritickým směrem zatížení se lišila o více než 50 %.

Pro ověření návrhu ložisek je tedy vždy zásadní zpracování zátěžných spekter, přičemž není důležitá pouze velikost radiální síly, nýbrž i její směr. Způsob představený v této práci zpracovává zátěžné spektrum na ekvivalentní zatížení. Díky zpracování spekter zvlášť pro každou ze složek zatížení je ve výsledku určen i „ekvivalentní směr zatížení“. Nabízí se však stále prostor pro zohlednění vyšší kritičnosti některých směrů zatížení před jinými.

Poddajná hřídel měla z hlediska rozložení zatížení podřadnější vliv. Nicméně propojením axiálně pevného ložiska s ložiskem axiálně volným došlo k jejich vzájemnému ovlivňování. Model 4. úrovně ukázal, že i axiálně volné ložisko může přenášet určitou část axiální síly a je nutné tento jev v návrhu zohlednit. Poměr mezi zatíženější řadou valivých těles vůči méně zatížené dosahoval v této úrovni hodnoty až 2,3. Ve skutečnosti k tak výrazným nepochopitelným zatížením docházet nemusí a výsledky mohou být ovlivněny zjednodušeným způsobem modelování, při kterém jsou ložiska zatěžována staticky. Je tedy zanedbávána rotace ložisek a odvalování valivých těles po oběžných drahách. Ověření výsledků těchto úrovní by bylo možné pomocí dynamických analýz za rotace modelů ložisek. Tato oblast je perspektivou pro další výzkum.

Výsledky modelu 4. úrovně, na rozdíl od předchozích úrovní, vykazovaly větší odchylky od výsledků softwaru Mesys. Tím je v podstatě dokázáno omezení softwaru Mesys, který nedokáže mezi ložisky a okolními součástmi uvažovat tření. U axiálně volného ložiska tudíž nemůže docházet k zachytávání axiální síly a nerovnoměrnému rozložení zatížení mezi jednotlivé řady valivých těles. Předností softwaru Mesys je však jeho rychlost řešení. Analýza samotného ložiska proběhne v řádech sekund, pokud jsou uvažovány i další deformovatelné součásti trvá analýza řádově minuty. Výsledky přitom neobsahují pouze rozložení zatížení, ale jsou dostupné například i kontaktní tlaky na valivých tělesech. Oproti tomu řešení jakékoliv úrovně modelu pomocí metody konečných prvků trvá řádově hodiny. Z toho důvodu je software Mesys vhodný pro prvotní optimalizaci návrhu ložisek, avšak konečné řešení by vždy mělo být ověřeno metodou konečných prvků.

Část výsledků této práce lze porovnat s výsledky, které představil Kock a spol. v práci [45]. Uvedená práce se zabývá jednořadým axiálně volným válečkovým ložiskem hlavní hřídele větrné elektrárny. Geometrie ložisek, domků a hřídele je naprosto odlišná. Procentuální odchylka maximální kontaktní síly při různých směrech zatížení dosahovala mezi nejodlišnějšími stavy přes 50 %. Obdobná hodnota procentuální odchylky byla prokázána i v této práci. Více poddajná geometrie hřídele použita v práci [45] způsobila, že i tato součást výrazně ovlivnila rozložení zatížení v ložisku. Z toho plyne, že ke každé konstrukci uložení hlavní hřídele je vždy nutné přistupovat individuálně.

Všechny cíle práce byly naplněny. Nad rámec cílů byl představen způsob, jak provedené deformační analýzy využít pro určení kontaktních tlaků ve vnitřní geometrii ložiska. Díky tomu lze zhodnotit, že návrh předního ložiska, z hlediska velikosti a rozložení kontaktního tlaku, vyhovuje požadavkům.

