

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá využitím MKP softwaru ANSYS při analýze skutečného lopatkového kola radiálního kompresoru, používaného v malých leteckých turbínových motorech. Kompresorové kolo bylo navrženo a vyrobeno v První brněnské strojírně Velká Bíteš, konkrétně na Divizi letecké techniky.

Cílem diplomové práce je komplexní analýza kompresorového kola, která se skládá z několika dílčích částí. První část je věnována strukturální statické a elasticko-plastické pevnostní analýze, za účelem posouzení velikosti napjatosti z hlediska mezního stavu pružnosti při použití lineárního a nelineárního modelu materiálu.

Jako další následuje dynamická analýza. Konkrétně modální analýza, která dává představu o vlastních frekvencích a jejich tvarech kmitání lopatek, mezilopatek a celého kompresorového kola.

Jako poslední je v práci provedena termální analýza při uvažování stacionárního i nestacionárního teplotního pole. Tato analýza je následně převedena na sdruženou úlohu, která dává představu o rozložení napětí vznikajícího díky teplemé dilataci materiálu.

Diplomová práce kopíruje postup výpočtových simulací, prováděných v praxi během etapy návrhu skutečného oběžného kola. Tedy ještě před vlastním procesem výroby a následném testování skutečného kompresorového kola.

Klíčová slova

ANSYS, APDL, TJ100, MKP, strukturální analýza, modální analýza, termální analýza

Abstract

This thesis explores the utilization of FEM software ANSYS in the analysis of the real blade wheel of a radial compressor used in small turbine aviation motors. This apparatus is made by První brněnská strojírna a.s., and its detached site in Velká Bíteš where it has the aviation engineering division.

The aim of this thesis is a comprehensive blade wheel analysis composed of several steps. These steps include static and elasto-plastic strength analysis, which describes stress distribution and its assessment from the perspective of boundary conditions of elasticity during the use of the Hooke and the non-linear model of the material.

Another step is dynamic analysis; in this case modal analysis, which describes the frequencies and its waveforms.

The last part of the thesis contains thermal analysis while considering stationary and non-stationary thermal field. The analysis is then transformed into thermal-stress coupled analysis, which describes stress distribution resulting from thermal expansion of the material.

The thesis follows the process of calculation simulations that are used during the design of a real impeller, thus before the creation of a prototype that undergoes real experiments.

Keywords

ANSYS, APDL, TJ100, FEM, structural analysis, modal analysis, thermal analysis

Bibliografická citace

CHROMEK, L. *Komplexní strukturální analýza kompresorového kola s využitím MKP*.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012, 88s.
Vedoucí diplomové práce Ing. Adam Cívín.

Prohlášení o autorství

Prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou prací zpracoval samostatně a použil jsem pouze pramenů, které uvádím v seznamu literatury. Dále prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování diplomové práce.

V Brně dne 6. 5. 2012

Bc. et Bc. Lukáš Chromek

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Adamu Cívínovi za odborné vedení, rady, připomínky, studijní materiály a čas, který mi ochotně věnoval při tvorbě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval svým rodičům za to, že mi umožnili studium na vysoké škole a vždy mě v něm z plných sil podporovali. Na závěr bych rád poděkoval První brněnské strojírně ve Velké Bíteši a.s. za poskytnutí modelu kompresorového kola a dalších cenných dat.

OBSAH

1. ÚVOD	13
2. FORMULACE PROBLÉMOVÉ SITUACE A CÍLE ŘEŠENÍ.....	15
2.1 Formulace problémové situace	15
2.2 Cíle řešení	15
2.3 Systém podstatných veličin	15
3. PRVNÍ BRNĚNSKÁ STROJÍRNA VELKÁ BÍTEŠ, a.s.	23
3.1 Divize letecké techniky	23
4. LOPATKOVÉ STROJE	25
4.1 Základní rozdělení lopatkových strojů	25
4.2 Kompresory	26
4.3 Malý tryskový motor TJ100	28
5. STATICKÁ (LINEÁRNÍ) PEVNOSTNÍ ANALÝZA.....	29
5.1 Statická pevnostní analýza kompresorového kola	29
5.2 Výsledky a jejich vyhodnocení	30
6. ELASTO-PLASTICKÁ PEVNOSTNÍ ANALÝZA.....	33
6.1 Materiálové nelinearity.....	33
6.2 Inkrementální teorie plasticity.....	33
6.3 Podmínka plasticity.....	34
6.4 Pravidlo zpevnění	36
6.5 Aproximace tahového diagramu.....	37
6.6 Použitá výpočtová metoda	38
6.7 Elasticko-plastická analýza kompresorového kola	38
6.8 Výsledky a jejich vyhodnocení	41

7.	DYNAMICKÁ ANALÝZA	43
7.1	Modální analýza	43
7.2	Campbellův diagram pro lopatku, mezilopatku a disk	44
7.3	Cyklická symetrie v ANSYSu.....	45
7.4	Harmonické indexy	45
7.5	Modální analýza kompresorového kola.....	46
7.6	Výsledky a jejich vyhodnocení.....	58
8.	TERMÁLNÍ ANALÝZA.....	59
8.1	Teplotní pole	59
8.2	Teplotní napjatost.....	60
8.3	Přenos tepla konvekcí.....	60
8.4	Stacionární a nestacionární analýza kompresorového kola	61
8.5	Výsledky a jejich vyhodnocení.....	66
9.	ZÁVĚR	73
10.	BIBLIOGRAFIE	75
11.	PŘÍLOHY	77

Seznam použitých značek

Značka	Jednotky	Význam
c	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná kapacita
E	$[\text{GPa}]$	Youngův modul pružnosti v tahu
Q	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-3}]$	měrný tepelný výkon
T	$[\text{K}]$	teplota, T_o je teplota okolí vyšetřovaného tělesa
q	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	měrný tepelný tok
t	$[\text{s}]$	čas
UX, UY, UZ	$[\text{mm}]$	posuvy v příslušných osách
D	$[-]$	matice materiálových konstant
K	$[-]$	matice tuhosti
M	$[-]$	matice hmotnosti
U	$[-]$	matice posuvů
α	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
β	$[\text{K}^{-1}]$	součinitel teplotní roztažnosti
σ_y	$[\text{MPa}]$	mez kluzu
σ_e	$[\text{MPa}]$	ekvivalentní (redukované) napětí
ε_{pl}	$[-]$	plastická složka přetvoření
ε_e	$[-]$	elastická složka přetvoření
ε	$[-]$	přetvoření
μ	$[-]$	Poissonův poměr
λ	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota materiálu
ψ	$[\text{°}]$	vrcholový úhel výřezu

Význam ostatních symbolů je uveden v textu.

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Význam
a.s.	- Akciová společnost
ANSYS	- Analysis system
APDL	- ANSYS Parametric Design Language
CAD	- Computer Aided Design
CAE	- Computer Aided Engineering
DP	- Diplomová práce
FEM	- Finite element method (metoda konečných prvků)
FSI	- Fakulta strojního inženýrství
GUI	- Graphical user interface (uživatelské rozhraní)
HI	- Harmonic Index (harmonický index)
IGES/IGS	- Initial Graphics Exchange Specification
MKP	- Metoda konečných prvků
OP	- Okrajové podmínky
PBS	- První brněnská strojírna

Pro/E	- Pro/Engineer
PRT	- Part (CAD model součásti v software Pro/E)
ÚMTMB	- Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
RSYS0	- Kartézský souřadný systém
RSYS1	- Válcový souřadný systém (osa rotace „z“)
RSYS5	- Válcový souřadný systém (osa rotace „y“)
VB	- Velká Bíteš
VUT	- Vysoké učení technické v Brně

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá jednou z etap procesu návrhu lopatkového kola kompresoru, konkrétně posouzením pevnostních a dynamických vlastností pomocí výpočtového modelování metodou konečných prvků. Charakter a velikost napjatosti, vzniklé na kompresorovém kole vlivem simulovaných zátěžných stavů, je vyhodnocena pro každou analýzu zvlášť.

Důvodů k použití výpočtového modelování v etapě návrhu je mnoho. Mezi první beze sporu patří finanční hledisko, jelikož výroba fyzického modelu a jeho podrobení se mnoha různorodým zkouškám je velice nákladná záležitost, stejně tak jako pozdější odstraňování konstrukčních problémů na již vyrobených kompresorových kolech.

Dalším z důležitých faktorů je možná optimalizace navrženého geometrického modelu podle informací, získaných zejména výpočtovým modelováním. Finálním zkouškám je podroben až konečný (optimalizovaný) návrh kompresorového kola. Po výpočtovém modelování ve většině případů následuje reálný experiment, který má toto potvrdit nebo vyvrátit. Samozřejmostí pak je snaha předejít haváriím a možným ztrátám na lidských životech. Většina poruch v leteckém provozu mívá v krajním případě fatální následky.

Diplomová práce je rozdělena na několik úseků, z nichž každý pojednává o jedné z řešených analýz. Ty jsou přitom koncipovány tak, aby se co nejvíc přiblížily analýzám prováděným v technické praxi. Firma První brněnská strojírna ve Velké Bíteši (dále PBS VB), jejíž výrobek je předmětem následujících analýz, dodala CAD model oběžného kola pro malé tryskové motory. Tento model je nutné upravit tak, aby byl použitelný pro následující výpočty metodou konečných prvků v systému ANSYS.

První úlohou je statická pevnostní analýza, která počítá s Hookovským modelem materiálu, jedná se tedy o lineární problém. V praxi slouží pro posouzení napjatosti v tělese a jeho porovnání s hodnotou meze kluzu použitého materiálu. Tato analýza není schopna správně popsat rozložení napětí po překročení meze kluzu materiálu.

Dalším z úkolů je elasticko-plastická pevnostní analýza, která je pomocí nelineárních modelů materiálu schopna popsat rozložení napětí i po překročení meze kluzu. V této části je možné určit i zbytkovou napjatost.

Následuje dynamická analýza, pomocí které je možné určit vlastní frekvence oběžného kola (i jeho jednotlivých částí) a následně sestavit Campbellovy diagramy. Tyto diagramy popisují změnu vlastní frekvence v závislosti na zvoleném parametru, kterým jsou v tomto případě otáčky oběžného kola. Campbellův diagram se sestavuje, jak pro celé kolo, tak pro všechny dílčí modely, jakými jsou lopatka, mezilopatka a samotný nosný disk.

Poslední oblastí kontroly jsou termální analýzy, popisující rozložení teplotního pole, a to jak stacionárního, tak nestacionárního. Na teplotní analýzu navazuje takzvaná sdružená úloha, která spojuje výsledky teplotní a pevnostní analýzy a nejlépe tak popisuje skutečné provozní podmínky. Aerodynamická analýza není součástí této diplomové práce.

Z výukových, ale i verifikovatelných důvodů jsou navíc všechny analýzy zadávány do prostředí programu ANSYS pomocí takzvaných maker. Makra jsou série příkazů ekvivalentních s příkazy zadávanými v uživatelském rozhraní (GUI).

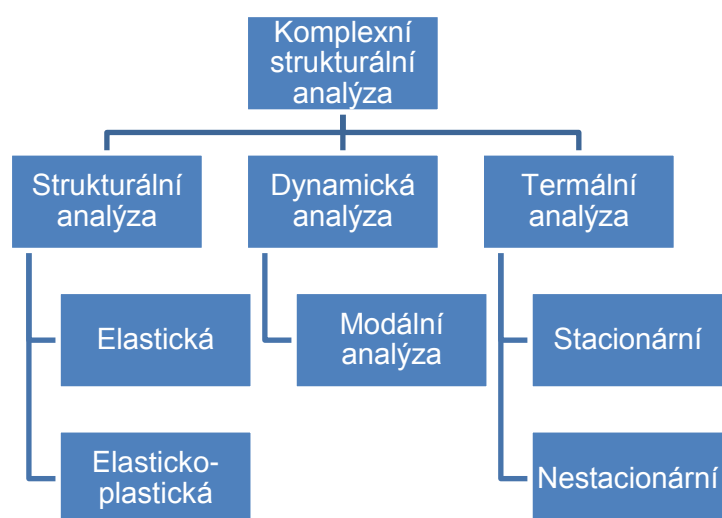
Makra používají formátování textu pomocí programovacího jazyka APDL. Tato makra jsou navíc schopna pracovat s cykly, parametrizací a dalšími nástroji, kterými disponuje jazyk Fortran.

Dosažené výsledky by měly poskytnout představu o chování kompresorového kola za uvážení různých provozních podmínek, a ověřit tak jeho schopnost plnit předepsanou funkci. V případě potřeby mohou sloužit jako podklad pro další konstrukční úpravy. Dalším výstupem jsou potom výše zmíněná makra a komentáře, vysvětlující jejich funkci. Nejen díky tomu lze tuto práci použít i jako návod na možná cvičení pro studenty magisterských studijních oborů.

2. FORMULACE PROBLÉMOVÉ SITUACE A CÍLE ŘEŠENÍ

2.1 Formulace problémové situace

Kompresorové kolo tryskového leteckého motoru je při svém provozu vystaveno mnoha vlivům (jedná se zejména o působení odstředivé síly a teplotního pole), které musí být při jeho návrhu zohledněny tak, aby byl jeho provoz účinný, bezpečný, spolehlivý a ekonomický. Výpočtové modelování v tomto případě pomáhá posoudit návrh kompresorového kola z hlediska pevnostního, dynamického a teplotního namáhání a optimalizovat jej dříve, než je zaveden do výroby.



2.2 Cíle řešení

1. studium teorie lopatkových strojů v leteckém průmyslu i obecně
2. vytvoření výpočtového modelu segmentu kola kompresoru importováním vhodné geometrie z programu Pro/Engineer
3. provedení elastického a pružně plastického výpočtu kola kompresoru (elastický vs. pružně-plastický model materiálu)
4. modální analýza kmitání samostatných lopatek a celého kompresorového kola (nalezení vlastních tvarů a frekvencí kmitání, sestavení Campbellova diagramu)
5. termální výpočet kola za působení stacionárního / nestacionárního teplotního pole (zadání konvekce na průtočné části kola s/bez uvážením časového intervalu)
6. napětově-deformační analýza kompresorového kola za uvážení všech provozních vlivů (rotace, teplota, plastická deformace atd.)
7. analýza a syntéza dosažených výsledků

2.3 Systém podstatných veličin

Systém podstatných veličin je dle prof. Janíčka [2] je definován následovně: Jedná se o množinu všeho podstatného, co souvisí s řešeným problémem. Tento systém vytváření podstatných a problémově orientovaných veličin na objektu je

rozdělen na devět podmnožin (S0-S8). V této práci je systém podstatných veličin značně rozšířen z důvodu často se opakujících informací v následujících kapitolách. Pro další text budiž definovány následující pojmy [2]:

Entita – Oběžné kolo jednostupňového radiálního kompresoru malého tryskového motoru TJ100

Soustava – Tryskový motor TJ100

Systém – Model segmentu kompresorového kola

2.3.1 Veličiny popisující okolí entity (S0)

Oběžné kolo kompresoru je nalisováno na společném hřídeli spolu s jednostupňovou axiální spalovací turbínou. Hřídel je usazen ve dvou kuličkových ložiscích, mazaných tlakovým olejem. Na hřídeli je zároveň integrována rotorová část elektromotoru (třífázový střídavý stroj s permanentními magnety). Před oběžným kolem, tedy v sání jsou 4 žebra, která usměrňují proud plynů. Za oběžným kolem je umístěn radiální difusor s 21 lopatkami. Kompresorové kolo je obtékáno plynným médiem, konkrétně vzduchem, nasávaný při chodu stroje.

2.3.2 Geometrie a topologie entity (S1)

Geometrie

Výchozím modelem je lopatkové kolo kompresoru pro letecký průmysl, dodané firmou PBS VB je ve formátu „*.prt“, tedy jako soubor součásti („Part“), vytvořený v parametrickém 3D CAD modeláři Pro/Engineer WildFire 4.0 firmy PTC.

Jedná se o poměrně složitý objemový model, jehož povrch je tvořen obecnými plochami tak, jak je vidět na obr. 1. Kompresorové kolo má celkem 26 lopatek, z toho polovina jsou mezilopatky, které slouží hlavně ke zvýšení stlačení (tento kompresor má stlačení max. 5) a usměrnění proudu stlačovaného vzduchu (nedochází k ucpání lopatkového kanálu). Přejížděcí plochy mezi lopatkami a nosným diskem jsou tvořeny jako rádiusy. Tento model bylo před importováním do výpočtového prostředí ANSYS nutno upravit.

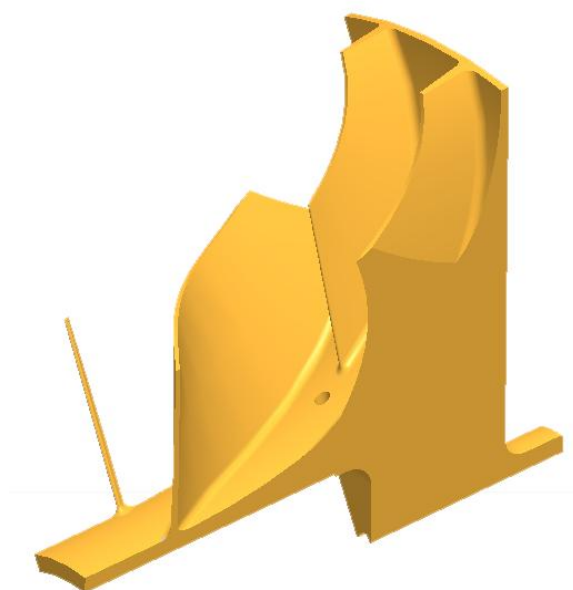


Obr. 1: CAD model radiálního kompresorového kola.

Pro výpočty je použit pouze výřez z lopatkového kola ve tvaru kruhové výseče s vrcholovým úhlem ψ :

$$\psi = \frac{360}{13} \cong 27,7 [^\circ]. \quad (1)$$

Důležité je, aby takto upravený model postihl všechny geometricky podstatné části, jakými jsou v tomto případě: drážka pro spojení kola s hřídelí pomocí ocelových kolíků a díra, kolmá k ose rotace, sloužící k chlazení elektrogenerátoru, jehož permanentní magnety jsou umístěny ve vnitřním průměru vstupní (sací) části kola. Rozdělení lopatky a mezilopatky není nutné, vzhledem k vrcholovému úhlu řezu, podrobněji řešit (jakékoli řez oběžným kolem o vrcholovém úhlu ψ je dle (1) možný).



Obr. 2: Segment kompresorového kola.

Takto upravený model je již možno exportovat v neutrálním datovém formátu „*.igs“, který obsahuje informace o plochách, vhodných k importování do softwaru ANSYS. Model je exportován nikoli jako objemový, nýbrž jako plošný s tím, že souřadnicový systém zůstal zachovaný z Pro/E. Přímou v prostředí ANSYSu je plošný model převeden na objemový a následně vyplněn konečnoprvkovou sítí. Hlavní rozměry kompresorového kola jsou:

Hlavní rozměry komp. kola	
Rozměr	[mm]
Průměr na vstupu	56
Otvor pro magnety	48
Průměr na výstupu	170
Délka kola	94,5
Průměr díry pro hřídel	15
Drážky pro kolíky	4xR1,25

Tab. 1: Rozměry kompresorového kola.

2.3.3 Vazby a interakce entity s okolím (S2)

Jedná se o podstatné vazby entity s okolím a na nich probíhající interakce. Reálné vazby entity jsou nahrazeny odpovídajícími okrajovými podmínkami (budou konkrétně zmíněny v příslušných kapitolách), v tomto případě posuvy a interakcí entity s okolním prostředím (otáčky, tlak, teplota).

2.3.4 Aktivace entity z okolí (S3)

Entita je z okolí aktivována prostřednictvím otáčení hnacího hřídele (vektor úhlové rychlosti je v kladném směru osy „z“), který je společný pro kompresor i spalovací turbínu, která ho pohání (je umístěna za kompresorem). Mimo jiné působí na kolo gravitační síla, tlak, teplota a rychlost plynů proudících lopatkovou mříží.

2.3.5 Ovlivnění entity z okolí (S4)

Vlivem rotace hřídele, tedy i kompresorového kola umístěného na něm, vzniká odstředivá síla, působící na kompresorové kolo.

Plyny (v tomto případě vzduch), které kompresor stlačuje (při zvyšování tlaku dochází i ke zvyšování teploty), a které jsou tak v přímém kontaktu s kompresorovým radiálním kolem, mu předávají konvekční část své tepelné energie. Oběžné kolo tak zvyšuje svoji teplotu.

Při provozu kompresoru působí na oběžné kolo elektromagnetické pole, generované vynutím na rotoru. Důsledky tohoto pole jsou však pro prováděné analýzy zanedbatelné, a proto nebudou dále uvažovány. Ionizující záření (radiace) nebude mít, stejně jako v předchozím případě, žádný vliv na provoz kompresorového kola, jelikož jeho intenzita je velmi malá.

2.3.6 Oborové vlastnosti struktury entity (S5)

Model geometrie (CAD data) byl nahrazen výpočtovým modelem, přesněji MKP sítí, jejíž vlastnosti jsou popsány v této kapitole.

Jedná se o integrální (vyrobené z jednoho kusu) radiální kompresorové kolo, obráběné na pětiosé CNC frézce z výkovku z hliníkové slitiny.

Model materiálu

Model materiálu je pro různé typy analýz různý, podrobněji je popsán v kapitolách 5÷8 věnujících se příslušným analýzám. Data jsou čerpána z lexikonu technických materiálů [19]. Základní přehled materiálových charakteristik je uveden níže.

Materiál: slitina hliníku AlCu2Mg2Ni (označení dle ČSN je Z424219.71)

Modul pružnosti v tahu: $E = 69\,000$ [MPa]

Poissonův poměr: $\mu = 0,33$ [–]

Mez kluzu: $R_p = \min 325$ [MPa]

Hustota: $\rho = 2760$ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Součinitel teplotní roztažnosti: $\alpha = 23,2 \cdot 10^{-6}$ [K^{-1}] (v rozmezí teplot 20 - 200 °C)

Tepelná vodivost: $\lambda = 146$ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] (při teplotě 20 °C)

Použité typy konečných prvků

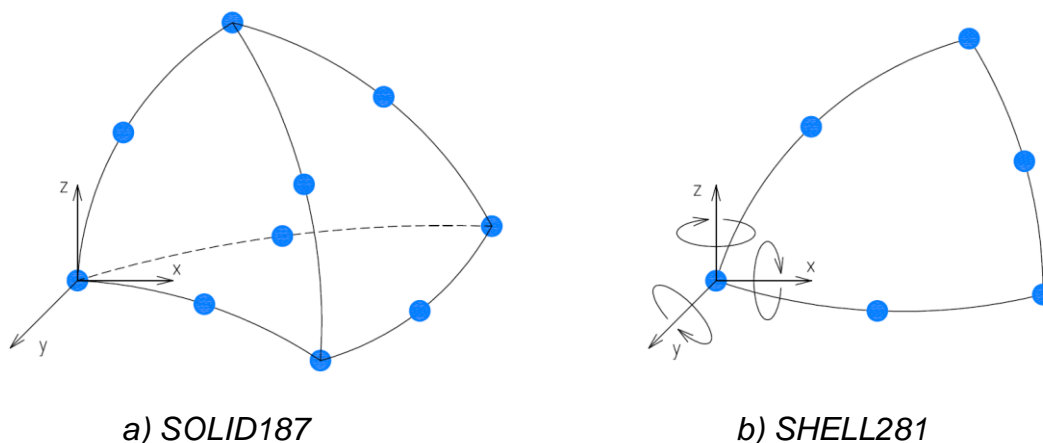
Dokumentace v „helpu“ [18] MKP programu ANSYS 13.0 popisuje použité prvky následovně:

SOLID187 (92)

Používá se pro vytváření 3D modelů s nepravidelnými tvary, jako jsou geometrie vytvořené v různých CAD/CAM modelářích. Má kvadratickou básovou funkci a je schopen popsat plasticitu, creep, velké deformace, velká přetvoření a některé další jevy. Prvek je definován deseti uzly, z nichž každý má tři stupně volnosti (posuvy ve směru „x“, „y“ a „z“). Čtyři leží ve vrcholech, zbylých šest na stranách prvku.

SHELL281 (93)

Používá se pro tvorbu skořepin s obecným tvarem geometrie. Má kvadratickou básovou funkci a je schopen popsat plasticitu, creep, velké deformace, velká přetvoření a některé další jevy. Tento prvek má šest stupňů volnosti v každém uzlu (posuvy ve směru „x“, „y“, „z“ a rotace kolem těchto os). Tři z nich leží ve vrcholech, zbylé tři ve středu stran.



Obr. 3: Použité prvky.

Solid87

Tento prvek se používá pro tvorbu nepravidelných sítí (které jsou často generovány CAD/CAM systémy). Má deset uzlů a kvadratickou básovou funkci. Používá se pro teplotní analýzy. Každý uzel prvku má jeden stupeň volnosti, tím je teplota.

Surf152

Plošný prvek obsahující nejméně 4 uzly, nejvíce potom 10 uzlů. Slouží k tvorbě obecných plošných sítí (prostorové úlohy) používaných k teplotním analýzám.

Solid227

Objemový 10 uzlový prvek s až pěti stupni volnosti v každém uzlu. Kromě posuvů v uzlu je schopný popsat i teplotu (je vhodný pro sdružené teplotně-napjatostní úlohy) a některé další veličiny. Používá se pro tvorbu nepravidelných modelů geometrie.

ANSYS a nové prvky

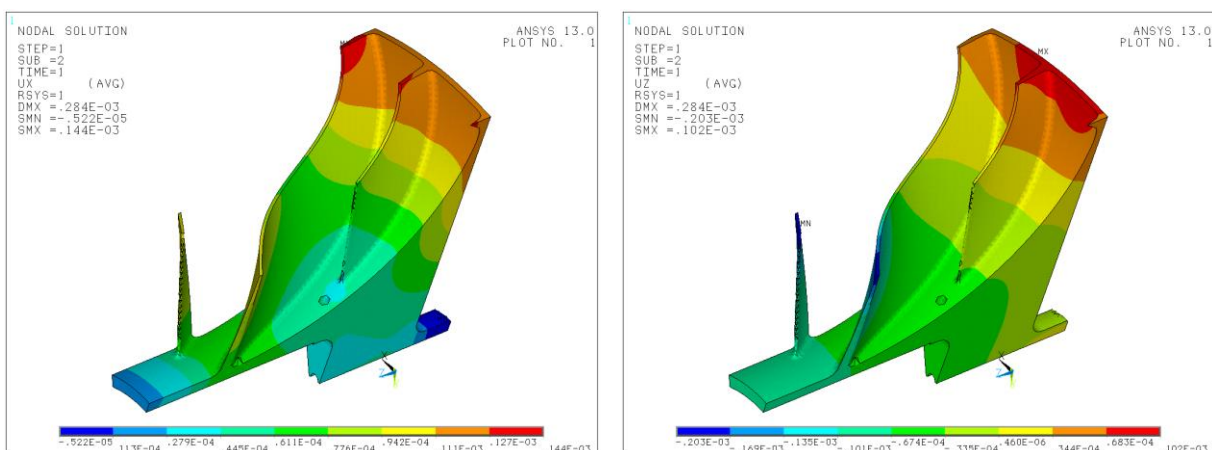
V ANSYSu verze 12 a vyšší je prvek SOLID92 nahrazen novějším SOLID187, podobně jako je prvek SHELL93 nahrazen prvkem SHELL281. Výše zmíněné prvky se označují jako „legacy“. Jejich použití je možné, nicméně je nutné znát jejich číslo a definovat je z příkazového řádku, jelikož už nejsou obsaženy v nabídce elementů pomocí GUI v preprocesoru.

2.3.7 Veličiny popisující procesy a stavy entity (S6)

Řešíme-li problém na mikroúrovni mechaniky kontinua (což znamená, že se nezajímáme o ty procesy, které probíhají ve struktuře materiálu a které vedou k deformacím oběžného kola, a tím ke vzniku napjatosti), je tato množina prázdná.

2.3.8 Projevy – interakce z entity do okolí (S7)

Projevů entity na její aktivaci z okolí je v závislosti na druhu zatěžování několik. Pokud oběžné kolo zatížíme provozními otáčkami, tedy odstředivou silou, dochází k jeho deformaci, kdy se kolo v axiálním směru „smršťuje“ (záporné posuvy UZ v RSYS1) a v radiálním směru „natahuje“ (kladné posuvy UX v RSYS1). Vlivem překročení meze kluzu materiálu dochází ke zplastizování v některých místech kompresorového kola.



a) radiální posuvy UX

b) axiální posuvy UZ

Obr. 4: Změna geometrie kompresorového kola z důsledku působení odstředivé síly.

V případě změny teploty (v tomto případě zvyšování teploty) kompresorového kola dochází díky teplotní roztažnosti materiálu rovněž k deformacím a vzniku napjatosti. Při reálném provozu kompresoru nastávají oba tyto jevy současně.

2.3.9 Důsledky projevů entity (S8)

Při provozu kompresorového kola dochází v některých jeho částech k plastickým přetvořením, které mohou mít pozitivní vliv na jeho celkovou tuhost. Dále, díky odstředivé síle dochází k radiálním deformacím kola, to se „roztahuje do šířky“ a mohlo by dojít k vymezení vůle mezi rotorem (kompresorovým kolem) a statorem (difusor kompresoru).

Stejně tak se rozměry kompresorového kola mění vlivem teplotní roztažnosti materiálu, ze kterého je kolo vyrobeno a podobně, jako v předchozím případě by mohlo dojít k vymezení vůle mezi rotorem a statorem. Se změnou teploty se mění i mechanické vlastnosti materiálu, ze kterého je kompresorové kolo vyrobeno.

2.3.10 Problém přímý či nepřímý?

Dle předešlého systému podstatných a problémově orientovaných veličin na objektu je patrné, že se jedná o problém přímý, protože je známa strukturu objektu, příčiny (aktivace) vyvolávající změnu a chování objektu a hledají se důsledky těchto příčin.

3. PRVNÍ BRNĚNSKÁ STROJÍRNA VELKÁ BÍTEŠ, a.s.

Historie První Brněnské strojírny ve Velké Bíteši sahá až do roku 1950, kdy byla dokončena stavba průmyslového areálu odloučeného pracoviště První brněnské strojírny (dále jen PBS). Vývoj letecké techniky v tomto závodě byl zahájen koncem 60. let a trvá dodnes. V roce 1991 byla založena akciová společnost První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s [13]

Akciová společnost je zaměřena na následující tržní segmenty:

- **letecká technika**
- kryogenní technika
- přesně lité odlitky
- ekologická zařízení
- energetická zařízení
- výroba forem pro přesné lití
- výroba přípravků a speciálního nářadí
- galvanické pokovování dílců
- obrábění, sestavy, součásti



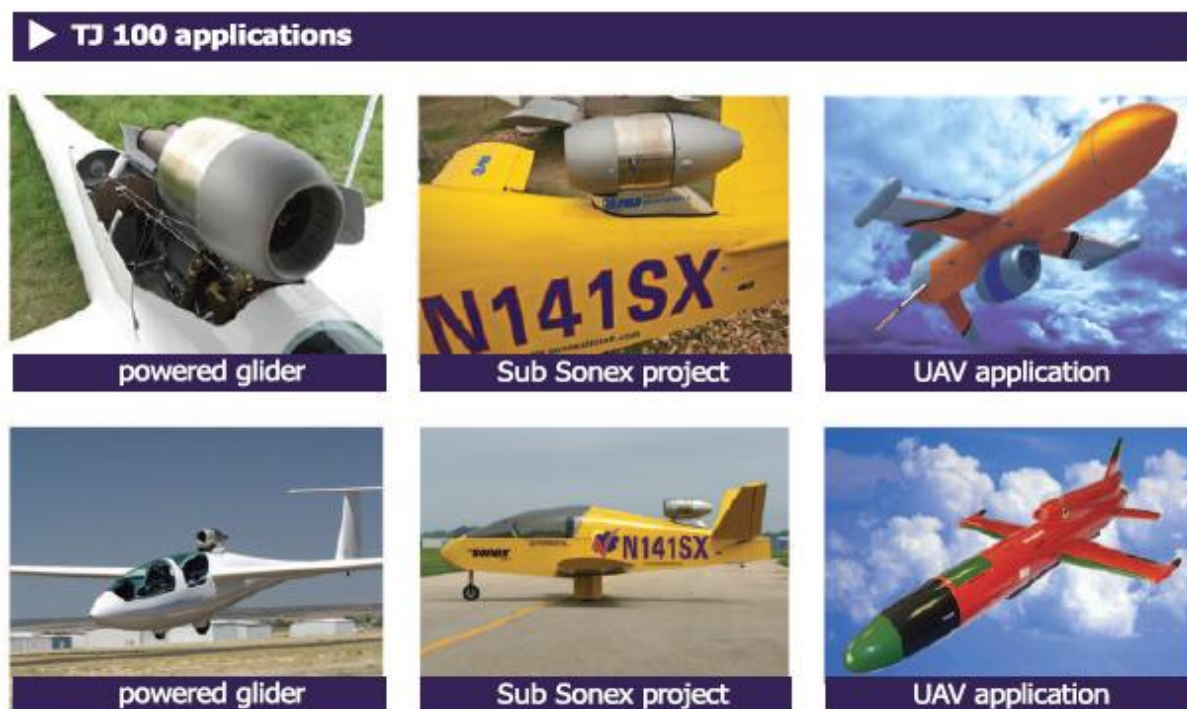
Obr. 5: Letecký pohled na areál PBS Velká Bíteš, a.s. [16].

3.1 Divize letecké techniky

Koncem 60. let minulého století bylo v PBS Velká Bíteš započato s vývojem a následně i s výrobou přístrojů pro letecký průmysl. Podnik se stal, za svou více než půl století dlouhou existenci, úspěšným řešitelem několika velkých státních i soukromých zakázek v oblasti letecké techniky. Produkty vyrobené v PBS tak lze nalézt po celém světě. Jedním z nich byl turbostartér Safír 5 pro letoun L-39, na jehož vývoji se podílely i některé další firmy. Tento stroj se používá v mnoha modifikacích dodnes [13].

Výrobní program divize letecké techniky obsahuje:

- **Pohonné jednotky**
- Převodovky pro letecké motory
- Pomocné energetické jednotky
- Klimatizační systémy letadel
- Kryogenní technika
- Kogenerační a pozemní zdroje energie



Obr. 6: Příklady použití tryskového motoru TJ100 [17].

4. LOPATKOVÉ STROJE

Lopatkové stroje tvoří velmi širokou oblast strojů, jedná se o stroje rotační, které mají rotor, někdy i stator osazen lopatkami. Úkolem těchto strojů je nejčastěji transformace energie, proto jich lze valnou většinu zařadit mezi stroje energetické. Dále patří mezi stroje tekutinové, jelikož jejich pracovním médiem a přenašečem energie je tekutina. Úkolem lopatkových strojů bývá nejčastěji změna objemu, tlaku nebo rychlosti pracovního média. Někdy jen jeho distribuce tekutiny na jiná místa. Lopatkové stroje patří též mezi stroje dynamické a na rozdíl od strojů objemových transformují energii kontinuálně.

Lopatky stroje tvoří rotující kanály (rotor), kterými proudí pracovní tekutina (tekutinový stroj). Vlivem silového působení proudu na tyto kanály dochází k otáčení rotoru stroje (rotordynamický stroj), tekutina energii předává rotoru-turbína (akční síla je od proudu tekutiny reakční od lopatek stroje). U čerpadel, kompresorů, ventilátorů apod. probíhá opačný proces, kde vlivem silového působení rotujícího kanálu na proudící tekutinu tekutina energii získává (akční síla je od lopatek stroje reakční od proudu tekutiny) [9].

4.1 Základní rozdělení lopatkových strojů

Lopatkové stroje je možné rozdělit do mnoha kategorií, zde je uvedeno rozdělení lopatkových strojů dle knihy prof. Kadrnožky [3]:

Hydraulické stroje

Hydraulické stroje slouží k přeměně kinetické, tlakové nebo potenciální energie tekutiny na energii mechanickou, tedy ve většině případů otáčky hřídele. Pokud uvažujeme tento směr toku energie, mluvíme o turbínách nebo hydromotorech. V případě, že je směr toku energie obrácen, tedy mechanická energie se transformuje na některou z výše uvedených, nazýváme tyto stroje čerpadla, nebo hydrogenerátory. Hydraulické stroje mají v dnešní technické a energetické náročnosti době široké využití.

Tepelné stroje

Tepelné stroje slouží, stejně jako stroje hydraulické, k transformaci různých druhů energií mezi sebou. V tomto případě se jedná o přeměnu tepelné energie na mechanickou, kdy mluvíme, stejně jako v předchozím případě, o turbínách. Při opačném směru toku energie, tedy při přeměně mechanické energie na energii tepelnou se tyto stroje nazývají kompresory, nebo ventilátory.

Energetické stroje

Hydraulické i tepelné stroje se pro svůj princip často souhrnně nazývají energetické, nebo pokud stroje dělíme z hlediska pracovního média, též tekutinové stroje. Další text bude díky zaměření této diplomové práce omezen pouze na stroje tepelné, konkrétně kompresory.

4.2 Kompresory

Jak bylo napsáno výše, kompresory jsou lopatkové stroje určené ke kompresi plynů. Na rozdíl od tepelných turbín nezačíná pracovní prostor kompresoru dýzou (statorem), ale rotorem, ve kterém se zvyšuje kinetická energie plynu (plyn se pomocí rotorových lopatek urychluje a částečně i stlačuje) a ve statoru se přeměňuje kinetická energie na energii tepelnou (zvýšení tlaku a teploty). Kompresory se dělí podle několika kategorií [9]:

4.2.1 Podle směru proudění tekutiny vzhledem k ose rotace

Radiální kompresory

Někdy též nazývané odstředivé kompresory. Vstup pracovního media do lopatkového kola (sací hrdlo) je totožný s osou otáčení hřídele lopatkového kola, výstup je potom normálou na tuto osu (axiální výstup) a navazuje na statorové kolo, takzvaný převaděč. Proudnicе jsou tedy ohýbány o 90°. Práce je plynu proudícímu v lopatkovém kanále předávána zakřivenými lopatkami oběžných kol, dochází tak ke zvýšení tlaku a rychlosti při proudění lopatkovým kanálem.

Z oběžného kola je plyn vytlačován do dalšího, tentokrát nehybného kola – převaděče (difuzoru), kde se část pohybové energie mění na tlakovou. Hřídel turbokompresoru je poháněn elektromotorem, případně parní nebo plynovou turbínou.

Odstředivé kompresory patří mezi stroje rychloběžné. Rotory těchto kompresorů musí být opatřeny axiálním ložiskem a labyrintovými ucpávkami. Regulace se provádí pomocí škrtkové regulační klapky, která je při rozběhu kompresoru uzavřená. Na rozdíl od objemových strojů nejsou tyto kompresory osazeny ventily.

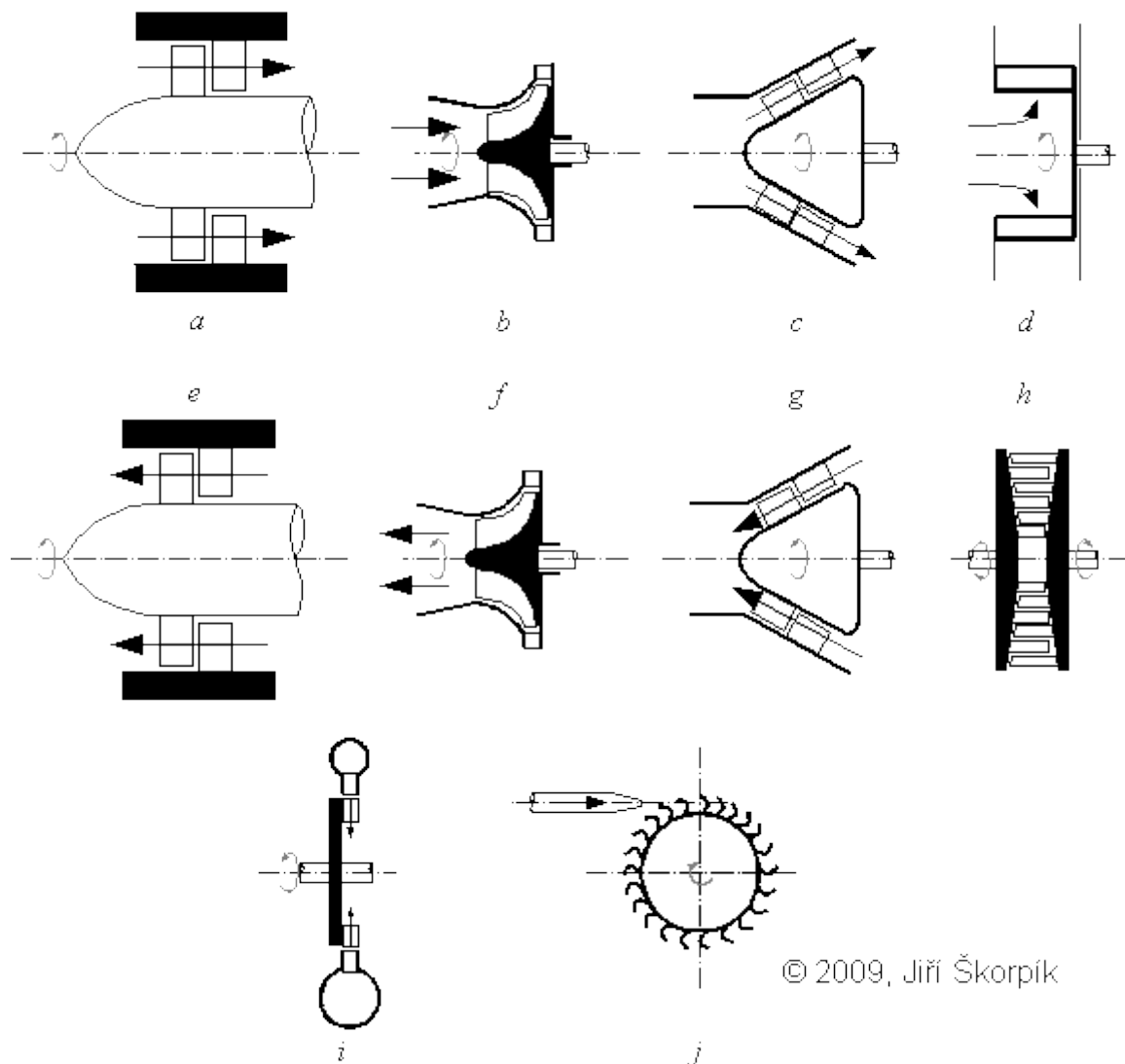
Radiální kompresory dosahují výstupního tlaku až 1 MPa při průtoku 5 000 až 80 000 m³h⁻¹ a vyrábí se jako jednostupňové i vícestupňové. Náčrt oběžného kola radiálního kompresoru je k vidění na obr. 7b.

Axiální kompresory

Vstup pracovního media je stejně jako u předchozího radiálního kola totožný s osou rotace, stejně tak její výstup. Tyto kompresory jsou vhodné pro vysoké výkony. Principem je urychlování toku plynů v oběžném kole (rotor) a jeho zpomalování ve vodících lopatkách (stator), kde zároveň dochází ke zvyšování tlaku. Axiální kompresory se vyrábějí většinou jako vícestupňové, tedy s více oběžnými koly. Výstupní tlak mnohastupňového axiálního turbokompresoru je 0,6 až 0,8 MPa při průtoku až 500 000 m³h⁻¹.

Diagonální kompresory

Vstup media do kompresorového kola je stejně jako v předcházejících případech axiální, výstup je potom pod úhlem z intervalu 0° ÷ 90° vzhledem k ose rotace.



a) axiální, b) axiálně-radiální, c) diagonální, d) radiální, e) axiální, f) radiální, g) diagonální, h) radiální, centrifugální (v tomto případě s protiběžnými rotory), i) radiální, centripetální, j) tangenciální (Peltonova turbína).

Obr. 7: Rozdělení lopatkových strojů z hlediska směru proudění vzhledem k ose rotace rotoru (tekutině je energie přiváděna a až d, energie je tekutina odváděna-turbíny e až j) [9].