9 BIBLIOGRAFIE

- [1] *GWEC: Global Wind Energy Council* [online]. Brusel: GWEC – Global Wind Energy Council, 2023 [cit. 2023-05-12]. Dostupné z: <https://gwec.net>
- [2] *IRENA: International Renewable Energy Agency* [online]. Abu Dhabi: IRENA - International Renewable Energy Agency, 2022 [cit. 2023-05-12]. Dostupné z: <https://www.irena.org>
- [3] HART, Edward, Benjamin CLARKE, Gary NICHOLAS, James STIRLING, James CARROLL, Rob DWYER-JOYCE, Alasdair MCDONALD a Hui LONG. A review of wind turbine main bearings: design, operation, modelling, damage mechanisms and fault detection. *Wind Energy Science* [online]. Göttingen: Copernicus GmbH, 2020, **5**(1) [cit. 2023-03-06]. ISSN 2366-7443. Dostupné z: <https://doi.org/10.5194/wes-5-105-2020>
- [4] CARROLL, James, Alasdair MCDONALD a David MCMILLAN. Failure rate, repair time and unscheduled O&M cost analysis of offshore wind turbines. *Wind Energy* [online]. 2016, **19**(6), 1107-1119 [cit. 2023-04-07]. ISSN 10954244. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/we.1887>
- [5] HAHN, Berthold, Michael DURSTEWITZ a Kurt ROHRIG. Reliability of Wind Turbines. *Wind Energy* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007, 329-332 [cit. 2023-04-07]. ISBN 978-3-540-33865-9. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-33866-6_62
- [6] HART, Edward, Alan TURNBULL, Julian FEUCHTWANG, David MCMILLAN, Evgenia GOLYSHEVA a Robin ELLIOTT. Wind turbine main-bearing loading and wind field characteristics. *Wind Energy* [online]. 2019, **22**(11), 1534-1547 [cit. 2023-04-07]. ISSN 1095-4244. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/we.2386>
- [7] Obecné informace pro konstruktéry. In: *ZKL Group* [online]. Brno: ZKL, 2023 [cit. 2023-04-02]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery>

- [8] *Valivá ložiska* [online]. Göteborg: SKF Group, 2019 [cit. 2023-03-31]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings>
- [9] RAŠOVSKÁ, Hana. *Vliv montážní vůle u radiálního kuličkového ložiska na napjatost a deformaci*. Brno, 2013, 59 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství.
- [10] *ČSN ISO 76: Valivá ložiska - Statická únosnost*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [11] *ČSN ISO 281: Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [12] *ISO/TS 16281: Rolling bearings — Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings*. Ženeva: International Organization for Standardization, 2008.
- [13] *DNVGL-ST-0361: Machinery for wind turbines*. Høvik: DNVGL, 2016.
- [14] JENKINS, Nick, Tony BURTON, Ervin BOSSANYI, David SHARPE a Michael GRAHAM. *Wind Energy Handbook*. 3rd ed. Newark: John Wiley & Sons, 2021. ISBN 1119451094.
- [15] Wind Energy Expansion in Germany. In: *Windmonitor* [online]. Kassel: Fraunhofer Institute for Energy Economics and Energy System Technology IEE, 2023 [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: https://windmonitor.iee.fraunhofer.de/windmonitor_en/3_Onshore/1_zubau/2_Entwicklung_der_Windenergie/
- [16] *Wind Power Technology Trends* [online]. Berkeley: Electricity Markets & Policy, 2022 [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://emp.lbl.gov/wind-power-technology-trends>
- [17] BERGUA, Roger, Jordi JOVÉ a Javier ECHARTE. *Pure Torque Drivetrain Design: A Proven Solution for Increasing the Wind Turbine Reliability* [online]. Barcelona: Windpower 2014 conference and exhibition, 2014 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/304247504_Pure_Torque_Drivetrain_Design_A_Proven_Solution_for_Increasing_the_Wind_Turbine_Reliability/citations