4.2.2 Podle stupně kompresoru

Jednostupňové kompresory

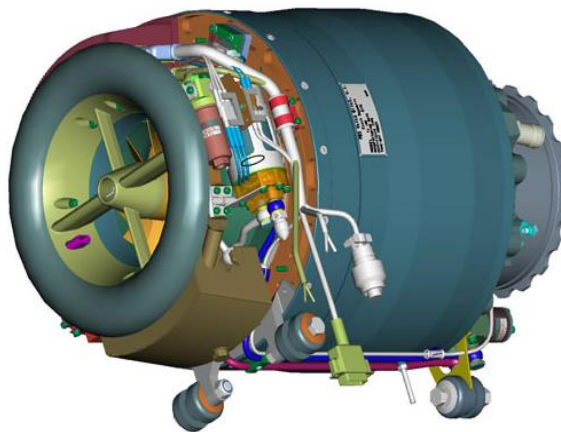
Jeden stupeň lopatkového stroje může zpracovat pouze určité množství měrné energie. Konstrukčně nejjednodušší a tedy i nejlevnější je jednostupňový kompresor. Má pouze jedno oběžné kolo a jedno kolo statorové. Tlaky, kterých takovýto kompresor dosahuje, jsou vždy menší, než u kompresoru vícestupňového.

Vícestupňové kompresory

Jak již název napovídá, disponují vícestupňové kompresory dvěma a více oběžnými koly. V případě že se jedná o radiální oběžné kolo, je zde samozřejmě i stejný počet rozvaděčů, stejně tak u axiálního kola je použit stejný počet vodících lopatek. Vícestupňových kompresorů se používá ke zvýšení komprese, proudící plyn je po opuštění oběžného kola často chlazen. Velikost rotorových i statorových kol není konstantní.

4.3 Malý tryskový motor TJ100

TJ100 je malý tryskový motor, používaný v letecké technice, vyvinutý a vyráběný v PBS VB a.s. Má jednostupňový radiální turbokompresor, a je poháněn axiální turbínou se spalovací komorou umístěnou na stejné hřídeli jako kompresorové kolo, které jí dodává stlačený vzduch. Prvotní konstrukce vznikla ve spolupráci s Francouzskou firmou Microturbo Francie již v roce 1968. Od té doby prošel mnoha modifikacemi dle aktuálních potřeb zákazníků.



Obr. 8: Malý tryskový motor pro letadla TJ100 [17].

Charakteristika	
Trvalý výkon	9,25 kW
Trvalý proud	326 A
Napětí	28,4 V
Regulace a kvalita napětí	MIL STD 704F
Otáčky	49 500 min ⁻¹
Rozsah pracovních teplot	-55°C až +60°C
Rozsah pracovních výšek	0 až 10 000 m
Palivo	JET A1
Spotřeba paliva	18,8 kg/h
Olej	MIL-L-23699
Celková hmotnost	27 kg

Tab. 2: Charakteristiky motoru TJ100.

5. STATICKÁ (LINEÁRNÍ) PEVNOSTNÍ ANALÝZA

První úlohou komplexní analýzy kompresorového kola je statická pevnostní analýza. Ta dává výpočtáři první přibližné informace o rozložení pole napjatosti v kompresorovém kole. Tyto výsledky jsou ovšem v případě napětí, překračujících mez kluzu materiálu zkrácené, jelikož je použit pouze lineární model materiálu. Nicméně díky této analýze je možné zjistit, které části kompresorového kola budou nejvíce namáhány.

5.1 Statická pevnostní analýza kompresorového kola

5.1.1 Model materiálu

Statická pevnostní analýza předpokládá izotropní, homogenní, lineárně-elastický materiál, pro který platí Hookův zákon v plném rozsahu. Z předchozí věty je tedy zřejmé, že tato analýza bude primárně sloužit pro posouzení napjatosti v tělese a jeho srovnání s mezí kluzu.

Model materiálu je definovaný pomocí dvou materiálových charakteristik, z materiálových listů [19] je potom známa i mez kluzu:

Youngův modul pružnosti v tahu: $E = 69\,000$ MPa

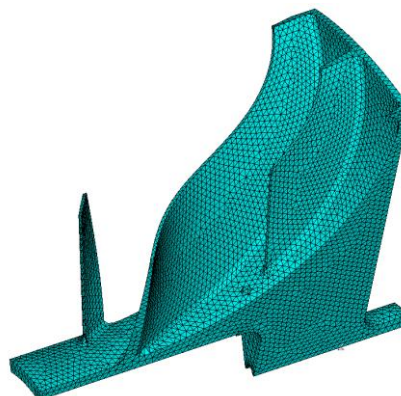
Poissonův poměr: $\mu = 0,33$ [-]

Mez kluzu: $\sigma_Y = \min 325$ MPa

5.1.2 Model geometrie

CAD model oběžného kola, popsany v kapitole 2.3.2, je v ANSYSu nahrazen modelem konečnoprvkovým, pomocí generátoru volné sítě. Ta by měla být pro účely této analýzy dostačující.

Prvním krokem při tvorbě volné sítě v této úloze je tvorba plošné sítě na jedné z rovin řezu. Zde se uplatní skořepinový prvek SHELL93 o velikosti hrany 1,5 mm. Vzniklou síť je dále nutné zkopírovat na druhou rovinu řezu (síť v obou rovinách řezu musí být stejná). Před samotným kopírováním je nutné mít aktivní válcový souřadný systém (CSYS1). Kopírovaná síť se pak otočí kolem osy „z“ o úhel ψ , který vyplývá z rovnice (1).



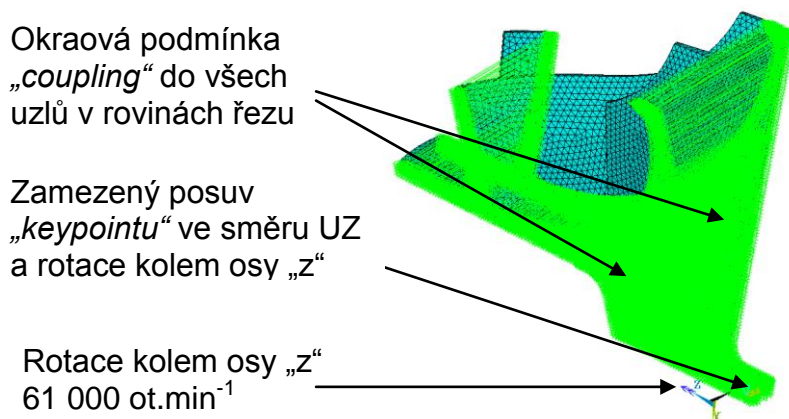
Obr. 9: Konečnoprvkový model geometrie segmentu z kompresorového kola.

Takto vzniklá síť je totožná se sítí původní (s definovatelnou povolenou odchylkou). Po tomto kroku následuje vytvoření zbylé sítě, tedy sítě z objemového tělesa (místo prvků SOLID92 vhodné používat nové prvky, tzn. SOLID187). Uzly pro na rovinách řezu jsou společné i pro objemové prvky.

5.1.3 Okrajové podmínky

Pro statickou analýzu jsou předepsány následující okrajové podmínky. Libovolnému jednomu z uzlů modelu je zabráněno axiálnímu posuvu a natočení kolem osy disku (tento uzel ale nesmí ležet v tzv. „coupling setu“, tedy v rovinách řezu). V tomto případě se jedná uzel ležící na zadní stěně kompresorového kola.

Další okrajovou podmínkou je úhlová rychlost rotace kolem zvolené osy (v tomto případě se jedná o osu „z“ a úhlovou frekvenci $6387,9 \text{ rad}^{-1}$ která odpovídá otáčkám $61\,000 \text{ ot. min}^{-1}$). Navíc, u prvků sítě, které vznikly vyplněním obou rovin řezu konečnoprvkovou sítí (síť musí být na obou rovinách řezu stejná, toho se dosáhne jejím zkopírováním), je nutné spárovat pohyb odpovídajících si uzlů těchto dvou „hraničních“ rovin s vrcholovým úhlem ψ . K takovému spárování slouží v ANSYSu příkaz „coupled set“, který je spolu s dalšími okrajovými podmínkami vidět na obr. 10.



Obr. 10: MKP model geometrie a jeho okrajové podmínky.

5.1.4 Nastavení řešiče

Řešení statické pevnostní analýzy s použitím čistě lineárního modelu materiálu nevyžaduje žádné speciální nastavení výpočtu, ten proběhne v jenom kroku.

5.2 Výsledky a jejich vyhodnocení

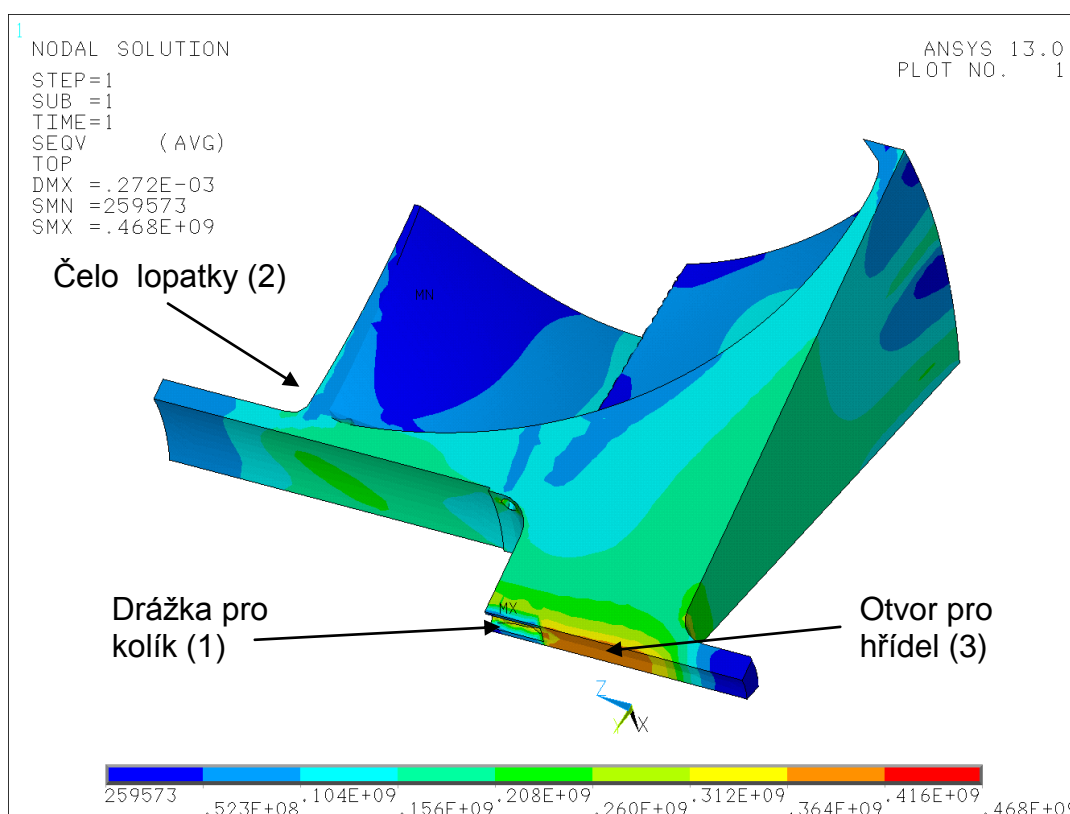
Výstupem ze statické pevnostní analýzy je pole posuvů a napětí, které můžeme porovnat s mezí kluzu zadaného materiálu (výpočtem redukované napětí). Z výsledků uvedených v tab. 3 zjistíme, že napjatost od rotace v tělese mez kluzu překročila. Výsledky statické pevnostní analýzy nám dále ukazují místa, ve kterých by v případě použití elasto-plastického modelu materiálu došlo k plastické deformaci. Rozložení pole napětí je vidět na obr. 11, a dosažené výsledky jsou popsány v následující tabulce.

Statická pevnostní analýza						
maximum	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
-	[MPa]				[mm]	
1	468,5	541,2	77	68,6	37,8E-3	-50,8E-3
2	404,5	428,5	36,5	12,6	60,5E-3	-65,9E-3
3	386,9	335,7	-3,5	-85,7	39,2E-3	-11,5E-3

Tab. 3: Výsledky statické pevnostní analýzy.

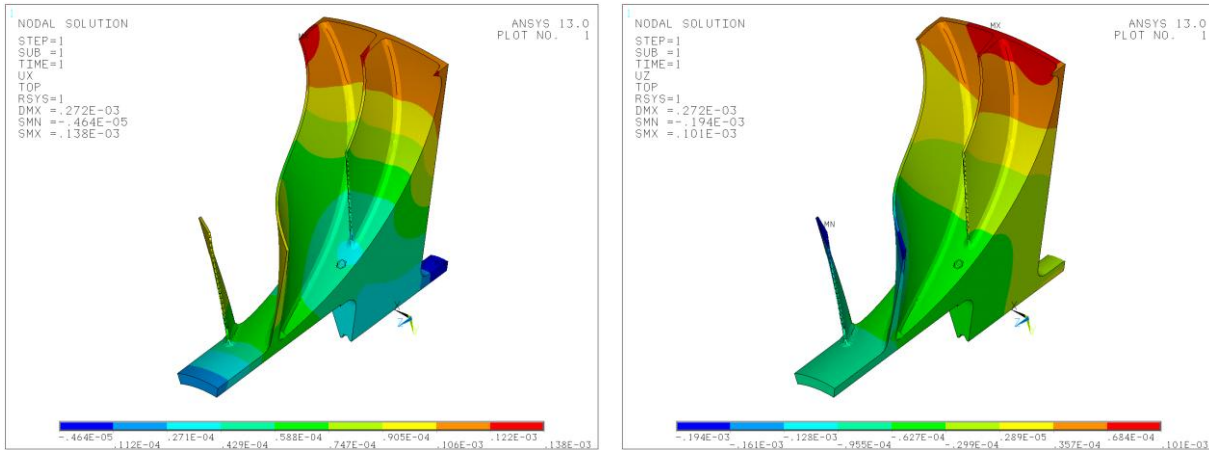
Pro posouzení napjatosti v kompresorovém kole byla vybrána tři místa, ve kterých dochází k překročení meze kluzu (jedná se o první tři maxima). Prvním z kritických míst je drážka pro kolík, druhým potom přechod (rádius) mezi lopatkou a nosným diskem. Posledním vyšetřovaným místem je díra pro hřídel. Tato místa jsou zobrazena a popsána na následujícím obrázku, přitom jejich čísla korespondují s předcházející tabulkou.

Na obr. 12 jsou dále k vidění pole posuvů. V radiálním směru dochází k „roztážení“ (obr. 12a), kdežto ve směru axiálním k „smrštění“ (obr. 12b) kompresorového kola.



Obr. 11: Rozložení napětí v komp. kole, redukované napětí dle podmínky von Mises.

Při statickém zatížení otáčkami dosahují axiální posuvy maximální hodnoty 0,14 mm a ve směru radiálním potom přibližně 0,1 mm (obě maxima jsou lokalizována na vnějším průměru kola). Vypočtené posuvy jsou velmi malé a nedojde tak dojit k vymezení vůle mezi kompresorovým kolem a statorem.



a) radiální posuvy UX

b) axiální posuvy UZ

Obr. 12: Deformace kompresorového kola při odstředivých otáčkách.

Z výše uvedených výsledků je zřejmé, že k přesnému popsání pole napjatosti a deformací v kompresorovém kole se nadále nemůžeme spokojit s lineárním modelem materiálu, protože vypočtené hodnoty přesahují hodnotu meze kluzu použité slitiny hliníku. Proto bude v následující kapitole použit nelineární model materiálu, díky kterému je možné popsat stav napjatosti v tělese i po překročení meze kluzu a určit tak místa plastických deformací v různých částech oběžného kola.

6. ELASTO-PLASTICKÁ PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Při statické analýze kompresorového kola zatíženého vlivem provozních otáček, tedy odstředivou silou, bylo zjištěno, že hodnota redukovaného napětí (určeného dle podmínky von Mises) v některých částech oběžného kola překračuje mez kluzu. Lineárně-pružný, izotropní model materiálu proto již nadále není dostačující, a je potřeba použít modely schopné popsat chování materiálu po překročení hodnoty jeho meze kluzu. PBS VB poskytla dva nelineární modely materiálů, které jsou použity v následujících elasticko-plastických analýzách. Jedná se konkrétně o modely multilineární s kinematickým a izotropním zpevněním.

Nelineární chování konstrukcí v MKP má tři možné příčiny, jsou jimi nelinearity geometrické, materiálové a kontaktní úlohy. Elasticko-plastická pevnostní analýza spadá, jak bylo výše napsáno, do materiálových nelinearit, kam dále patří například viskoelasticita a viskoplasticita.

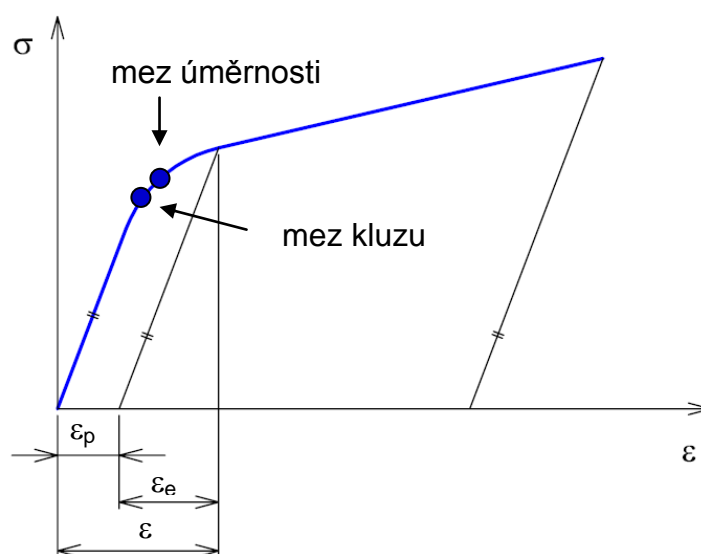
6.1 Materiálové nelinearity

Materiálové nelinearity jsou charakterizovány nelineární závislostí mezi tenzorem napětí a tenzorem přetvoření. Tyto závislosti jsou dány vlastnostmi skutečných materiálu a zjišťují se experimentálně.

6.2 Inkrementální teorie plasticity

Překročí-li napětí v materiálu mez kluzu σ_Y , stanou se deformace z části nevratné. Po odlehčení se do původního stavu vrátí pouze elastická část, která se řídí Hookovým zákonem, kdežto část plastická zůstává, je nevratná. Celkové přetvoření se tedy skládá ze součtu elastického (vratného) a plastického (nevratného) přetvoření, viz rovnice [11].

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (2)$$



Obr. 13: *Elasto-plastická křivka napětí-přetvoření.*

Nelineární závislost mezi napětím a přetvořením nastává již po překročení meze úměrnosti, v praxi (a také v ANSYSu) je však její hodnota natolik blízká mezi kluzu, že se pracuje pouze s jednou z těchto hodnot, a to právě s mezí kluzu.

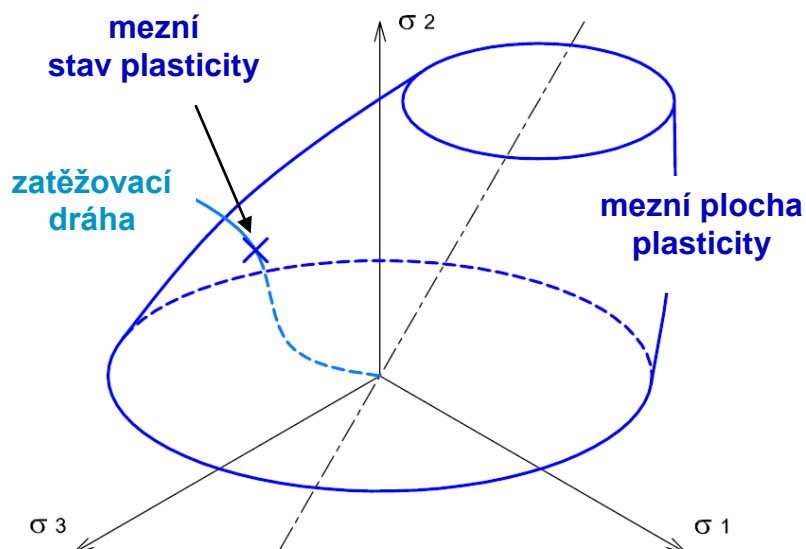
Plasticita je nekonzervativním procesem, tedy závisí na celé historii zatěžování. Při výpočtovém modelování je tedy nutné zadat přesně sekvenci zatěžujících a odlehčujících kroků („loadstepů“) s dostatečně jemným rozdělením zatěžujících přírůstků („substepů“). V závislosti na typu materiálu lze mnohdy zanedbat vliv rychlosti deformace (plasticita), v opačném případě se mluví o viskoplasticitě.

Inkrementální (přírůstková) teorie plasticity poskytuje matematický model, umožňující výpočtově modelovat elasticko-plastickou odezvu materiálu na zatížení. Tři základní komponenty teorie plasticity jsou: podmínka plasticity, zákon tečení a zpevnění. Teorie tečení je nad rámec této diplomové práce, proto není v následujícím textu uvedena [11].

6.3 Podmínka plasticity

Rozhoduje o úrovni napjatosti, při které je iniciován proces plastizace. Kritériem pro obecnou napjatost je veličinou redukované (ekvivalentní) napětí σ_e .

Pro grafické znázornění podmínek plasticity se zavádí Haighův prostor, jehož souřadnicové osy jsou osami hlavních napětí. V tomto prostoru je podmínka plasticity znázorněna plochou plasticity a historie zatěžování je znázorněna křivkou – zatěžovací dráhou. Mezní stav plasticity při zatěžování nastane tehdy, protne-li zatěžovací dráha plochu plasticity [11].



Obr. 14: Plocha plasticity schematicky znázorněná v Haighově prostoru.

6.3.1 Podmínka plasticity max τ (Trescova, 1864)

Podmínka plasticity maximálních smykových napětí zní: k počátku plastického stavu dojde tehdy, jestliže maximální smykové napětí τ_{max} dosáhne kritické hodnoty τ_{MK} tedy:

$$\tau_{max} = \tau_{MK}. \quad (3)$$

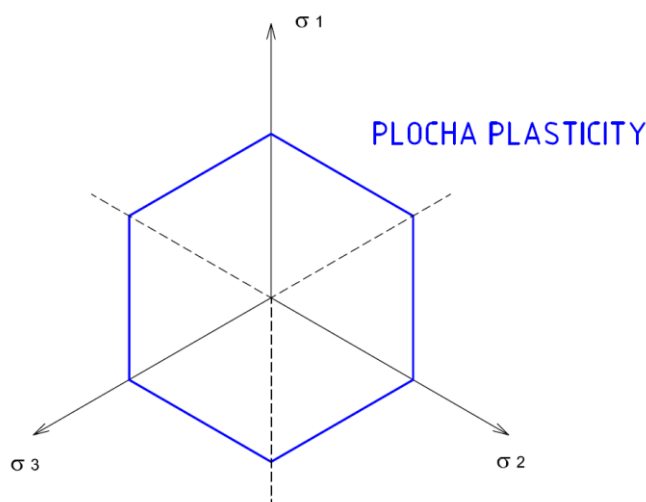
Plochou plasticity je šestiboký pravidelný hranol s osou shodnou s hydrostatickou osou (hodnoty hlavních napětí jsou si rovny). Průnikem plochy plasticity s deviátorovou rovinou (kolmou na hydrostatickou osu) je pravidelný šestiúhelník [1].

Pokud zavedeme redukované napětí podle podmínky max τ jako

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (4)$$

pak je možno podmínku plasticity zapsat jako:

$$\sigma_{red} = \sigma_Y. \quad (5)$$



Obr. 15: Plocha plasticity dle podmínky max τ znázorněná v Haighově prostoru.

6.3.2 Podmínka HMM

Podmínka plasticity HMM (Huber, von Mises, Hencky) předpokládá vznik plastických deformací po splnění rovnosti smykového napětí v oktaedrické rovině (svírá s osami hlavních napětí stejné úhly) a mezní hodnoty τ_{oK} , která je materiálovou charakteristikou.

$$|\tau_o| = \tau_{oK} \quad (6)$$

Pokud zavedeme redukované napětí (tedy známe velikosti hlavních napětí):

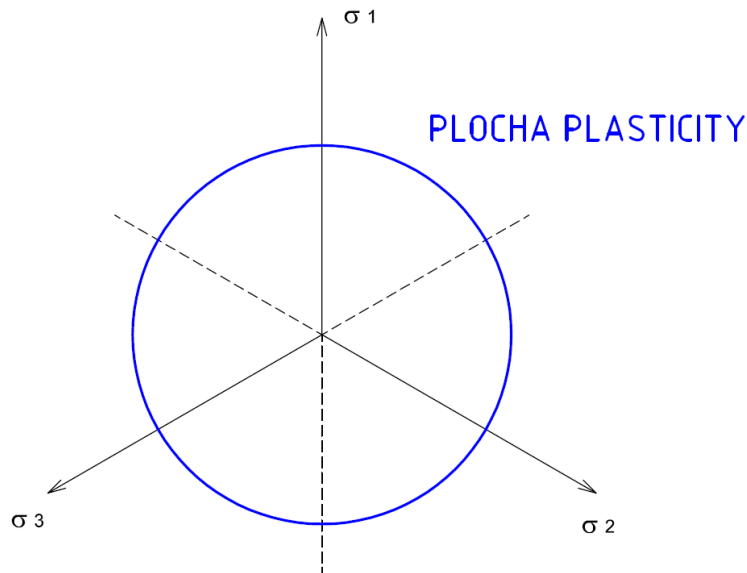
$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}, \quad (7)$$

pak je možno podmínku plasticity dle HMM zapsat jako:

$$\sigma_{red} = \sigma_Y. \quad (8)$$

Plochou plasticity je válcová plocha s osou shodnou s hydrostatickou osou. Průnikem plochy plasticity s deviátorovou rovinou je kružnice o poloměru

$$\rho = \sqrt{\frac{2}{3}} \sigma_Y. \quad (9)$$



Obr. 16: Plocha plasticity dle podmínky HMH znázorněná v Haighově prostoru.

Kromě těchto dvou nejznámějších podmínek plasticity existují ještě další, méně známe, jako jsou například: Rankine, Mohr-Coulomb, Drucker-Prager a další [1].

6.4 Pravidlo zpevnění

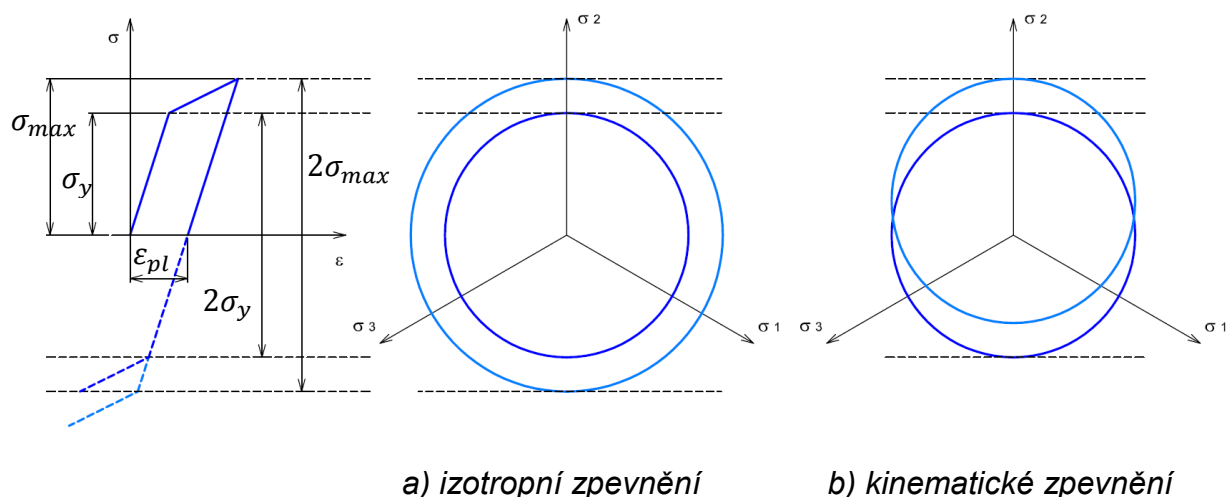
Popisuje změnu plochy plasticity během procesu plastické deformace tak, aby bylo možno formulovat následné podmínky plasticity při opakované, cyklické plastizaci. Pro ideálně plastický materiál zůstává plocha plasticity neměnná.

Při cyklickém zatěžování dochází v počátečním stádiu v důsledku mikrostrukturálních změn ke změně napětově-deformační odezvy i fyzikálních vlastností. Odpor materiálu vůči cyklické plastické deformaci může růst – cyklické zpevňování, klesat – cyklické změkčování, nebo může dojít k superpozici obou procesů [14].

Dva základní modely zpevnění jsou izotropní zpevnění, při kterém se plocha plasticity rovnoměrně rozrůstá všemi směry (obr. 17a), a kinematische zpevnění (obr. 17b), při kterém dochází k posunu plochy plasticity ve směru působícího napětí.

Existuje i zpevnění kombinované, při kterém dochází jak ke změně velikosti, tak ke změně polohy plochy plasticity. Bližší realitě je kinematische zpevnění, které postihuje i experimentálně prokázaný jev, označovaný jako Bauschingerův efekt. Ten není možné pomocí izotropního zpevnění zachytit.

Při simulaci cyklického namáhání je vždy nutné použití kinematischeho modelu zpevnění (v rámci inkrementální teorie plasticity). Izotropní model zpevnění lze použít pouze v případě monotónního zatěžování [14].



Obr. 17: Změna plochy plasticity - modely zpevnění.

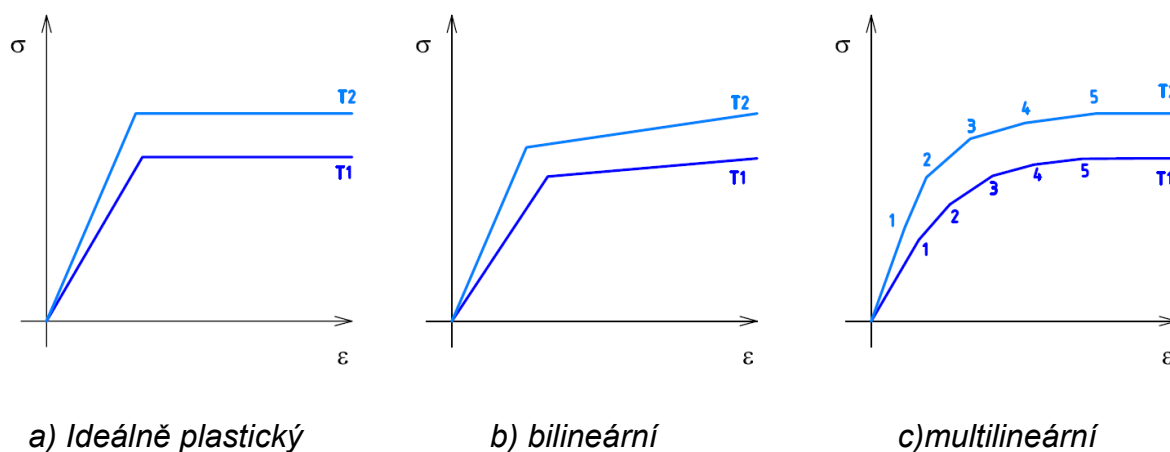
6.5 Aproximace tahového diagramu

V MKP softwarech se pro popis chování materiálu v plastickém stavu používají aproximace skutečného tahového diagramu, získaného z jednoosé tahové zkoušky. K výpočtům se používá model ideálně plastický, model bilineární, a model multilineární.

Ideálně plastický model materiálu modeluje ideální plastický materiál, kdy plastická část je aproximována lineární funkcí, jejíž směrnice je rovnoběžná s osou přetvoření, tedy konstantním napětím v tělese po překročení meze kluzu (obr. 18a).

Bilineární model se skládá z dvou lineárních částí, z nichž jedna popisuje elastické chování materiálu a druhá plastickou část chování. Ta přitom, na rozdíl od ideálně plastického modelu materiálu, nemá nulovou směrnici (obr. 18b).

Multilineární model se skládá z více než dvou lineárních částí, je tedy po částech lineární, a mnohem přesněji tak popisuje plastické chování materiálu (obr. 18c).



Obr. 18: Příkladů aproximace tahového diagramu.

6.6 Použitá výpočtová metoda

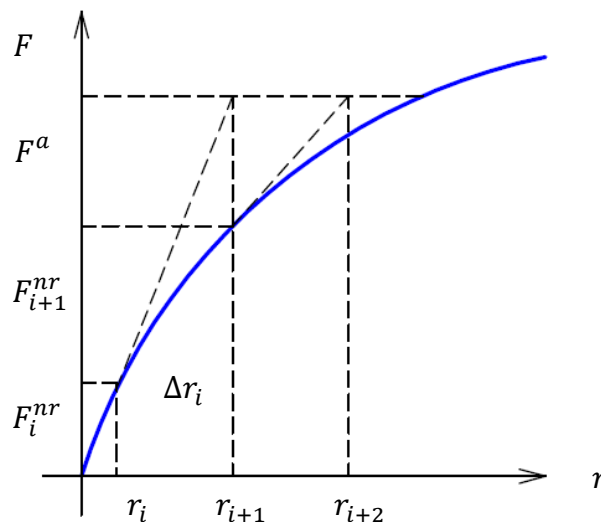
6.6.1 Newton-Raphsonova metoda

Jedná se o iterační metodu, jejíž jeden krok řešení lze popsat rovnicí:

$$[K_i^T]\{\Delta r_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\}, \quad (10)$$

kde $[K_i^T]$ je tečná matice tuhosti, $\{F_i^{nr}\}$ je hodnota vektoru zatížení v i -té iteraci odpovídající ekvivalentnímu vektoru vnitřních sil a $\{\Delta r_i\}$ je přírůstek vektoru neznámých parametrů v uzlech, který určuje velikost vektoru $\{r\}$ v další iteraci, tj.

$$\{r_{i+1}\} = \{r_i\} + \{\Delta r_i\}. \quad (11)$$



Obr. 19: Newton-Raphsonova metoda pro jeden stupeň volnosti (jeden krok N-R metody).

6.6.2 Přírůstková Newton-Raphsonova metoda

Jestliže je nelinearita závislá na historii zatěžování, je nutné použít iterační mezikroky. Pak se jedná o přírůstkovou N-R metodu, jejíž i -tý krok řešení lze popsat rovnicí:

$$[K_{n,i}^T]\{\Delta r_i\} = \{F_n^a\} - \{F_{n,i}^{nr}\}, \quad (12)$$

kde index n značí n -tý mezikrok. Aplikuje se tedy několikrát N-R metoda (po mezikrocích) [12].

6.7 Elasticko-plastická analýza kompresorového kola

6.7.1 Model materiálu

Pro účely této diplomové práce byly z firmy PBS VB, a.s. dodány dva nelineární modely materiálů. Oba modely materiálů jsou multilineární, tedy po

částech lineární. První z modelů má kinematické zpevnění (obr. 17a), druhý izotropní zpevnění (obr. 17b). Rozdíly mezi těmito dvěma modely je možné vidět na obr. 18.

Materiálové charakteristiky jsou následující:

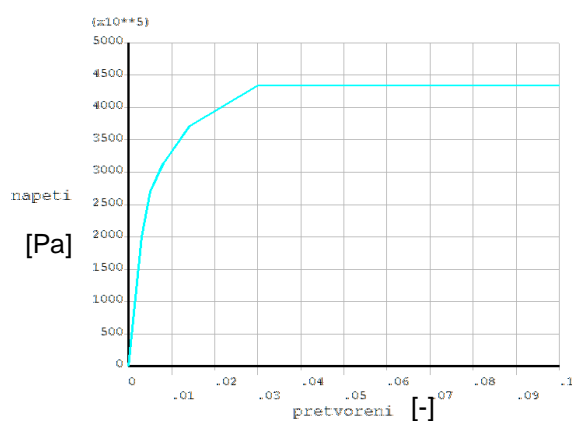
Mez kluzu: $\sigma_k = \min 325 \text{ MPa}$

Bod č.	ε [-]	σ [MPa]
1	0,003	200
2	0,005	270
3	0,008	313
4	0,014	370
5	0,03	434

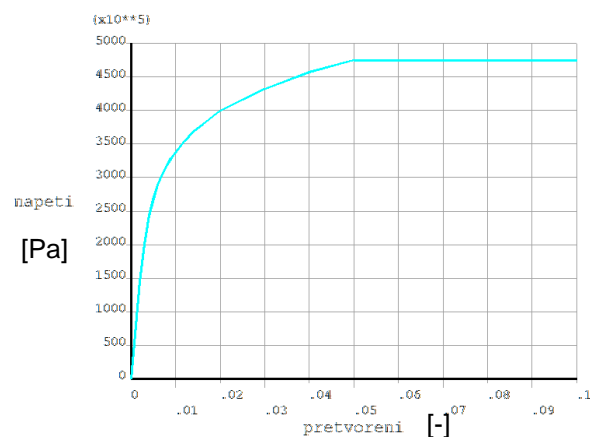
Tab. 4: Multilineární model materiálu s kinematickým zpevněním.

Bod č.	ε [-]	σ [MPa]	Bod č.	ε [-]	σ [MPa]
1	0,002	146	11	0,01	337
2	0,003	200	12	0,012	355
3	0,0035	221	13	0,014	368
4	0,0037	229	14	0,016	379
5	0,004	243	15	0,02	400
6	0,005	268	16	0,025	416
7	0,006	289	17	0,03	432
8	0,007	305	18	0,04	457
9	0,008	318	19	0,05	475
10	0,009	329	20	0,06	475

Tab. 5: Multilineární model materiálu s izotropním zpevněním.

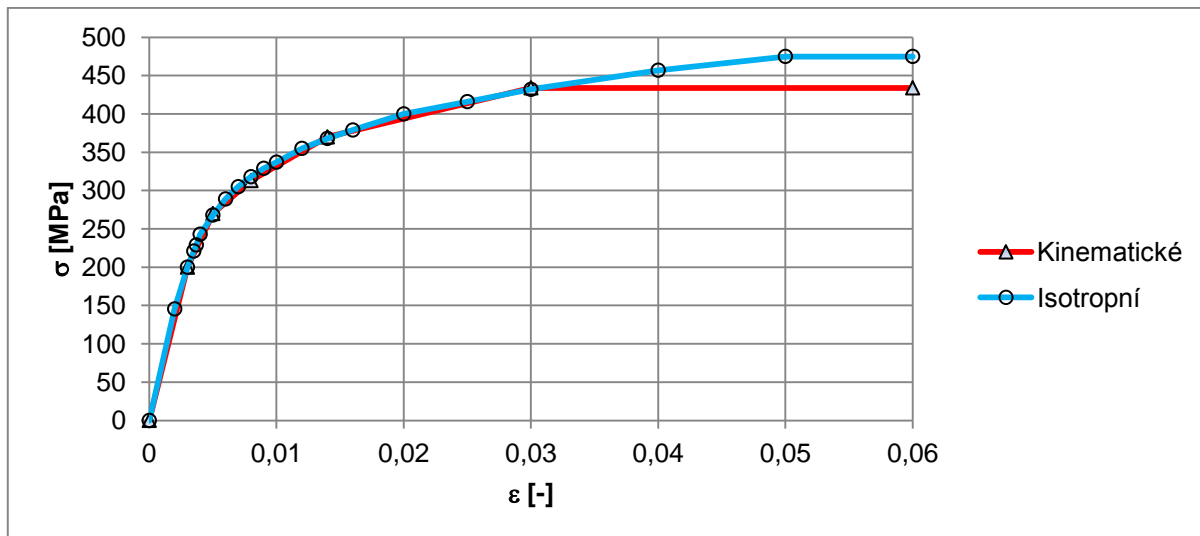


a) kinematické zpevnění



b) izotropní zpevnění

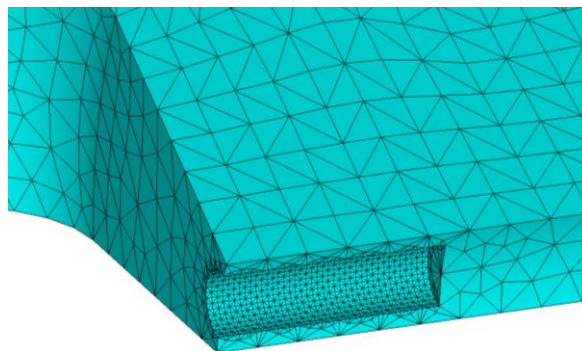
Graf 1: ANSYSem vykreslené grafy závislosti $\sigma - \varepsilon$ pro použité modely materiálů.



Graf 2: Porovnání modelů materiálu.

6.7.2 Model geometrie

Pro elasticko-plastickou analýzu je možné použít stejný model geometrie jako pro statickou pevnostní analýzu v kapitole 5, jediným rozdílem je zjemnění síť v místech, ve kterých očekáváme vznik plastických deformací, tedy v oblasti válcových drážek pro ocelové kolíky (obr. 20). V dalších podezřelých místech není nutné síť zjemňovat. Síť je opět volná.



Obr. 20: Zjemněná konečnoprvková síť vytvořená v drážce pro kolík.

6.7.3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky pro elasticko-plastickou pevnostní analýzu jsou totožné se statickou úlohou (kapitola 5). Tedy zamezení axiálního posuvu kola a předepsání „couplingu“ pro uzly v obou rovinách řezu.

Kompresorové kolo se v rámci prvního zátěžného kroku („loadstepu“) zatíží odstředivou silou, vyvolanou odstředujícími otáčkami $61\,000\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$, v této chvíli vznikají plastické deformace v oblasti drážky (obr. 21a) a dalších místech tělesa, v nichž dojde k překročení meze kluzu. Vznik plastické deformace je při odstředujících otáčkách záměrný, dojde tak ke zpevnění materiálu v místech, kde je

překročena mez kluzu materiálu. Odstředivé otáčky navíc slouží k ověření integrity kola.

Tuto plastickou deformaci (respektive i vzniklou zbytkovou napjatost) je možné po odlehčení (předepsání nulových otáček v druhém kroku) pozorovat na obr. 21b. V dalším kroku (třetím), je kompresorové kolo opět zatíženo odstředivou silou, vyvolanou od provozních otáček ($56\,500\text{ ot.min}^{-1}$, obr. 21c) a znovu, (ve čtvrtém zatěžném kroku) odlehčeno. Opět se pozorují plastické deformace a zbytková napjatost (obr. 21d). Tato posloupnost zatěžování se použije u obou modelů materiálu.

Pro výpočet jsou podle předchozího odstavce nadefinovány čtyři zátěžné kroky, z nichž každý je dále rozdělen na dva mezikroky („substepy“). Jednotlivé zátěžné kroky jsou popsány v následující tabulce.

zátěžný stav č.	otáčky [ot.min^{-1}]	úhlová frekvence [rad^{-1}]	frekvence [Hz]
1	61 000	6387,9	1016,7
2	0	0	0
3	56 500	5916,6	941,7
4	0	0	0

Tab. 6: Zátěžné kroky.

Odstředující otáčky

Každá rotorová soustava, disk nebo oběžné kolo, jsou před uvedením do provozu podrobeny zkoušce odstředujícími otáčkami. Jsou to otáčky odpovídající 1,21 násobku provozních otáček. Každá výše zmíněná součást je ve svém technickém životě odstředována pouze jednou a to po dobu tří minut (v opodstatněných případech i vyšší). Při zatížení odstředujícími otáčkami dochází k zplastizování některých částí součásti a tím k jejímu zpevnění. Dále se při odstředujících otáčkách projeví případné vady materiálu, pokud jsou přítomné. Nevhodnou součástí je tak možné vyřadit dříve, než by došlo k havárii.

6.8 Výsledky a jejich vyhodnocení

Výsledky analýzy jsou zpracovány a porovnány v následujících tabulkách (tab. 7 a tab. 8). Je vidět, že při zatížení odstředujícími otáčkami dávají oba modely materiálů předpokládané, téměř totožné hodnoty redukovaného napětí. To se dalo očekávat, jelikož oba modely mají velmi podobnou zatěžovací charakteristiku (graf 2). Při odlehčení a následném najetí na provozní otáčky jsou již výsledky poněkud odlišné, především v nezatíženém stavu (tedy zbytkové napjatosti). Důvodem jsou rozdílné mechanismy při změně plochy plasticity, které byly popsány v kapitole 6.4 (obr. 17).

Posuvy v radiálním i axiálním směru jsou pro oba modely materiálů velmi podobné a lze je považovat za ekvivalentní.