- [18] NOVÁK, T. *Manuál tvorby výpočtových zpráv pro projekty ložisek do větrných elektráren*. Verze 0. Brno: ZKL - Výzkum a vývoj, 2022. Nepublikováno.
- [19] LORIEMI, Amin, Georg JACOBS, Sebastian REISCH, Dennis BOSSE a Tim SCHRÖDER. Experimental and simulation-based analysis of asymmetrical spherical roller bearings as main bearings for wind turbines. *Forschung im Ingenieurwesen* [online]. 2021, **85**(2), 189-197 [cit. 2023-04-03]. ISSN 0015-7899. Dostupné z: <https://link.springer.com/10.1007/s10010-021-00462-1>
- [20] HOFMANN, Matthias. New challenges for rotor bearings in the 8-MW offshore category. *Evolution* [online]. SKF [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://evolution.skf.com/new-challenges-for-rotor-bearings-in-the-8-mw-offshore-category/#related-articles>
- [21] *Split asymmetric spherical roller bearings enable replacement of rotor bearings directly in the nacelle* [online]. Germany: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2022 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://www.schaeffler.com/en/media/press-releases/press-releases-detail.jsp?id=87864454>
- [22] STANDER, Johan, Gerhard VENTER a Maarten KAMPER. Review of direct-drive radial flux wind turbine generator mechanical design. *Wind Energy* [online]. 2012, **15**(3), 459-472 [cit. 2023-03-10]. ISSN 10954244. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/we.484>
- [23] VAN DE KAA, Geerten, Martijn VAN EK, Linda KAMP a Jafar REZAEI. Wind turbine technology battles: Gearbox versus direct drive - opening up the black box of technology characteristics. *Technological Forecasting and Social Change* [online]. 2020, **153** [cit. 2023-03-10]. ISSN 00401625. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.techfore.2020.119933>
- [24] Wind turbine main shaft bearing design considerations. *Evolution* [online]. Göteborg: SKF, 2019 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/news-and-events/news/2019/2019-10-08-wind-turbine-main-shaft-bearing-design-considerations>

- [25] CHOVAN, Caleb a Anthony FIERRO. *Improving Bearing Life in Wind Turbine Main Shafts and Gearboxes* [online]. North Canton: Timken Company, 2021 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://www.timken.com/resources/timken-tdi-bearings-white-paper-improving-bearing-life-in-wind-turbine-main-shafts-and-gearboxes/>
- [26] NEJAD, Amir, Jonathan KELLER, Yi GUO et al. Wind turbine drivetrains: state-of-the-art technologies and future development trends. *Wind Energy Science* [online]. 2022, 7(1), 387-411 [cit. 2023-03-10]. ISSN 2366-7451. Dostupné z: <https://doi.org/10.5194/wes-7-387-2022>
- [27] HERTZ, Heinrich. Ueber die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik* [online]. 1882, 1882(92), 156-171 [cit. 2023-04-08]. ISSN 0075-4102. Dostupné z: <https://doi.org/10.1515/crll.1882.92.156>
- [28] HARRIS, T. a M. KOTZALAS. *Essential Concepts of Bearing Technology*. 5th ed. Boca Raton (Florida): CRC Press Taylor & Francis Group, 2006. ISBN 978-0-8493-7183-7.
- [29] JOHNSON, K. L. *Contact mechanics*. 1st ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1985, 452 s. ISBN 0-521-25576-7.
- [30] HORNÍKOVÁ, Jana, Jiří BURŠA a Pavel ŠANDERA. *Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text* [online]. 1. vyd. Brno: CERM, 2003 [cit. 2023-05-22]. ISBN 80-7204-268-8. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [31] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech* [online]. Brno: VUT, FSI, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2021 [cit. 2023-04-09]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [32] *Marc 2018.0 User Documentation*. Newport Beach: MSC Software Corporation, 2018.
- [33] KLOOSTERMAN, Gertjan. *Contact Methods in Finite Element Simulations*. Enschede: Universiteit Twente, 2002. ISBN 90-77172-04-1. Dostupné také z: <https://ris.utwente.nl/ws/portalfiles/portal/6073465/t000001f.pdf>

- [34] PRÁŠIL, Jiří. *Deformační, napjatostní a pevnostní analýza kuličkového ložiska s uvažováním kontaktních podmínek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2011, 69 s.
- [35] ŠPERKA, Václav. *Vliv podstatných parametrů na velikost radiální vůle a deformačně napěťové stavy v kuličkovém ložisku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014, 67 s.
- [36] VACULKA, Miroslav. *Návrh metodiky výpočtu životnosti valivého ložiska*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.
- [37] ŠULKA, Peter, Alžbeta SAPIETOVÁ, Vladimír DEKÝŠ et al. Comparison of analytical and numerical solution of bearing contact analysis. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2019, **254** [cit. 2023-04-07]. ISSN 2261-236X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925402022>
- [38] ANOOPNATH, P.R., V. SURESH BABU a A.K. VISHWANATH. Hertz Contact Stress of Deep Groove Ball Bearing. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2018, **5**(2), 3283-3288 [cit. 2023-05-10]. ISSN 22147853. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.570>
- [39] PUŞCAŞU, Alin, Octavian LUPESCU a Ana BăDăNAC. Study regarding the structural response of standard cylindrical roller bearings using ANSYS and MESYS. In: *MATEC Web of Conferences* [online]. Les Ulis: EDP Sciences, 2018, , s. 5012 [cit. 2023-05-10]. ISSN 2261-236X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201817805012>
- [40] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí : učební texty*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN isbn978-80-7204-555-6.
- [41] WANG, Shuaishuai, Amir NEJAD, Erin BACHYNSKI a Torgeir MOAN. Effects of bedplate flexibility on drivetrain dynamics: Case study of a 10 MW spar type floating wind turbine. *Renewable Energy* [online]. 2020, **161**, 808-824 [cit. 2023-03-30]. ISSN 09601481. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120312246>

- [42] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [43] *Mesys* [online]. Zürich: MESYS AG, 2022 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.mesys.ch>
- [44] FRÖHLICH, Jan. *Technika uložení s valivými ložisky*. 2. upr. vad. Praha: SNTL, 1980, 448 s.
- [45] KOCK, S, G JACOBS a D BOSSE. Determination of Wind Turbine Main Bearing Load Distribution. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. Bristol: IOP Publishing, 2019, **1222**(1), 12030 [cit. 2022-10-12]. ISSN 1742-6588. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1222/1/012030/pdf>

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

10.1 Zkratky

ČSN	česká technická norma
DEL	Damage Equivalent Load – ekvivalentní zatížení
DNV	Det Norske Veritas
FMB	Front Main Bearing – přední hlavní ložisko
IRENA	International Renewable Energy Agency
ISO	International Organization for Standardization
kvad.	kvadratické
LDD	Load Duration Distribution – výskyt tříd zatížení
lin.	lineární
LTS	Load Time Series – časové průběhy zatížení
MB	main bearing – hlavní ložisko
MKP	metoda konečných prvků
MSC	MacNeal-Schwendler Corporation
obr.	obrázek
RBC	Rolling bearing calculation
RBE	Rigid Body Element
RMB	Rear Main Bearing – zadní hlavní ložisko
SKF	Swedish Ball Bearing Factory
tab.	tabulka
TS	Technical Specifications
UM	upravený model
vs.	versus
ZKL	Závody kuličkových ložisek
ZM	základní model

10.2 Veličiny

C	základní dynamická únosnost
C_a	únosnost ložiska v axiálním směru
C_r	únosnost ložiska v radiálním směru
d	průměr díry ložiska
D	vnější průměr ložiska
DEL	ekvivalentní zatížení
F	matice zatížení
F_1, F_2	síly přenášené řadou valivých těles 1 a 2
F_a	axiální složka skutečného silového zatížení
$F_{a,max}$	maximální axiální složka silového zatížení
$F_{A,RMB}$	axiální síla na zadním ložisku
$f_d, f_{d,1}$	koeficienty tření mezi ložiskem a domkem
$F_{d,N}$	normálová kontaktní síla na válcové ploše vnějšího kroužku
$F_{G,G}$	tíhová síla od převodovky
$F_{G,S}$	tíhová síla od hřídele
f_h	koeficienty tření mezi ložiskem a hřídelí
$f_{o.d.}, f_{o.d.,1}, f_{o.d.,2}$	koeficienty tření mezi valivými tělesy a oběžnými drahami
F_r	radiální složka skutečného silového zatížení
$F_{R,FMB}$	radiální síla na předním ložisku
$F_{R,RMB}$	radiální síla na zadním ložisku
F_x, F_y, F_z	složky síly v osách
$F_{x+}, F_{x-}, F_{y+}, F_{y-}, F_{z+}, F_{z-}, M_{y+}, M_{y-}, M_{z+}, M_{z-}$	složky ekvivalentního zatížení DEL
K	celková matice tuhosti
L_{10}	základní trvanlivost ložiska
M_y, M_z	složky momentu v osách
o	četnost
o_i	četnost výskytu i -té třídy
P	ekvivalentní dynamické zatížení