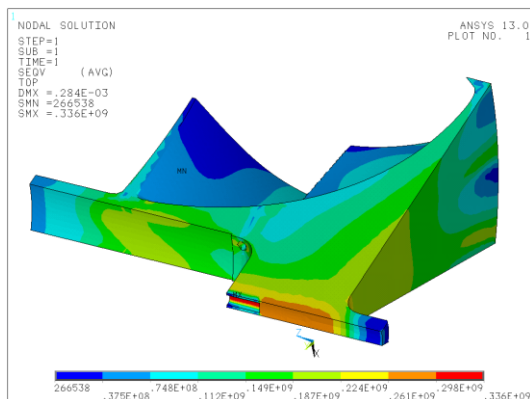
Na obr. 21 můžeme vidět rozložení redukovaného napětí. Maximálního redukovaného napětí je, jak jsme předpokládali, dosaženo v drážce.

zátěžový stav č.	Kinematické zpevnění					
	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
	[MPa]				[mm]	
1	336	372	73	9,7	136,7 E-3	102 E-3
2	152	-2,7	-3,2	-150	4,8 E-3	1,2 E-3
3	290	320	57	8,3	124 E-3	87,5 E-3
4	152	-2,7	-4,1	-155	4,8 E-3	1,2 E-3

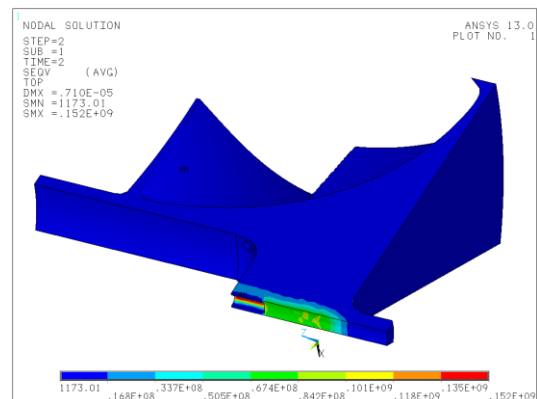
Tab. 7: Výsledky – model materiálu s kinematickým zpevněním.

zátěžový stav č.	Izotropní zpevnění					
	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
	[MPa]				[mm]	
1	335	380	98	11	134 E-3	97 E-3
2	207	13	-1,1	-200	6,4 E-3	1,6 E-3
3	261	300	86	9,6	116 E-3	83,5 E-3
4	207	13	-1,1	-200	6,4 E-3	1,6 E-3

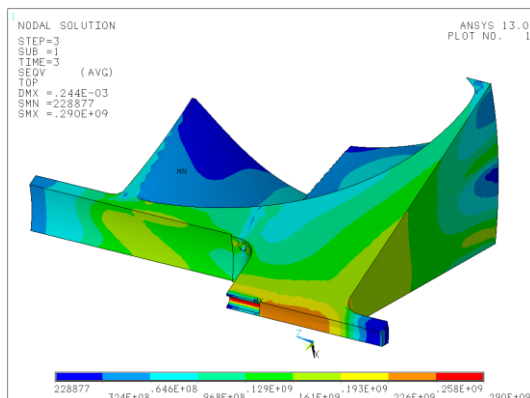
Tab. 8: Výsledky – model materiálu s izotropním zpevněním.



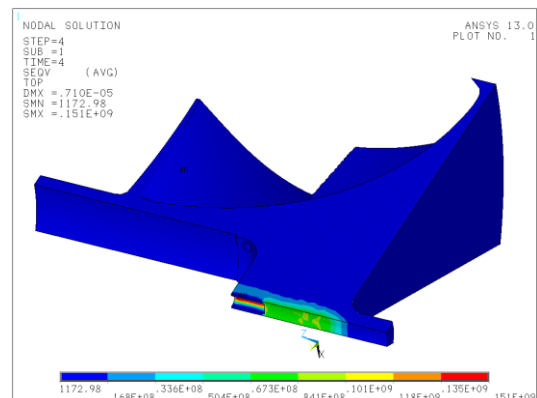
a) první zátěžný krok (61 000 ot.min⁻¹)



b) druhý zátěžný krok (0 ot.min⁻¹)



c) třetí zátěžný krok (56 500 ot.min⁻¹)



d) čtvrtý zátěžný krok (0 ot.min⁻¹)

Obr. 21: Redukované napětí v kompresorovém kole (kinematické zpevnění).

7. DYNAMICKÁ ANALÝZA

Při provozu strojů, jejichž součásti se pohybují, může dojít k jevu zvanému rezonance. V případě, že frekvence buzení je stejná, jako vlastní frekvence součástí. Rezonance negativně ovlivňuje životnost součástí, jelikož při jejím kmitání dochází k velkým výchylkám (amplituda může růst až nade všechny meze) a následně může dojít k porušení součásti vlivem vysokocyklové únavy (únavový lom).

V praxi je tedy snaha vyhnout se provozním stavům, při kterých dojde k buzení vlastních frekvencí součástí, tzn. v případě kompresorového kola volit vhodné provozní otáčky. Pokud je některá z vlastních frekvencí menší, než provozní, musí se při rozběhu stroje rychle překonat.

Reálné těleso (spojité kontinuum) má vždy nekonečný počet vlastních frekvencí, MKP model má konečný počet vlastních frekvencí, jenž závisí na počtu stupňů volnosti uzlů modelu. Z předchozího textu vyplývá, že znalost vlastních frekvencí součástí je velmi důležitá a jejich určení by mělo provázet návrh každé strojní součásti.

Vlastní frekvence je možné určit několika způsoby:

- Experimentálně
- Numericky (MKP – modální analýza)

V této diplomové práci bude úloha volného kmitání řešena pouze numerickou simulací.

7.1 Modální analýza

Nejčastěji prováděným typem dynamického výpočtu pomocí MKP je úloha vlastního (volného) netlumeného kmitání, označovaná též jako modální analýza – určení vlastních tvarů a frekvencí. Tento problém vychází z pohybové rovnice (13), v níž není uvažováno buzení a tlumení:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = 0. \quad (13)$$

Za předpokladu harmonického kmitání $\mathbf{U} = \bar{\mathbf{U}}e^{i\Omega t}$ dostaneme po dvojí derivaci, dosazení do rovnice (13) a úpravě

$$(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M})\bar{\mathbf{U}} = 0, \quad (14)$$

kde $\bar{\mathbf{U}}$ je sloupcová matice amplitud harmonických kmitů a Ω úhlová frekvence kmitání. Jedná se z matematického hlediska o řešení tzv. „problému vlastních čísel“, známého i z jiných kapitol mechaniky. Jak známo, rovnice (14) má netriviální řešení pouze pro diskrétní hodnoty vlastních frekvencí Ω_i , $i = 1, \dots, n$, kde n je řád matic \mathbf{K} , \mathbf{M} .

Vlastní frekvence plynou z podmínky nulového determinantu:

$$\det|\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}| = 0. \quad (15)$$

Každé z vlastních frekvencí Ω_i přísluší vlastní tvar kmitání $\bar{\mathbf{U}}_i$. V systémech MKP se k řešení problémů vlastních čísel standardně nabízí celá řada algoritmů, v ANSYSu např. sedm, vhodných pro různé případy. Pro velké soustavy se symetrickými maticemi bez tlumení dle rovnice (13) lze doporučit metodu iterace v podprostoru, případně Lanczosovu metodu.

Cílem modální analýzy je v první řadě získání základních dynamických charakteristik řešené struktury tak, aby bylo možno předejít rezonanci za provozu. Kromě toho je modální analýza výchozím bodem pro mnohé další, podrobnější dynamické analýzy, jako je analýza přechodových dějů, harmonická či spektrální analýza.

Zpravidla není nutno z rovnice (14) určovat všechny vlastní frekvence a tvary kmitání, ale pouze malé množství nejnižších vlastních hodnot, jejichž počet se určuje většinou na základě předchozích zkušeností při řešení daného problému. U těch za provozu nejvíce hrozí kolize s některou z budících frekvencí vnějšího zatížení a dosažení tak nebezpečného rezonančního stavu se všemi negativními důsledky.

V MKP systémech bývá obvyklé k vlastním tvarům \bar{U} , tedy k amplitudám posuvů, dopočítávat i jim odpovídající průběhy napětí – tedy amplitudy složek napětí při dané frekvenci. K tomu je třeba připomenout, že řešení vlastní úlohy poskytuje amplitudy \bar{U} i amplitudy napětí v podobě poměrných čísel, jistým normovaným k matici hmotnosti nebo jednotkové matici.

Nelze tedy určit konkrétní hodnoty napětí, nýbrž pouze tvar napěťového pole při dané frekvenci a odhadnout tak míru nebezpečí daného vlastního tvaru kmitání, v porovnání s ostatními normovanými hodnotami [10].

Hodnoty vlastních frekvencí na výstupu ze systémů MKP pak bývá obvyklé poskytovat ne v podobě úhlových frekvencí Ω , ale v podobě frekvence (kmitočtu) f , vyjádřené v Hz:

$$f = \frac{\Omega}{2\pi}. \quad (16)$$

7.2 Campbellův diagram pro lopatku, mezilopatku a disk

Jedná se o diagram popisující závislost vlastní frekvence tělesa na obecném parametru. Vlastní frekvence kmitání disku i lopatky je funkcí teploty a otáček. S rostoucími otáčkami se lopatka vyztužuje (mění se tuhost a tím i vlastní frekvence) a naopak s rostoucí teplotou klesá Youngův modul pružnosti v tahu. V této diplomové práci bude při modální analýze uvažována konstantní teplota, čili jediným proměnným parametrem budou otáčky.

Součástí Campbellova diagramu jsou i náběhové přímky. Ve skutečnosti se jedná o polopřímky vycházející z počátku souřadného systému a reprezentují n -násobek otáčkové frekvence. Náběhových přímek je obecně více než jedna, obvykle jsou pro výpočtáře zajímavé 1÷6. násobek otáčkové frekvence. Průsečík n -té náběhové křivky a n -té křivky funkce vlastní frekvence se označuje jako kritické otáčky.

Tyto je při rozběhu stroje nutno rychle překonat, protože při nich dochází k rezonanci, a tím i velkým amplitudám kmitání. Změnu, respektive průběh vlastní frekvence v závislosti na otáčkách lze získat použitím následujícího vzorce:

$$f_n = \sqrt{f_0^2 + k \left(\frac{n}{60}\right)^2}, \quad (17)$$

kde

$$k = \left(\frac{60}{60000}\right)^2 (f_{60\ 000}^2 - f_0^2). \quad (18)$$

Jednotlivé veličiny a jejich fyzikální rozměr jsou uvedeny v následujícím přehledu:

k	[-]	konstantní koeficient
f_n	[Hz]	vlastní frekvence pro zvolené otáčky
f_0	[Hz]	vlastní frekvence pro nulové otáčky
$f_{60\,000}$	[Hz]	vlastní frekvence pro maximální otáčky
n	[s ⁻¹]	otáčky pro které je hledaná vlastní frekvence

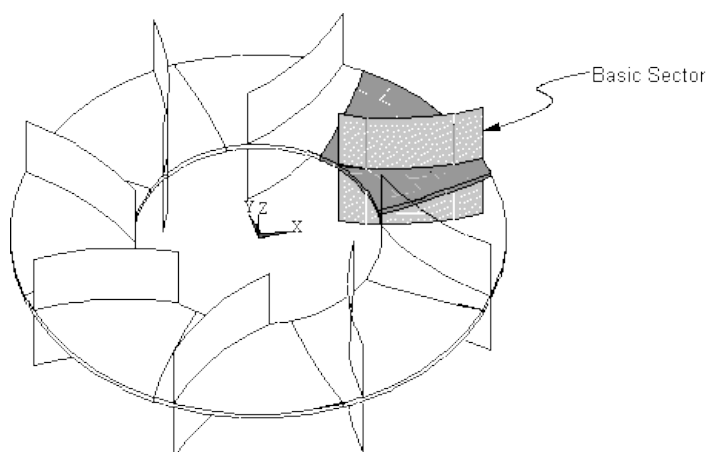
Jak již bylo napsáno v úvodu, kompresorovému kolu předchází čtyři statorové lopatky, proto je nutné do Campbellova diagramu zahrnout, kromě prvního násobku otáčkové frekvence i náběhovou přímkou, která je čtyřnásobek otáčkové frekvence.

Dále se za kolem nachází 21 lopatek rozváděcího kola, které jsou topologicky mnohem blíže než lopatky v sání, které kolu předcházejí. Campbellův diagram proto obsahuje i náběhovou přímkou, která je 21 násobek otáčkové frekvence. Jako poslední je vynesena náběhová přímkou rovná 6 násobku otáčkové frekvence, v praxi je toto většinou poslední zajímavý násobek (vyjma násobku odpovídající statorové řadě). Campbellovy diagramy jsou pro kompresorové kolo uvedeny v přílohách 1÷4.

7.3 Cyklická symetrie v ANSYSu

V případě, že je rotorová soustava rotačně periodicky symetrická, lze v analýze v ANSYSu využívat takzvané cyklické symetrie. Podmínkou pro použití cyklické symetrie v ANSYSu je, aby se deformační (silové) parametry v jednom řezu daly vyjádřit pomocí deformačních parametrů v druhém řezu. Olopatkované kolo a nosný disk tyto předpoklady splňují.

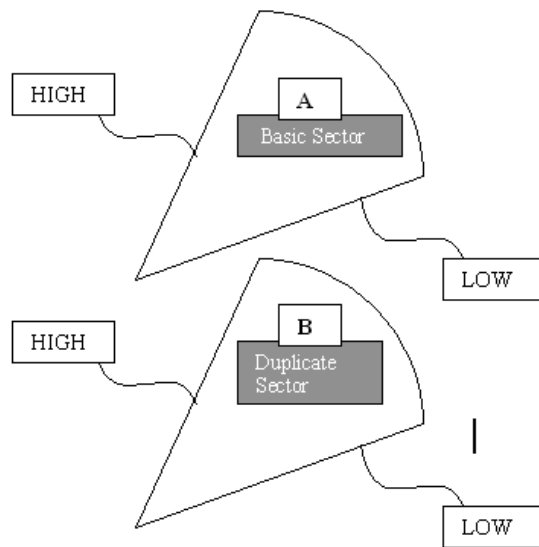
Při použití cyklické symetrie dochází k výrazné úspoře výpočetního času, jelikož se počítá pouze s původním segmentem kola. Cyklická symetrie poté slouží hlavně k zobrazení výsledků po celém kole, na kterém jsou tak čitelné uzlové čáry a uzlové průměry, které na samostatném segmentu zobrazit nelze [18].



Obr. 22: Cyklická symetrie v ANSYSu [18].

7.4 Harmonické indexy

Dle [18] je Harmonický index celé číslo, které určuje změnu posuvů sobě si odpovídajících uzlů ve dvou rovinách řezu oddělených úhlem kruhové výseče ψ .



Obr. 23: Cyklický sektor v ANSYSu a posuvy [19].

$$\begin{bmatrix} u'_A \\ u'_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos k\psi & \sin k\psi \\ -\sin k\psi & \cos k\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_A \\ u_B \end{bmatrix}, \quad (19)$$

kde:

- u_A, u_B – Posuvy na levé straně výřezu (High Component node)
- u'_A, u'_B – Posuvy na pravé straně výřezu (Low Component node)
- k – Harmonický index
- ψ – Vrcholový úhel

Pokud je harmonický index k roven počtu uzlových průměrů d , popisuje funkce $\cos(k\psi)$ změnu posuvů. Tato definice dovoluje měnícímu se počtu vln při daném harmonickém indexu existovat po obvodu za předpokladu, že posuvy v bodech oddělených kruhovou výsečí se liší o $\cos(d\psi)$. Řešení dané harmonickým indexem může obsahovat vlastní tvary s více než jedním uzlovým průměrem [15].

Následující rovnice reprezentuje vztah mezi harmonickým indexem k a počtem uzlových průměrů d pro model skládající se z N částí:

$$d = m \cdot N \pm k \quad (20)$$

Počet uzlových průměrů: d

Harmonický index: $k = 0, 1, 2 \dots$ až do maxima $N/2$ nebo $(N-1)/2$ v případě lichého počtu sektorů

Počet sektorů, na které je rotačně periodická struktura rozdělena: $N = 0, 1, 2 \dots$

$m = 0, 1, 2 \dots \infty$

7.5 Modální analýza kompresorového kola

Modální analýza se provede pro každý z výpočtových modelů zvlášť. Hodnoty vlastních frekvencí lopatky, mezilopatky a nosného disku slouží mimo jiné pro přibližnou identifikaci vlastních frekvencí v diagramu pro kompresorové kolo jako celek (tedy včetně lopatek).

Kompresorové kolo je ve skutečnosti buzeno dvojitým způsobem:

1. Kinematicky – od nevývah rotoru (buzení základem)
2. Aerodynamicky – od statorové řady (úplav, dáno počtem statorových lopatek, tedy lopatek difuzoru a také počtem žebër na sání)

7.5.1 Model materiálu

Stejně jako při statické pevnostní analýze je pro modální analýzu dostačující lineární model materiálu, který je popsán v systému podstatných veličin (kapitola 2.3.6). Připomeňme nutnost definovat hustotu materiálu pro dynamické analýzy. Veličiny je vhodné zadávat v základních jednotkách soustavy SI.

Modul pružnosti v tahu: $E = 69\,000$ [MPa]

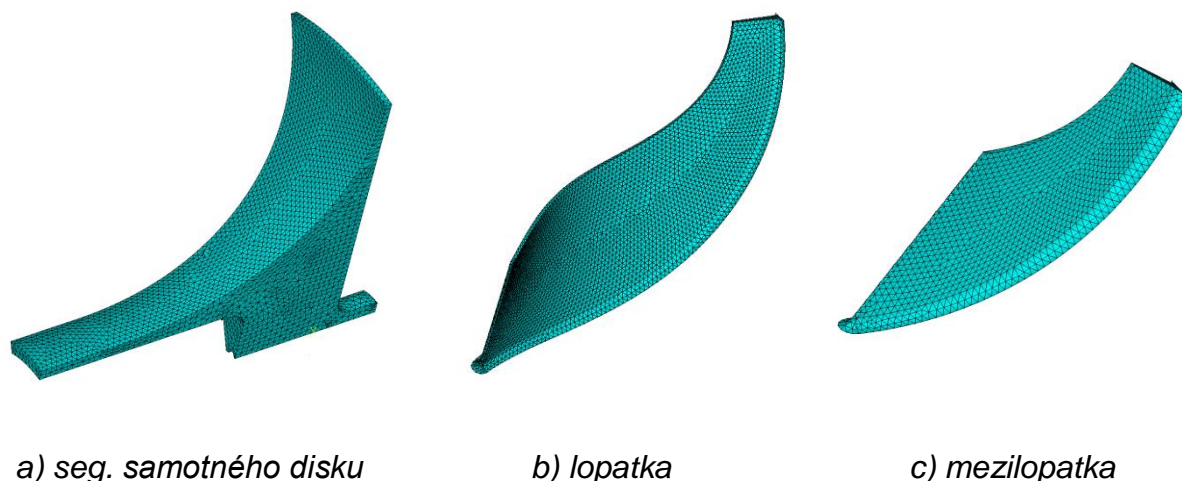
Poissonův poměr: $\mu = 0,33$ [–]

Hustota: $\rho = 2760$ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

7.5.2 Model geometrie

Pro potřeby modální analýzy jsou, kromě modelu celého kompresorového kola (známý z předchozích kapitol), potřeba ještě další modely. Jsou to: model lopatky, model mezilopatky a model samostatného disku.

Tyto modely byly získány úpravou původního CAD modelu kompresorového kola (tedy pomocí Pro/E) a následným převedením do ANSYSu obdobně, jako v předchozích případech. Volná síť je pro potřeby modální analýzy dostačující. Pro dynamické analýzy se obecně používají hrubé sítě s většími prvky, velikost prvku by navíc měla být v celém modelu konstantní. Některé tvarově složité části modelu, jakými jsou například rádiusy, se mohou zanedbat.



Obr. 24: Další použité konečnoprvkové modely geometrie.

7.5.3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky pro lopatku a mezilopatku jsou velmi jednoduché, jedná se pouze o vetknutí (čili odebrání všech stupňů volnosti) v místě, kde modely přecházejí do nosného disku.

V případě nosného disku a olopatkovaného kola jsou OP složitější. Jelikož se jedná o rotačně periodickou strukturu, je využita cyklický symetrie popsaná výše. Dále je nutno předepsat jednomu z uzlů neležícímu na rovině řezu, tedy v „couplingu setu“ (vybrán uzel na zadním ploše kola), nulové posuvy v axiálním směru a nulové natočení kolem osy kompresorového kola.

7.5.4 Nastavení řešiče

Po nastavení typu analýzy na modální vybereme typ použitého řešiče, počet a rozsah frekvencí, které chceme znát. Výpočet se ukončí, pokud je dosaženo frekvence 30 kHz nebo padesáté vlastní frekvence.

Použitá metoda: Block Lanczos

Rozsah počítaných frekvencí: 0 – 30 [kHz]

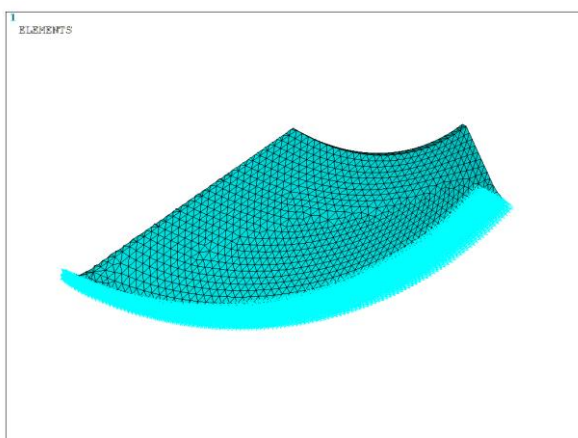
Počet vlastních tvarů: 50 [-]

Pokud je potřeba stanovit vlastní frekvence s vlivem od rotace, tzn. při nenulových otáčkách ($61\,000\text{ ot.min}^{-1}$), je nutné před samotnou modální analýzou provést analýzu statickou, následně ji převést na modální. V nastavení řešiče aktivovat tzv. „prestress effects“, tedy uvažovat během výpočtu napjatost vzniklou od rotace.

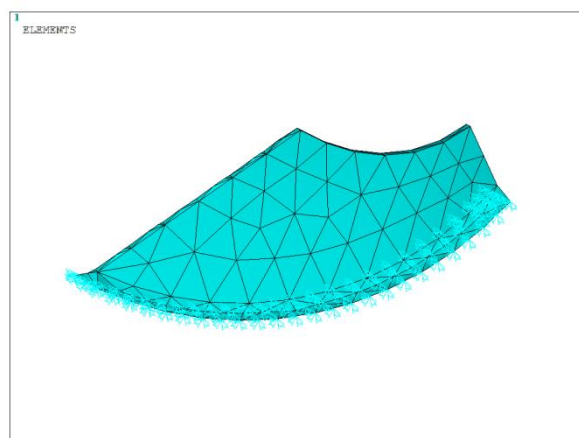
7.5.5 Modální analýza lopatky a mezilopatky

Samotná lopatka je těleso vytvořené obecnými plochami a společně s mezilopatkou tvoří lopatkový kanál (lopatkovou mříž). K nosnému disku je připojen po celé spodní ploše a přechod je řešen radiusem.

Z cvičných důvodů jsou pro potřeby modální analýzy lopatky a mezilopatky vytvořeny dva výpočtové modely s různými velikostmi prvků. První z nich má velikost 1,5 mm a při pohledu na obr. 25 je zřejmé, že se jedná o jemnou síť. Druhý výpočtový model je tvořen prvky o velikosti 5 mm.



a) velikost elementu 1 mm



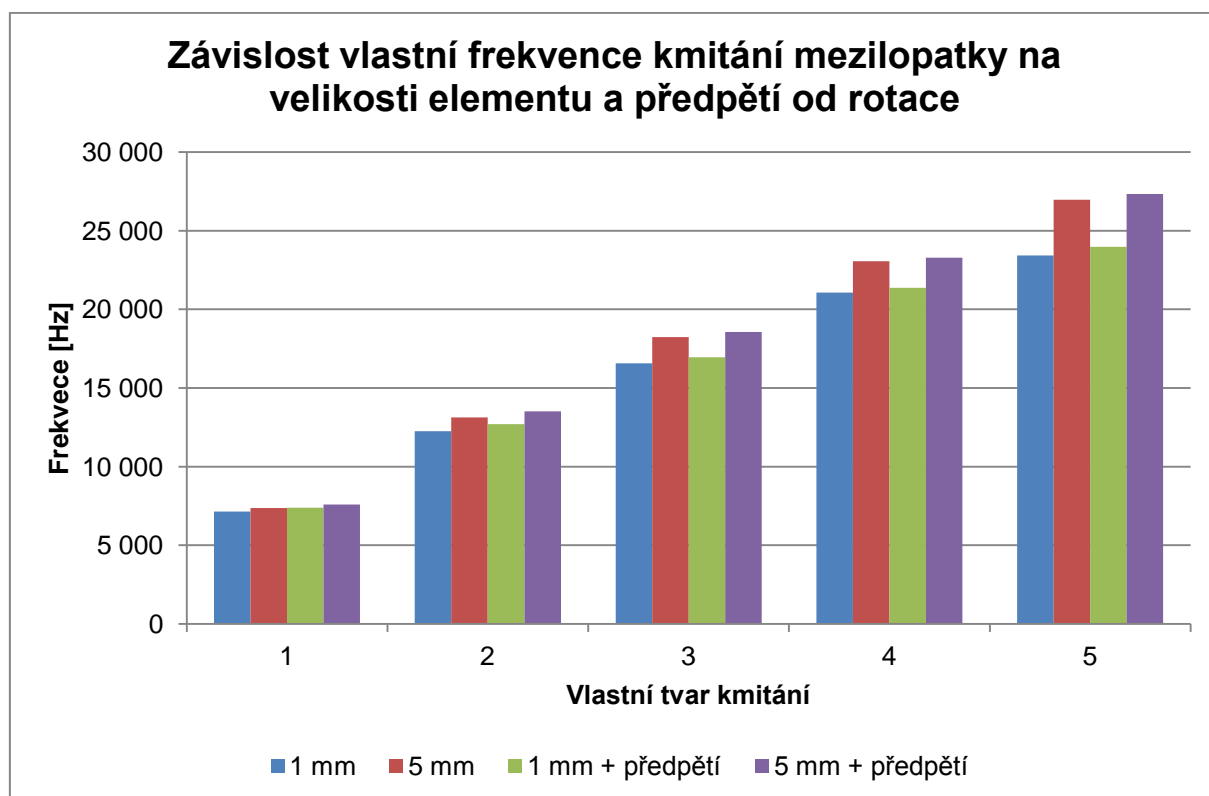
b) velikost elementu 5 mm

Obr. 25: Dvě varianty volné sítě na mezilopatce s okrajovými podmínkami (ALLDOF=0).

Vlastní tvar kmitání	Vlastní frekvence [Hz]			
	Bez vlivu předpětí		S vlivem předpětím	
	Velikost elementu			
	1,5 mm	5 mm	1,5 mm	5 mm
1	7 161,6	7 371	7 442,8	7 598
2	12 302	13 127	12 826	13 514
3	16 644	18 226	17 088	18 553
4	21 203	23 066	21 530	23 290
5	23 589	26 973	24 208	27 338
Počet uzlů	16 775	981	27 343	981

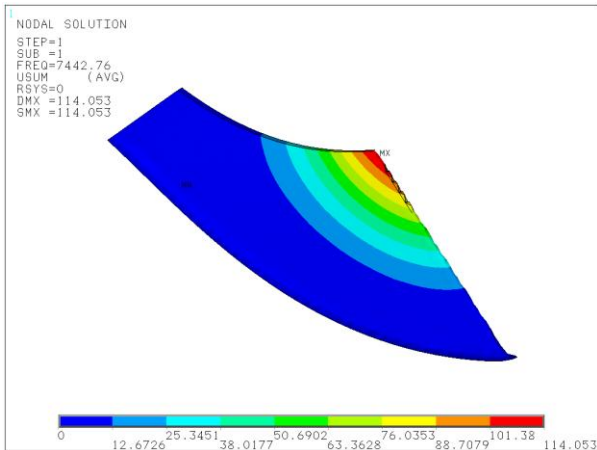
Tab. 9: Vlastní frekvence mezilopatky.

Z tab. 9 je vidět, že se zvyšující se velikostí elementu, se hodnota vlastní frekvence snižuje. Dále je pozorovatelný rozdíl vlastních frekvencí při zahrnutí předpětí způsobeného otáčkami kola a bez něj. Pokud je výpočet proveden s ohledem na předpětí, hodnoty vlastních frekvencí jsou vyšší, než frekvence odpovídajících si tvarů kmitání bez předpětí. Vliv velikosti prvků na hodnotu vlastní frekvence je vyšší, než vliv předpětí jak je vidět na grafu 3. Po dosažení vypočítaných vlastních frekvencí do rovnice (17) je možné sestavit Campbellův diagram pro lopatku (viz. příloha č. 1).

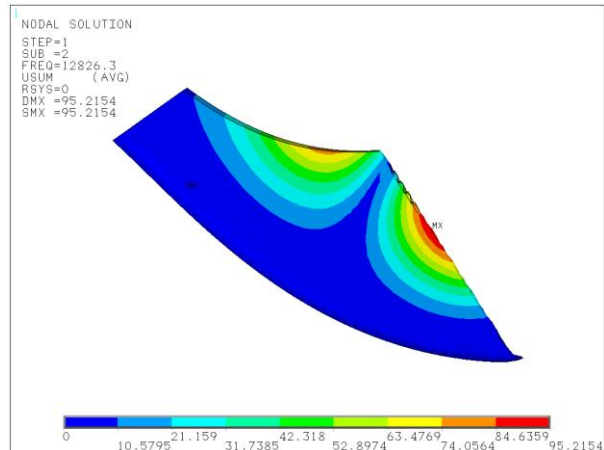


Graf 3: Porovnání výsledků pro různé velikosti prvků.

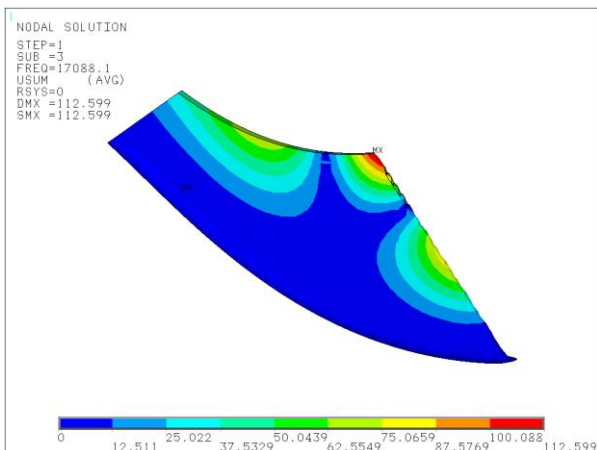
Na následujících obr. 26 a)-f) je vidět prvních šest vlastních tvarů kmitání mezilopatky (jejich celkové výchylky).



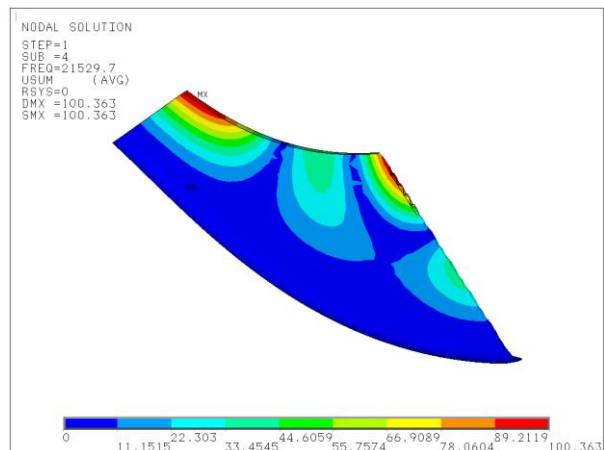
a) 1. vlastní tvar (7 442,8 Hz)



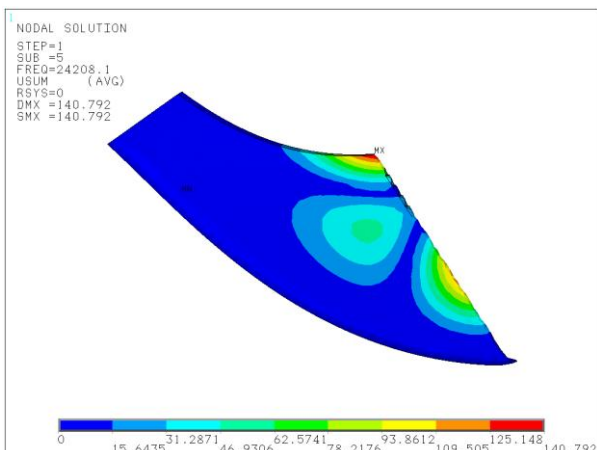
b) 2. vlastní tvar (12 826 Hz)



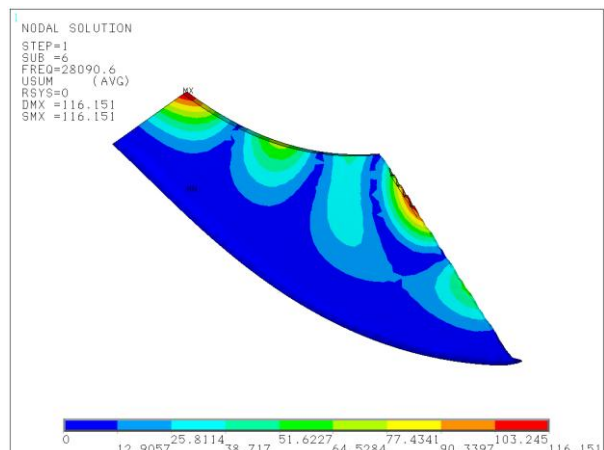
c) 3. vlastní tvar (17 088 Hz)



d) 4. vlastní tvar (21 530 Hz)



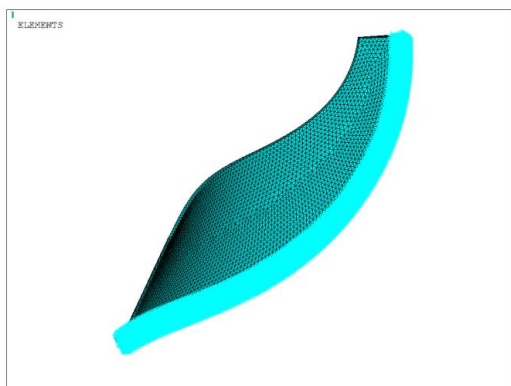
e) 5. vlastní tvar (24 208 Hz)



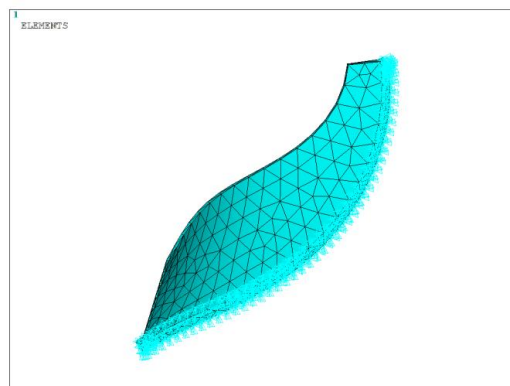
f) 6. vlastní tvar (28 091 Hz)

Obr. 26: Vlastní tvary a frekvence kmitání mezilopatky při 61 000 ot.min⁻¹.

Další část této kapitoly je zaměřena na lopatku. Stejně jako mezilopatka je lopatka tvořena obecnými plochami a k nosnému disku je připojena spodní hranou s přechodovým radiusem.



a) velikost elementu 1,5 mm



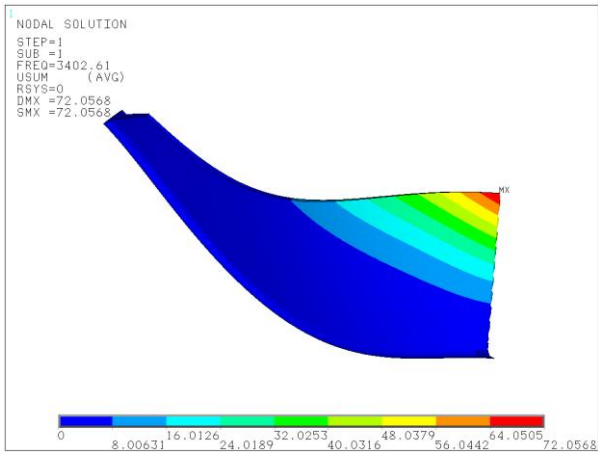
b) velikost elementu 5 mm

Obr. 27: Dvě varianty volné sítě na lopatce s okrajovými podmínkami (ALLDOF=0).

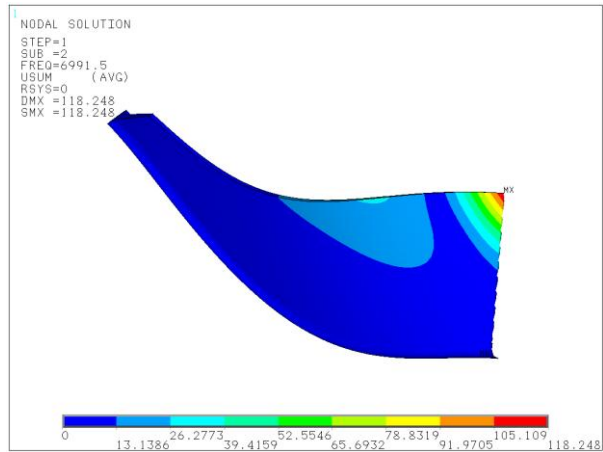
Vlastní tvar kmitání	Vlastní frekvence [Hz]			
	Bez vlivu předpětí		S vlivem předpětím	
	Velikost elementu			
	1,5 mm	5 mm	1,5 mm	5 mm
1	3 057,8	3 086	3 402,6	3 470
2	6 743,9	6 886	6 991,5	7 121
3	8 655,3	8 970	8 975,6	9 259
4	10 201	10 489	10 409	10 714
5	11 887	12 409	12 003	12 522
6	14 536	15 556	14 552	15 589
7	16 851	17 955	17 272	18 281
8	17 854	19 105	17 981	19 216
9	18 392	19 741	18 885	20 226
10	21 022	23 257	21 032	23 323
11	22 396	23 409	22 642	23 600
12	24 494	28 028	24 490	28 050
13	26 409	28 193	26 621	28 368
Počet uzlů	57 482	2 252	57 482	2 252

Tab. 10: Vlastní frekvence lopatky.

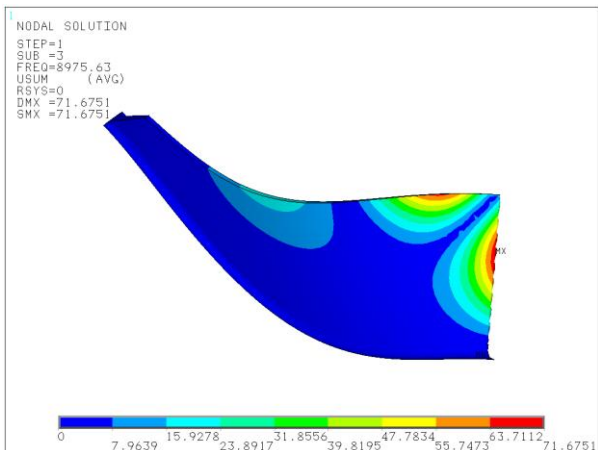
Studiem tab. 9 lze dospět k podobnému závěru, jako v případě mezilopatky. Tedy že se vzrůstající velikostí elementů roste hodnota vlastní frekvence, a dále při uvážení předpětí je vlastní frekvence opět vyšší, než bez něj. Prvních šest vlastních tvarů kmitání je pro představu vykresleno na obr. 28 a)-f). Každá vlastní frekvence se na kmitání lopatky projeví kmitáním části (nebo částí) lopatky ve tvaru půlprstence. Campbellův diagram pro lopatku je uveden v přílohách (příloha č. 2).



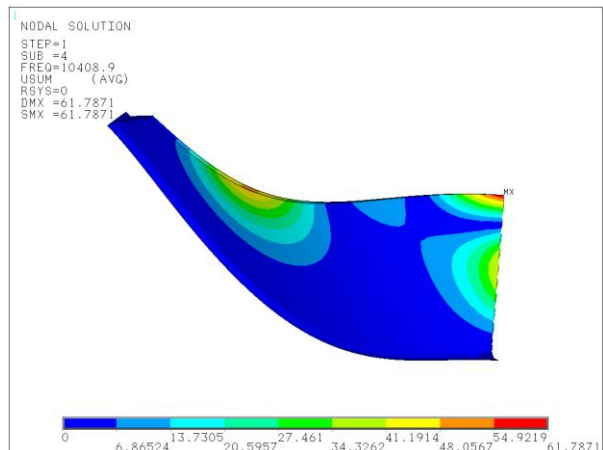
a) 1. vlastní tvar (3 402 Hz)



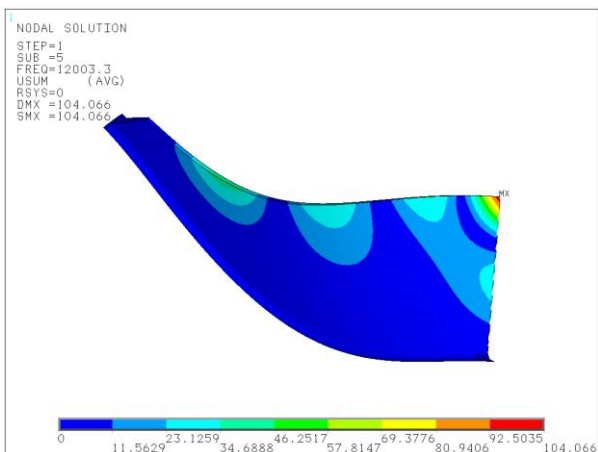
b) 2. vlastní tvar (6 991,5 Hz)



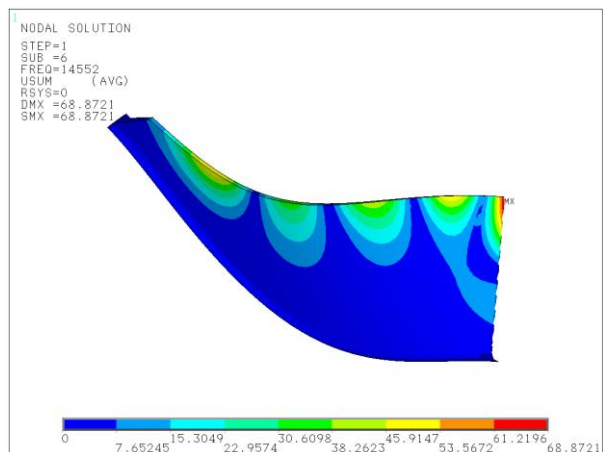
c) 3. vlastní tvar (8 975,6 Hz)



d) 4. vlastní tvar (10 409 Hz)



e) 5. vlastní tvar (12 003 Hz)

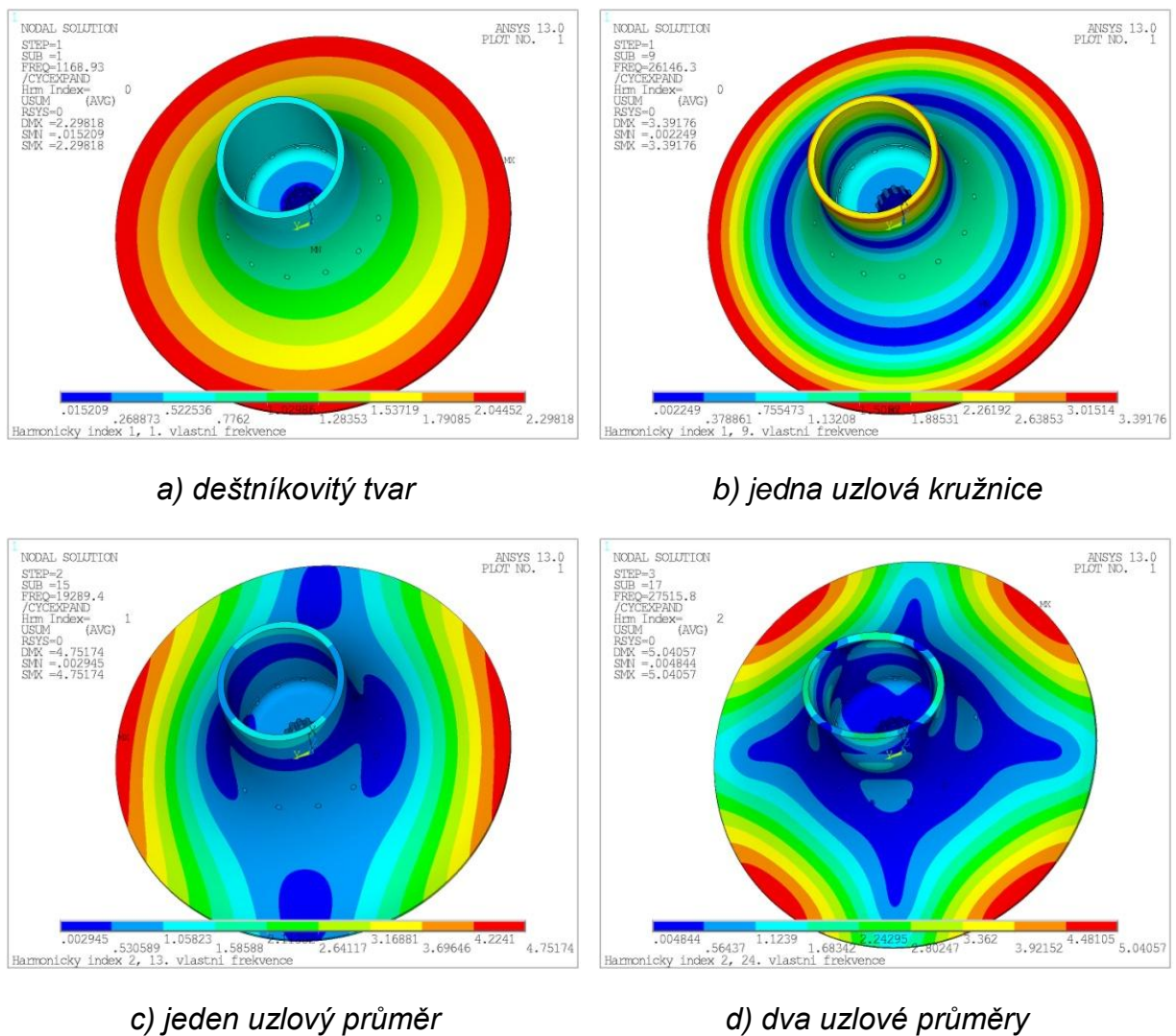


f) 6. vlastní tvar (14 552 Hz)

Obr. 28: Vlastní tvary a frekvence kmitání lopatky při 61 000 ot.min⁻¹.