p	mocnitel pro ložiska s bodovým nebo čárovým stykem
P	potenciál vnějšího zatížení
p_{dov}	dovolená hodnota kontaktního tlaku
P_{FMB}	ekvivalentní dynamické zatížení předního ložiska
P_i	průměrná hodnota zatížení i -té třídy
p_{max}	maximální hodnota kontaktního tlaku
P_{RMB}	ekvivalentní dynamické zatížení zadního ložiska
$S0...S8$	podmnožiny systému podstatných veličin
U	matice deformačních parametrů
u, v, w	funkce posuvů
u_i, v_j, w_k	koeficienty funkcí posuvů
W	energie napjatosti tělesa
X	součinitel dynamického radiálního zatížení
Y	součinitel dynamického axiálního zatížení
α	stykový úhel ložiska
$\beta, \beta_{an}, \beta_{MKP}$	úhel natočení hřídele
Π	potenciální energie

11 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 3-1	Náčrt kuželíkového ložiska (upraveno z [7]).....	15
Obr. 3-2	Řezy valivými ložisky: a) kuličkové ložisko, b) válečkové ložisko, c) kuželíkové ložisko, d) soudečkové ložisko, e) toroidní ložisko, (upraveno z [7]).....	16
Obr. 3-3	Porovnání rozdílných konfigurací kuželíkových ložisek	18
Obr. 3-4	Znázornění radiální a axiální vůle v kuličkovém ložisku [7].....	19
Obr. 3-5	Schéma větrné elektrárny	21
Obr. 3-6	Časový vývoj průměrného výkonu nově zprovozněných větrných elektráren na souši v Německu a v USA (data z [15; 16]).....	22
Obr. 3-7	Časový vývoj průměrných základních rozměrů nově zprovozněných větrných elektráren na souši v Německu a v USA (data z [15; 16])	23
Obr. 3-8	Schéma tříbodového uložení hlavní hřídele [3], pozn. MB – hlavní ložisko, Gearbox – převodovka, Generator – generátor, stejný význam i na následujících obrázcích	24
Obr. 3-9	Uložení hlavní hřídele v a) symetrickém soudečkovém, b) asymetrickém soudečkovém ložisku (upraveno z [19])	24
Obr. 3-10	Schéma čtyřbodového uložení hlavní hřídele [3].....	25
Obr. 3-11	Dělená soudečková ložiska (převzato z [21])	25
Obr. 3-12	Schémata integrovaného uložení hlavní hřídele v převodovce [3]	26
Obr. 3-13	Schéma plovoucího uložení [3]	26
Obr. 3-14	Schémata uložení hřídele větrné elektrárny bez převodovky [3].....	27
Obr. 3-15	Ústrojí s přímým pohonem s dvouřadým kuželíkovým ložiskem (převzato z [20])	27
Obr. 5-1	Schéma pracovního postupu	35
Obr. 5-2	Globální souřadnicový systém	36
Obr. 5-3	Příklad válcového souřadnicového systému v soudečkovém ložisku	36
Obr. 5-4	Konečno prvková síť předního ložiska vytvořená základním makrem	37
Obr. 5-5	Model poloviny ložiska se zvýrazněnými plochami pro aplikování okrajových podmínek	38
Obr. 5-6	Konečno prvková síť předního ložiska vytvořená upraveným makrem	40