7.5.6 Modální analýza nosného disku

Pro modální analýzu nosného disku se použije upravený model geometrie, viz. obr. 24a, kapitola 7.5.2. Jelikož se jedná o rotačně periodickou strukturu, je využit „cyclic sector“, který výrazným způsobem zkrátí čas potřebný pro výpočet (ve srovnání s modelem celého nosného disku). Díky cyklickému sektoru je možné přehledně vykreslit všechny tvary kmitů (pro celý disk). Při této analýze byla použita stejná velikost prvku, jako u dvou předcházejících úloh, tedy 1,5 mm. V následující tabulce je přehled vypočtených vlastních frekvencí pro první 4 harmonické indexy. Campbellův diagram nosného disku je uveden v příloha č. 3.



Obr. 29: Vybrané tvary kmitání nosného disku.

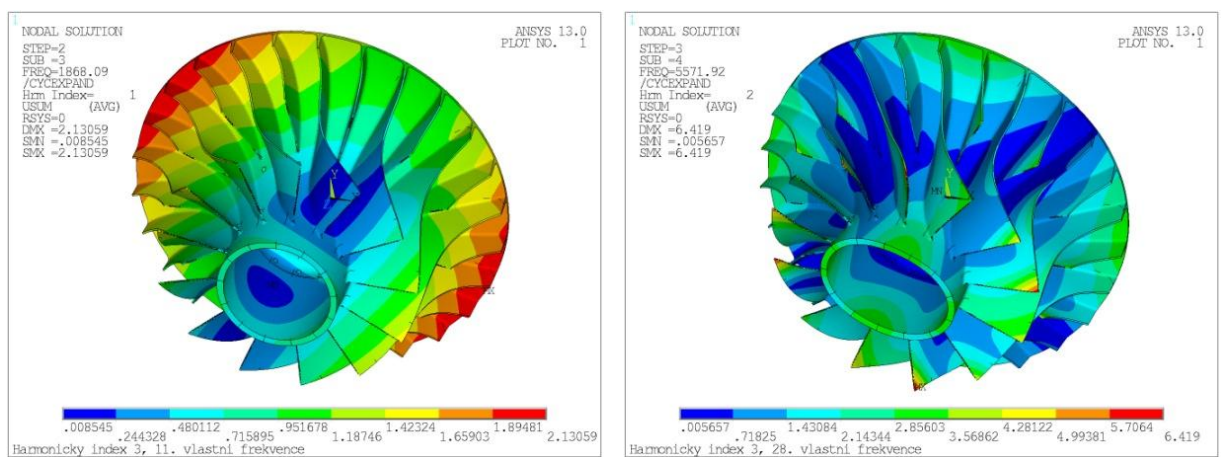
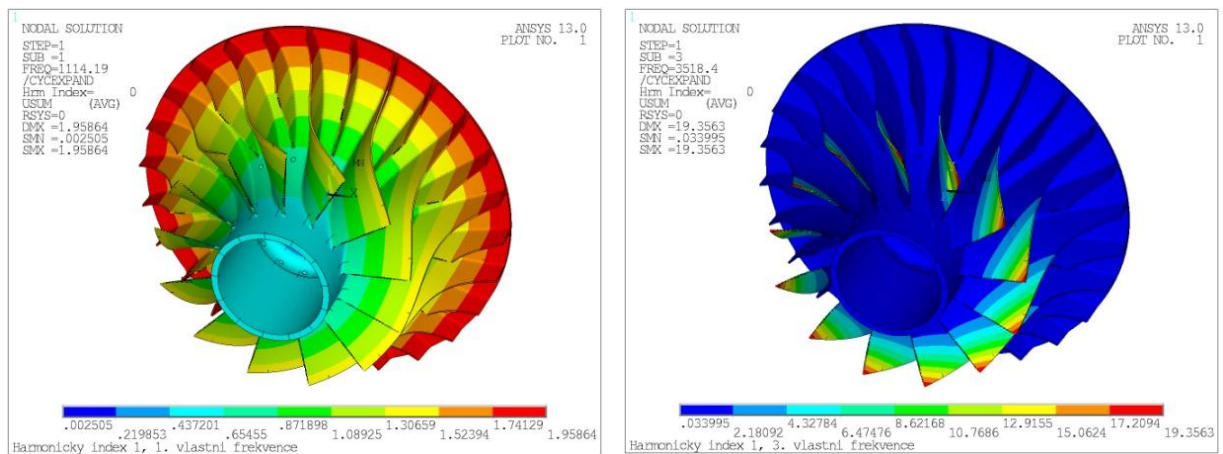
vlastní frekvence nosného disku					
nulové otáčky (0 ot.min ⁻¹)			odstředující otáčky (61 000 ot.min ⁻¹)		
vlastní frekvence č.	frekvence [Hz]	harmonický index č.	vlastní frekvence č.	frekvence [Hz]	harmonický index č.
1	577,7	0	1	1 168,9	0
2	2 900		2	2 906,4	
3	6 192		3	6 483,7	
4	13 741		4	13 982	
5	14 480		5	15 609	
6	14 578		6	15 648	
7	17 186		7	17 217	
8	22 870		8	23 126	
9	26 099		9	26 146	
10	26 361		10	26 388	
11	29 521		11	29 542	
1	442,5	1	1	792,2	1
2	2 349,1		2	2 424,3	
3	6 601,5		3	6 920,6	
4	12 910		4	12 993	
5	13 131		5	14 219	
6	15 972		6	17 137	
7	17 707		7	17 949	
8	19 233		8	19 289	
9	23 471		9	23 499	
10	27 817		10	28 029	
1	5 092,6	2	1	5 359,9	2
2	6 977,9		2	7 188,5	
3	10 740		3	10 990	
4	11 873		4	12 916	
5	16 377		5	16 453	
6	17 554		6	18 750	
7	19 582		7	19 774	
8	22 514		8	22 679	
9	27 455		9	27 516	
1	5 928	3	1	6 331,3	3
2	10 019		2	10 349	
3	10 730		3	11 718	
4	13 617		4	13 949	
5	18 957		5	19 131	
6	19 241		6	20 464	
7	24 947		7	25 259	
8	28 438		8	29 093	

Tab. 11: Vlastní frekvence nosného disku v závislosti na harmonických indexech.

7.5.7 Modální analýza kompresorového kola

Při modální analýze kompresorového kola je použit stejný model, jako při statické pevnostní analýze, pouze s upravenými okrajovými podmínkami. Také je aplikován cyklický sektor. Dá se předpokládat, že tato analýza bude vyžadovat velké množství výpočetního času, jelikož její výpočtový model je tvořen velkým množstvím konečnoprvkových elementů. Velikost prvku je opět stejná jako v předchozích případech, tedy 1,5 mm.

V tab. 12 je přehled vlastních frekvencí kompresorového kola pro první 3 harmonické indexy, kompletní Campbellovy diagramy pro první dva HI jsou uvedeny v příloha č. 4.



Obr. 30: Vybrané tvary kmitání olopatkovaného kola.

vlastní frekvence kompresorového kola					
nulové otáčky (0 ot.min ⁻¹)			odstředující otáčky (61 000 ot.min ⁻¹)		
vlastní frek. č.	frekvence [Hz]	harmonický index č.	vlastní frek. č.	frekvence [Hz]	harmonický index č.
1	456,9	0	1	1114,2	0
2	2175,6		2	2179,1	
3	3086,6		3	3518,4	
4	6565,8		4	6820,2	
5	6835		5	7140,5	
6	8649,5		6	8967	
7	9444,9		7	9655,3	
8	10539		8	10684	
9	10875		9	11199	
10	11336		10	11655	
11	12785		11	13106	
12	14070		12	14389	
13	15290		13	15445	
14	15822		14	16119	
15	17510		15	17871	
16	18217		16	18492	
17	18628		17	19155	
18	19029		18	19233	
19	19557		19	19829	
20	21050		20	21321	
21	21882		21	22049	
22	22794		22	22970	
23	22894		23	23076	
24	23211		24	23707	
25	24468		25	24852	
26	25265		26	25393	
27	25947		27	26070	
28	26551		28	26669	
29	26743		29	27185	
30	28230		30	28295	
1	360,98	1	1	724,02	1
2	1764,2		2	1868,1	
3	3076,9		3	3517,7	
4	6569,8		4	6818,9	
5	6757,7		5	7068,6	
6	8625,2		6	8878,9	
7	9369,8		7	9687,9	
8	10783		8	11022	

9	11196		9	11548	
10	12263		10	12435	
11	13030		11	13327	
12	13966		12	14303	
13	15228		13	15355	
14	15713		14	15899	
15	16993		15	17324	
16	17678		16	17954	
17	18259		17	18651	
18	18609		18	19016	
19	19659		19	19849	
20	20590		20	20900	
21	21092		21	21277	
22	22166		22	22292	
23	22873		23	23038	
24	23236		24	23822	
25	24502		25	24877	
1	3029,1		1	3465,5	
2	5371,7		2	5571,9	
3	6492,2		3	6738,2	
4	6774,6		4	7082	
5	8597,4		5	8773	
6	9014,6		6	9433,6	
7	10631		7	10764	
8	11111		8	11517	
9	11656		9	11852	
10	12829		10	13143	
11	14091		11	14393	
12	15452	2	12	15671	2
13	15930		13	16042	
14	16526		14	16797	
15	16798		15	17114	
16	17701		16	17960	
17	18337		17	18919	
18	19240		18	19542	
19	20377		19	20684	
20	21463		20	21681	
21	22308		21	22449	
22	22853		22	22999	
23	23175		23	23625	
24	24607		24	25115	

Tab. 12: Vlastní frekvence lopatkového kola v závislosti na harmonických indexech.

7.6 Výsledky a jejich vyhodnocení

Jak bylo uvedeno na začátku kapitoly, výstupem z modální analýzy je Campbellův diagram pro lopatku, mezilopatku, nosný disk a olopatkované kolo. Pomocí nich lze určit kritické otáčky, kterým je nutné se při rozjíždění a provozu stroje vyhnout (popřípadě je rychle překonat).

Z Campbellova diagramu pro lopatku i mezilopatku jednoznačně vyplývá, že při uvážení náběhových přímek, které jsou jednonásobkem, čtyřnásobkem, šestnásobkem i dvacetijednásobkem otáčkové frekvence, se kritické otáčky provozním otáčkám vyhnou (jsou mimo zobrazovanou oblast grafu). Při najíždění tryskového motoru na provozní otáčky tak nedojde k rezonančnímu stavu při volnoběžných a provozních otáčkách, a tím k výraznému zakmitnutí lopatky nebo mezilopatky. Lze tedy konstatovat, že lopatka i mezilopatka kompresorového kola je navržena z hlediska dynamiky správně.

Obdobná situace nastává u nosného disku i olopatkovaného kola. U těch je navíc použito cyklické symetrie (jelikož se jedná o rotačně periodickou strukturu), a tak je do výpočtu zařazeno více harmonických indexů, konkrétně čtyři (nultý až třetí) a pro každý z nich existuje vlastní Campbellův diagram. Pokud vyneseme náběhové přímky (stejně jako v předchozím případě) zjistíme, že všechny kritické otáčky leží mimo provozní otáčky a to tak, že je při náběhu stroje není nutné překonat (leží tedy za provozními otáčkami). Nedojde tedy k výraznějšímu zakmitnutí disku.

Campbellovy diagramy jsou pro olopatkované kompresorové kolo tvořeny vlastními frekvencemi lopatky, mezilopatkami, nosným diskem a jejich kombinacemi. Předcházející tabulky a digramy výpočtáři umožní přiřadit konkrétním vlastním frekvencím jejich původ. Všechny kritické otáčky leží mimo pracovní oblast. Kompresorové kolo nebude při najíždění ani při provozu v rezonanci.

Poznámka: Campbellovy diagramy pro lopatku, mezilopatku a první dva harmonické indexy lopatkového kola lze nalézt v přílohách, všechny další jsou potom umístěny na přiloženém DVD mediu. Na stejném místě lze nalézt i obrázky vlastních tvarů kmitání, kdy u nosného disku a olopatkovaného kompresorového kola lze vidět uzlové přímky, uzlové průměry a další zajímavé tvary kmitání.

8. TERMÁLNÍ ANALÝZA

Vedle napětově-deformační analýzy je právě analýza vedení tepla patrně druhým nejrozšířenějším typem úlohy v oblasti inženýrských výpočtů, využívajících MKP. Oba typy úloh jsou navíc velmi často spojeny vzájemnou návazností při analýze teplotní napjatosti, kdy je třeba nejprve určit teplotní pole na dané oblasti a poté odpovídající napjatost, vzniklou nerovnoměrnými teplotními dilatacemi. Jedná se o typickou úlohu při posuzování energetických zařízení a s výhodou se zde používá též sítě konečných prvků pro řešení obou navazujících problémů. Hovoříme pak o „slabě sdružené“ tepelně-deformační úloze, kdy teplotní pole ovlivňuje deformaci a napjatost, nikoli naopak.

Pokud se uvažuje ovlivnění v obou směrech, například při simulaci tvářecích procesů (kde se významná část deformační práce mění v teplo), jedná se o „plně sdružený“ tepelně-deformační problém [10].

8.1 Teplotní pole

Teplotním pole je definováno jako prostor, v jehož každém místě je specifikována zcela určitá termodynamická teplota, za stacionárních podmínek konstantní (v tom kterém bodě), za nestacionárních podmínek časově proměnná. Teplotní pole je polem skalárním. Termodynamickou teplotou T se rozumí teplota, určovaná podle zákonů termodynamiky a lze ji volit za míru kinetické energie pohybujících se molekul.

Jouleovy ztráty způsobují v tepelně vodivém kontinuu vznik nestacionárního teplotního pole $T(r,t)$ popsaného rovnicí, která je odvozena z prvního zákona termodynamiky. Vztah mezi teplotou a měrným tepelným tokem je dán rovnicí vedení tepla:

$$q = -\lambda \operatorname{grad} T, \quad (21)$$

tepelný tok je tedy úměrný gradientu teplotního pole, záporné znaménko vyjadřuje orientaci toku energie ve směru poklesu teploty. Zapsáno pomocí diferenciální rovnice:

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (22)$$

Rovnici pro stacionární, tedy časově neproměnné vedení tepla, získáme vypuštěním pravé strany z rovnice (22), potom tedy platí že

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q = 0. \quad (23)$$

Jednotlivé veličiny a jejich fyzikální rozměr jsou uvedeny v následujícím přehledu:

T	[K]	teplota, T_o je teplota okolí vyšetřovaného tělesa,
q	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok,
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla,
t	[s]	čas,
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	tepelná vodivost,
c	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	tepelná kapacita,
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota materiálu,
Q	$[W \cdot m^{-3}]$	měrný tepelný výkon.

8.2 Teplotní napjatost

Řada strojních součástí (energetika, tvářecí stroje, motory) pracuje za vysokých teplot s nerovnoměrným a časově neustáleným teplotním polem. Díky tomu dochází k teplotní dilataci materiálu, proto je tenzor přetvoření nutno rozdělit na dvě složky,

$$\varepsilon = \varepsilon_{\sigma} + \varepsilon_T. \quad (24)$$

První z nich je vyvolána mechanickým zatížením (napětím), platí tedy:

$$\varepsilon_{\sigma} = \mathbf{D}^{-1} \boldsymbol{\sigma}. \quad (25)$$

Druhá složka je vyvolána teplotní roztažností materiálu:

$$\varepsilon_T = \boldsymbol{\alpha} \Delta T. \quad (26)$$

Rovnoměrné ohřátí homogenního izotropního materiálu, při kterém není zabráněno volné dilataci, nevyvolá v tělese žádnou napjatost. Nerovnoměrné teplotní pole a/nebo omezení volné dilatace okolím však může vyvolat napjatost, převyšující úroveň ostatních zatěžujících vlivů [6].

8.3 Přenos tepla konvekcí

Jedná se o jeden z mechanismů přenosu tepla, kdy dalšími mechanismy jsou: záření a vedení tepla. V tomto případě je povrch tělesa ve styku s okolím o dané teplotě a daném součiniteli přestupu tepla. Konvekce je kombinovaný přenosový mechanismus, skládající se z difuze a advekce, a lze jej rozdělit na konvekci nucenou a přirozenou. Nucená konvekce se dále dělí na:

Nucená konvekce při vnějším proudění

Těleso je z vnějšku obtékáno tekutinou, typickým příkladem je turbínová lopatka obtékána parou nebo spaliny, automobil obtékáný při jízdě vzduchem. Nucenou konvekci budeme uvažovat při aplikaci okrajových podmínek na vnější plochy kompresorového kola, které jsou obtékány vzduchem, jehož teplota a rychlost roste s velikostí stlačení směrem k výstupu z kola.

Pro nucenou konvekci vnějším obtékáním profilu, je typický vznik mezní vrstvi na obtékaném povrchu. Vznik mezní vrstvy není ale během výpočtů v programu ANSYS simulován.

Nucená konvekce při vnitřním proudění

Těleso je zevnitř obtékanou tekutinou. Mezi vnitřní proudění můžeme tedy zařadit například proudění v trubkách, kanálech nebo třeba ve válci spalovacího motoru a obecně potom proudění tekutiny v uzavřeném profilu. Při vnitřním proudění nedochází ke vzniku mezní vrstvy.

8.4 Stacionární a nestacionární analýza kompresorového kola

V této kapitole bude provedeno několik teplotních analýz kompresorového kola. Jako první bude provedena teplotní analýza za uvážení stacionárního teplotního pole, dále potom dvě analýzy nestacionární, z nichž u každé bude použit jiný typ prvku. Tyto úlohy budou zároveň sloužit jako slabě sdružené, teplotně-napjatostní úlohy. Dojde také k posouzení výsledků obdržených oběma přístupy.

8.4.1 Model materiálu

Modely materiálů (používané při teplotních analýzách), jsou odlišné od předchozích analýz, jelikož některé z materiálových charakteristik jsou funkcí teploty. Jedná se o Youngův modul pružnosti v tahu, součinitel tepelné roztažnosti a tepelnou vodivost. Konkrétní hodnoty jsou uvedené v tab. 13. Model materiálu je pro stacionární i nestacionární teplotní úlohu stejný.

teplota: T [$^{\circ}\text{C}$]	20	100	200	300
modul pružnosti v tahu: E [GPa]	71	70	64	51
součinitel tepelné roztažnosti: β [$\cdot 10^{-6}$]	19	19,6	22,4	23,9
tepelná vodivost: λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	142	146	151	159

Tab. 13: Použité materiálové charakteristiky v závislosti na teplotě.

Další materiálové charakteristiky, jakými jsou hustota a Poissonův poměr, zůstávají neměnné, nejsou funkcí teploty:

Poissonův poměr: $\mu = 0,33$ [-]

Hustota: $\rho = 2760$ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].

Referenční teplota materiálu, ke které jsou během výpočtu vztahovány materiálové vlastnosti, závislé na teplotě: 20 [$^{\circ}\text{C}$].

8.4.2 Model geometrie

Pro teplotní analýzu je použit stejný model geometrie (CAD), jako u statické pevnostní analýzy (kapitola 5) s tím rozdílem, že místo prvků SOLID92 a SHELL93 se použijí prvky schopné popsat skalární teplotní pole. V tomto případě jsou to prvky SOLID87 a SURF152 s jedním stupněm volnosti (teplotou) v každém uzlu.

Postup při tvorbě konečnoprvkové sítě je rovněž obdobný, jako v kapitole 5, ovšem na rozdíl od ní jsou plošnými prvky SURF152 pokryty všechny vnější plochy

modelu, vyjma rovin řezu, které jsou stejně jako dříve vzájemně svázány (jejich posuvy) v „coupled setu“. Na tyto prvky se následně aplikují okrajové podmínky.