Obr. 5-7	Zpracování zatížení pro sílu F_x	41
Obr. 5-8	Schéma staticky určitého uložení	44
Obr. 5-9	Okrajové podmínky na druhém modelu domku	46
Obr. 5-10	Vliv sítě domku na maximální deformaci.....	46
Obr. 5-11	Modely s okrajovými podmínkami na: a) polovičním modelu předního ložiska a domku; b) celém modelu předního ložiska a domku; c) polovičním modelu zadního ložiska a domku; d) celém modelu zadního ložiska a domku	47
Obr. 5-12	Stabilizace valivých těles pomocí pružin (model 2. úrovně).....	48
Obr. 5-13	Kontaktní tělesa předního ložiska a domku; a) poloviční model, b) celý model	49
Obr. 5-14	Důsledek hrubé sítě a nepoužití analytických ploch; a) schéma síťování válcových ploch; b) Kontaktní tlak na domku, do kterého byla vsazena válcová plocha o stejném průměru	49
Obr. 5-15	Vyhlazování na válcové ploše domku analytickými plochami; a) bez vyhlazování; b) s vyhlazováním bez projekce středových uzlů; c) s vyhlazováním s projekcí středových uzlů.....	50
Obr. 5-16	Hřídel: a) řez; b) trojrozměrná síť.....	51
Obr. 5-17	Plochy pro aplikování okrajových podmínek zamezení: a) radiálního a tangenciálního posuvu; b) axiálního posuvu.....	52
Obr. 5-18	Stabilizace valivých těles pomocí pružin (3. a 4. úroveň modelu)	52
Obr. 5-19	Kontaktní tělesa modelu 3. úrovně	53
Obr. 5-20	Plochy pro aplikování: a) zatížení od tíhy převodovky; b) ekvivalentního zatížení od rotoru; c) zatížení od tíhy hřídele	53
Obr. 5-21	Kontaktní tělesa modelu 4. úrovně	54
Obr. 6-1	Kontaktní normálové síly na valivých tělesech předního ložiska v modelu 1. úrovně	58
Obr. 6-2	Kontaktní normálové síly na valivých tělesech zadního ložiska v modelu 1. úrovně	58
Obr. 6-3	Kontaktní normálové síly na valivých tělesech předního ložiska v modelu 2. úrovně	59
Obr. 6-4	Natočení v řezu soudečkového ložiska a statická ekvivalence sil (natočení je zvětšeno oproti dovoleným stavům za provozu).....	60

Obr. 6-5	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech na modelu 3. úrovně s odlišným koeficientem tření	61
Obr. 6-6	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady na modelu 4. úrovně s odlišným koeficientem tření	62
Obr. 6-7	Závislost poměru součtu sil na řadách předního ložiska na poměru koeficientu tření	63
Obr. 6-8	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady mezi jednotlivými úrovněmi modelování	64
Obr. 6-9	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady předního ložiska při různých směrech radiální síly	65
Obr. 6-10	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady zadního ložiska při různých směrech radiální síly.....	66
Obr. 6-11	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady předního ložiska při různých směrech radiální síly s posunutím průběhů na sebe	67
Obr. 6-12	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady mezi softwarem Mesys a MKP modelů 1. a 3. úrovně.....	67
Obr. 6-13	Porovnání kontaktních normálových sil na valivých tělesech zatíženější řady mezi softwarem Mesys a MKP modelů 2. a 4. úrovně.....	68
Obr. 7-1	Lokální model: a) poloviční; b) celý; c) s domkem.....	69
Obr. 7-2	Zobrazení kontaktních tlaků (MPa) v řezu lokálním modelem	70

12 SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Doporučení pro volbu kontaktních dvojic.....	32
Tab. 2	Srovnání sítě a výsledků základního a upraveného modelu.....	40
Tab. 3	Varianty zátěžných stavů.....	42
Tab. 4	Vybrané zátěžné stavy.....	43
Tab. 5	Materiálové parametry	43