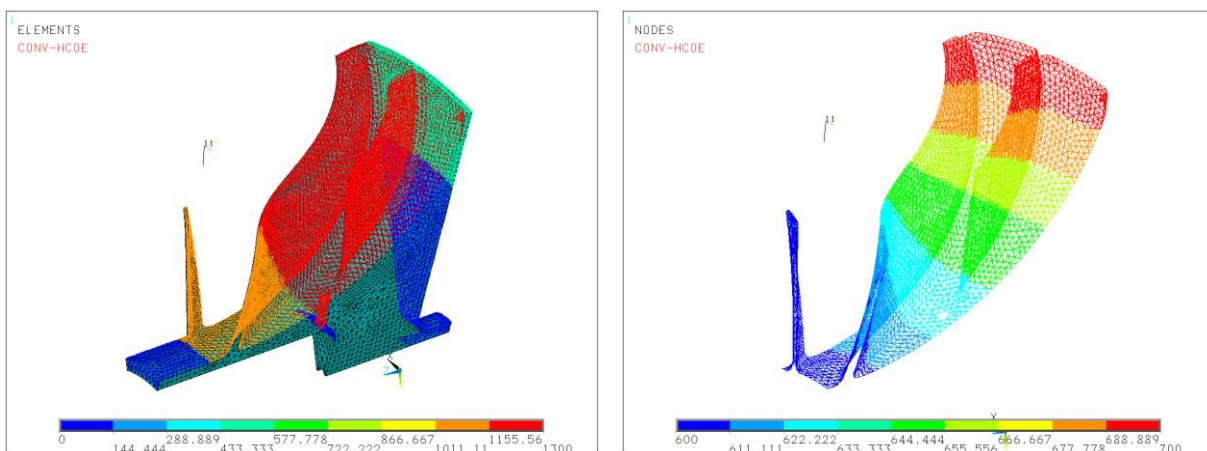
Namapování plošného prvku SURF152 po plochách 3D modelu je provedeno zejména z důvodu proměnných hodnot teploty a koeficientu přestupu tepla v průtočných částech kola (kanálky mezi lopatkami), které jsou tvořeny obecnými plochami a nejdou tak jednoduše rozdělit na potřebné úseky. Tento model geometrie je použit pro stacionární i nestacionární teplotní úlohu.

Dále je potřeba nastavit některé vlastnosti prvku SURF152 přímo v "element type options" v preprocessoru programu ANSYS:

- axis of symmetry (K3) - global cartesian Z (Osa „z“ je osou symetrie)
- midside nodes (K4) - Include
- heat flux and convect loads (K8) - Hf at (TS-Tb)

8.4.3 Okrajové podmínky

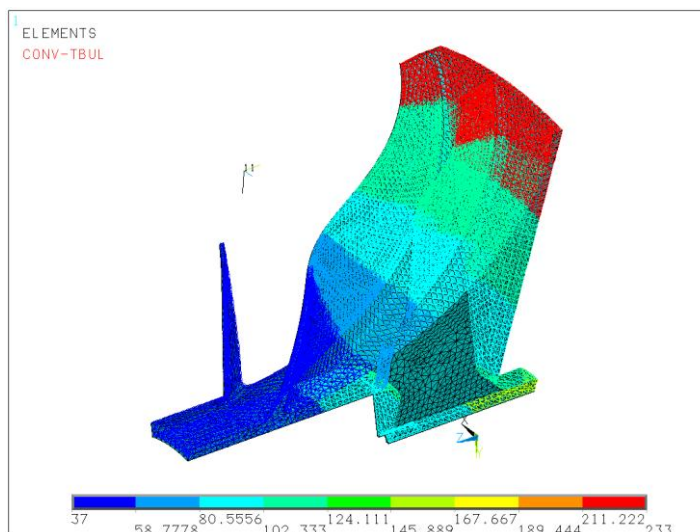
Okrajovými podmínkami jsou v tomto případě teploty a součinitele přestupu tepla předepsané na plochy, pokryté sítí z prvku SURF152. Přitom na plochy, které nejsou obtékány plynným médiem, se předepisuje pouze teplota. Hodnoty, použité pro zadání okrajových podmínek, byly dodány z PBS VB a.s. a jsou po plochách proměnné tak, jak uvedeno na obr. 31 a obr. 32. Při výpočtu stacionárního teplotního pole postačí pouze jeden zátěžný krok s aplikovanými okrajovými podmínkami.



a) kompresorové kolo

b) lopatkový kanál

Obr. 31: Okrajové podmínky – součinitel přestupu tepla α [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$].



Obr. 32: Okrajové podmínky – teplota T [°C].

Po vyřešení teplotní úlohy je analýza navíc převedena na statickou pevnostní úlohu, kde je potřeba aplikovat další, tentokrát strukturální okrajové podmínky. Ty jsou stejné jako v kapitole 5, tedy úhlová rychlost kolem osy „z“. Dále je libovolnému jednomu z uzlů modelu zabráněno v axiálním posuvu a natočení kolem osy disku (tento uzel ale nesmí ležet v „couplingu setu“) a konečně „couplingu set“, aplikovaný na rovinách řezu. Jako poslední OP jsou načteny výsledky termální analýzy z výsledkového souboru „*.rth“, které obsahují informace o teplotě a posuvech každého uzlu.

V dalších odstavcích budou podrobně popsány rozdíly mezi okrajovými podmínkami pro úlohu se stacionárním a nestacionárním teplotním polem.

Stacionární teplotní pole a jeho okrajové podmínky

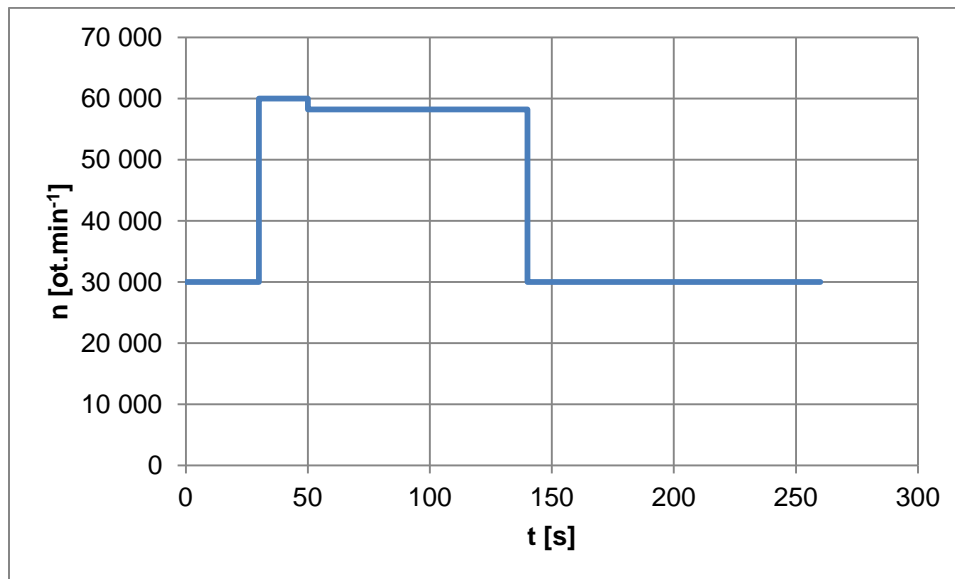
Výpočet stacionárního teplotního pole je časově invariantní (není funkcí času), a okrajové podmínky se tak zadávají pouze v jednom jediném „loadstepu“ dle předchozího odstavce.

Nestacionární teplotní pole a jeho okrajové podmínky

Pro výpočet nestacionárního teplotního pole byl definován fiktivní zátěžný cyklus malého proudového motoru. Fiktivní zátěžný cyklus se skládá ze čtyř kroků, jejichž parametry jsou detailněji popsány v tab. 14 a tab. 15.

zátěžný stav č.	otáčky [ot.min ⁻¹]	úhlová frekvence [rad ⁻¹]	frekvence [Hz]	délka části cyklu [s]
1	30 000	3141,6	500	30
2	60 000	6283,2	1000	20
3	58 200	6094,7	970	90
4	30 000	3141,6	500	120

Tab. 14: Fiktivní zátěžný cyklus.

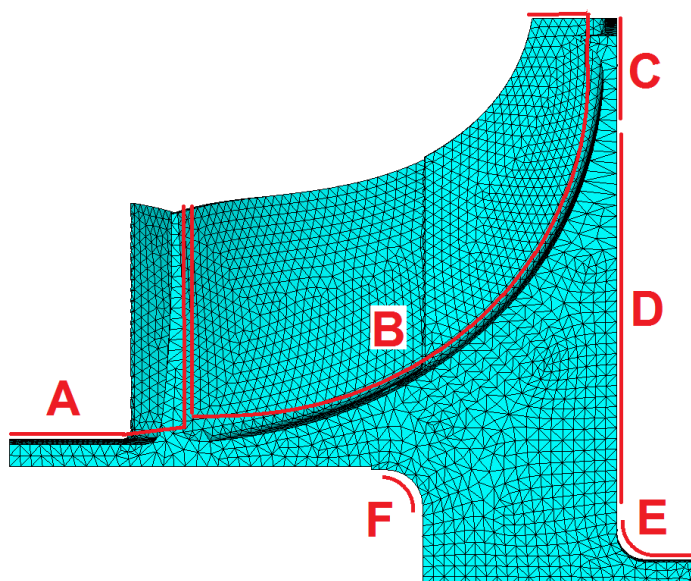


Graf 4: Fiktivní zátěžný cyklus.

Každý tento krok má rozdílné hodnoty teplot a koeficientů přestupu tepla předepsaných na povrchu modelu. Kromě toho má i různé otáčky. Pro názornost jsou na oběžném kole vyznačeny oblasti (obr. 33) a pro ně definovány okrajové podmínky dle následující tab. 15 (v modelu jsou podoblasti pro aplikaci okrajových podmínek na části „B“ vybírány po daleko menších úsecích, než je znázorněno na obr. 33).

Okrajové podmínky		Oblast					
Zátěžný stav	Veličina	A	B	C	D	E	F
volnoběh 0÷30 s n = 30 000 ot·min ⁻¹	T [°C]	21	38-152	80	92-52	52	58
	α[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	45	600-700	45	45	2580	25
max. provoz 30÷50 s n = 60 000 ot·min ⁻¹	T [°C]	18	48-240	156	183-103	103	115
	α[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	85	1150-1350	85	85	5150	55
provozní 50÷140 s n = 58 200 ot·min ⁻¹	T [°C]	15	46-233	151	177-100	100	112
	α[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	80	1100-1300	80	80	5000	50
volnoběh 140÷260 s n = 30 000 ot·min ⁻¹	T [°C]	21	38-152	80	92-52	52	58
	α[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	45	600-700	45	45	2580	25

Tab. 15: Okrajové podmínky pro nestacionární teplotní pole.



Obr. 33: Oblasti pro aplikaci rozdílných okrajových podmínek pro výpočet nestacionárního teplotního pole.

8.4.4 Nastavení řešice

Stacionární teplotní úloha

Typ analýzy: Steady-State

Použitá metoda: Newton-Raphson

V případě stacionární teplotní analýzy se řešiči ponechává výchozí nastavení.

Nestacionární teplotní úloha

Použitá metoda: Newton-Raphson

Počet „loadstepů“: 5 (dle podkapitoly 8.4.3)

loadstep	doba trvání	velikost čas. kroku	minimální časový krok	maximální časový krok
[-]	[s]			
1	0,001	-	-	-
2	30	0,01	0,01	4
3	20	0,01	0,01	4
4	90	0,01	0,01	6
5	120	0,01	0,01	10

Tab. 16: Nastavení časových kroků.

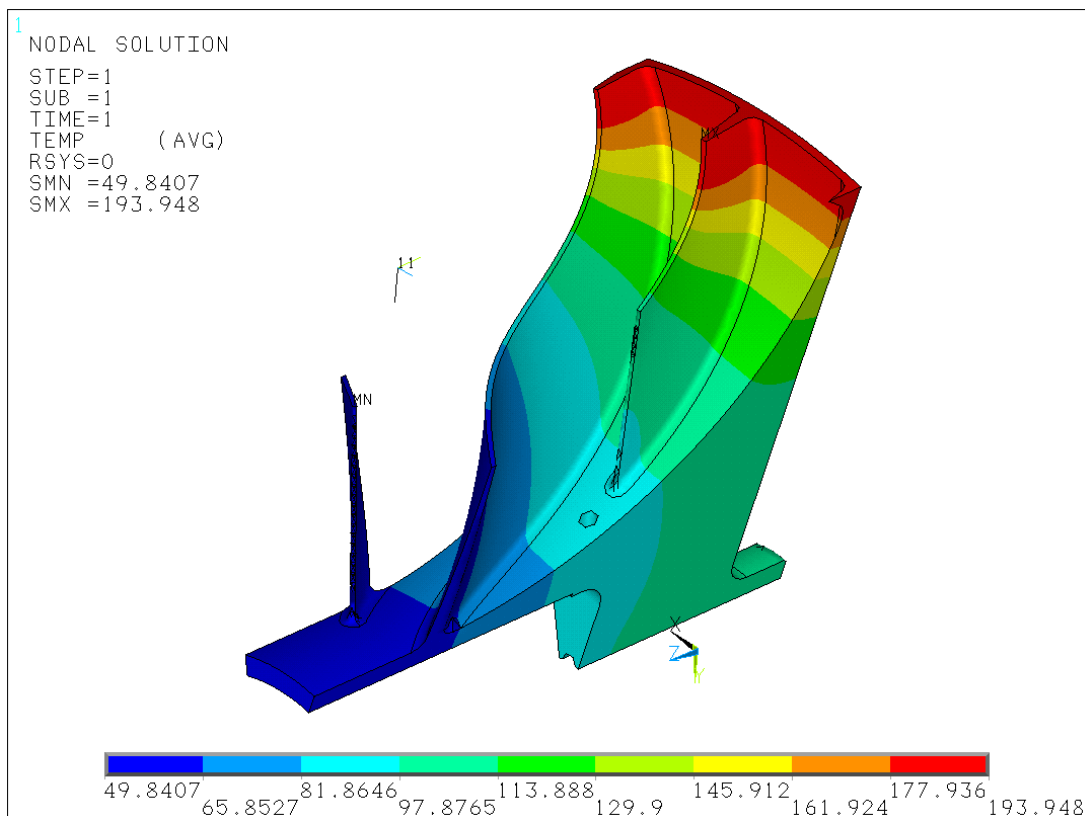
Všimněme si, že první „substep“ je nezvykle krátký (tab. 16). Je použit pouze pro aplikaci okrajové podmínky, kterou je výchozí teplota nerotujícího kompresorového kola, tzn. $T = 21\text{ °C}$.

8.5 Výsledky a jejich vyhodnocení

8.5.1 Stacionární teplotní pole a pevnostní analýza

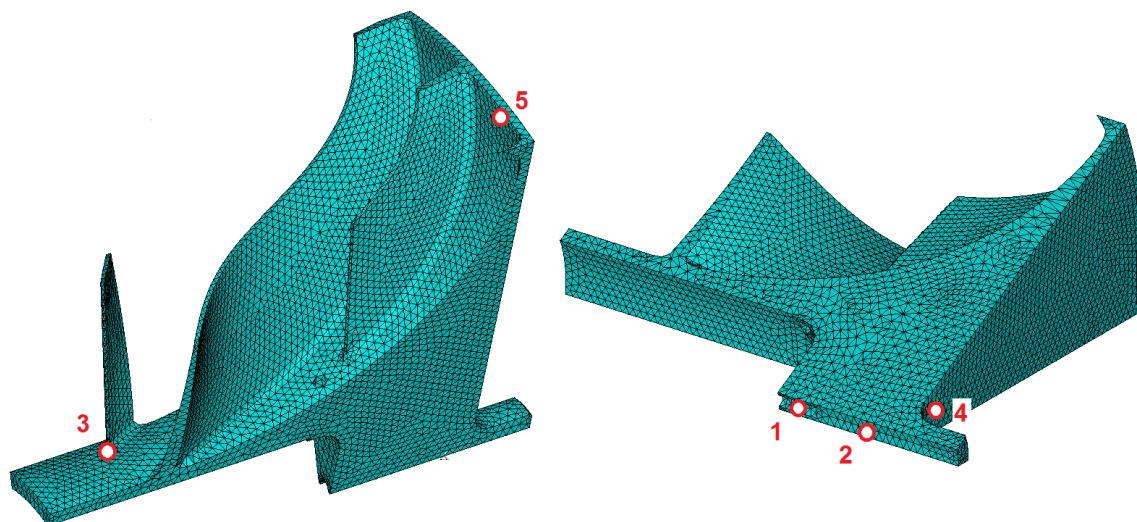
Výstupem ze stacionární teplotní úlohy je skalární pole teplot (teploty v uzlech). Teplotní analýzu je dále možné převést na analýzu pevnostní (teplotní prvky jsou převedeny na strukturální) a vyhodnotit tak napjatost, vznikající jako reakce na teplotní dilataci. Dále se superponuje napjatost od rotace. V dalším textu bude tato sdružená teplotně-napjatostní analýza porovnána se statickou, pevnostní analýzou (tedy se zatížením pouze od rotace).

Samotné teplotní pole se v rámci kompresorového kola značně mění, důvodem jsou rozdílné tlaky v průtočném kanálu. Do kompresoru vstupuje plyn o atmosférickém tlaku a teplotě okolí, jak prochází lopatkovým kanálem je stlačován, čímž se jeho teplota zvyšuje. Maxima potom dosáhne na výstupu z oběžného kola. Rozložení teplot je vidět na následujícím obrázku (obr. 34).



Obr. 34: Rozložení teplot při uvažování stacionárního teplotního pole [°C].

Z tab. 17 a tab. 18 je zřejmé, že v případě uvažování vlivu teploty při provozu oběžného kola se pole napětí změní jen málo (jedno procento), kdežto pole posuvů se změní podstatně více. Toto je způsobeno teplotní roztažností použitého materiálu, které se superponuje s polem posuvů od odstředivé síly. Při neuvažování vlivu teplotního pole jsou totiž posuvy v axiálním směru (UZ) záporné (kolo se v axiálním směru „smršťuje“ a v radiálním „natahuje“). Největší přírůstek napjatosti vlivem působení teplotního pole lze očekávat v místech s největším teplotním gradientem.



Obr. 35: Vybrané body na výpočtovém modelu.

Uzly na modelu byly vybrány na základě výsledků a zkušeností z předchozích analýz, konkrétně statické pevnostní analýzy. Jedná se o uzly s maximálním redukováným napětím, seřazených od největšího (kapitola 5.2, obr. 11). Napjatost a posuvy jsou vyhodnocovány právě v těchto uzlech.

Sdružená teplotně-napjatostní analýza						
bod	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
[-]	[MPa]				[mm]	
1	450,7	520,8	74	66,3	49,0 E-3	50,3 E-3
2	390,2	413,4	35,4	12,2	82,0 E-3	39,1 E-3
3	414,2	357	-3,7	-95,6	52,9 E-3	12,7 E-3
4	301,5	347,8	69,6	27,3	78,5 E-3	20,2 E-3

Tab. 17: Sdružená teplotně-pevnostní analýza (stacionární teplotní pole)

Statická pevnostní analýza						
bod	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
[-]	[MPa]				[mm]	
1	468,5	541,2	77	68,6	37,8 E-3	-50,8 E-3
2	404,5	428,5	36,5	12,6	60,5 E-3	-65,9 E-3
3	386,9	335,7	-3,5	-85,7	39,2 E-3	-11,5 E-3
4	308	342	72,5	52,6	45,5 E-3	-45,5 E-3

Tab. 18: Statická pevnostní analýza.

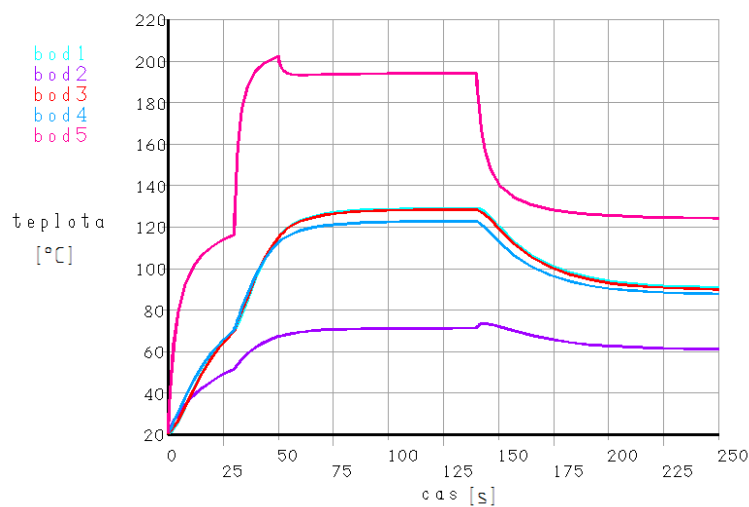
Poznámka: Posuvy UX jsou posuvy ve směru radiálním a UZ jsou posuvy ve směru axiálním. Zvolen válcový souřadný systém RSYS1. Toto platí pro celou tuto kapitolu.

8.5.2 Nestacionární teplotní pole a pevnostní analýza

Sdružená teplotně-napjatostní úloha s uvažováním nestacionárního teplotního pole popisuje rozložení skalárního pole teplot při fiktivním pracovním cyklu. Stejně, jako v případě předchozí úlohy se jedná o sdruženou, teplotně-deformační úlohu. Výstupem je tedy pole teplot v uzlech modelu v závislosti na čase. Po převedení výpočtu na pevnostní úlohu dostaneme pole napětí v tělese ve vybraných časových okamžicích.

V této kapitole jsou navíc srovnány výsledky při použití dvou odlišných výpočtových modelů, přesněji modelů s různými typy prvků. V prvním případě se jedná o slabě sdruženou teplotně-napjatostní úlohu, kdy je nejprve řešena teplotní úloha (pomocí teplotních prvků), která je poté převedena na statickou pevnostní úlohu (teplotní prvky převedeny na strukturální), podobně jako u předchozí stacionární teplotní úlohy. V druhém případě je použit objemový prvek SOLID227 který je schopen popsat nejen teplotu v uzlu, ale i jeho posuvy (tedy i pole napjatostí), a to v průběhu celého zátěžného cyklu.

V grafu 5 je vidět průběh teplot ve zvolených bodech (obr. 35) během celého fiktivního zátěžného cyklu, při použití klasických teplotních prvků SOLID87 a SURF152. K výrazné změně teplot dojde vždy, když se změní otáčky kompresoru (a tedy i stlačení plynu). Při vyšších otáčkách a vyšším tlaku je tak teplota vyšší.



Graf 5: Průběh teplot ve vybraných bodech.

V časových okamžicích, odpovídajících místům s největším teplotním gradientem (určeny tři časové okamžiky: 55s, 142s a 250s), je dále řešena i sdružená, teplotně-napjatostní úloha. Jejím úkolem je získat pole napětí v těchto časových okamžicích. Napětí ve zvolených bodech (viz. obr. 35) je uvedeno v tab. 19.

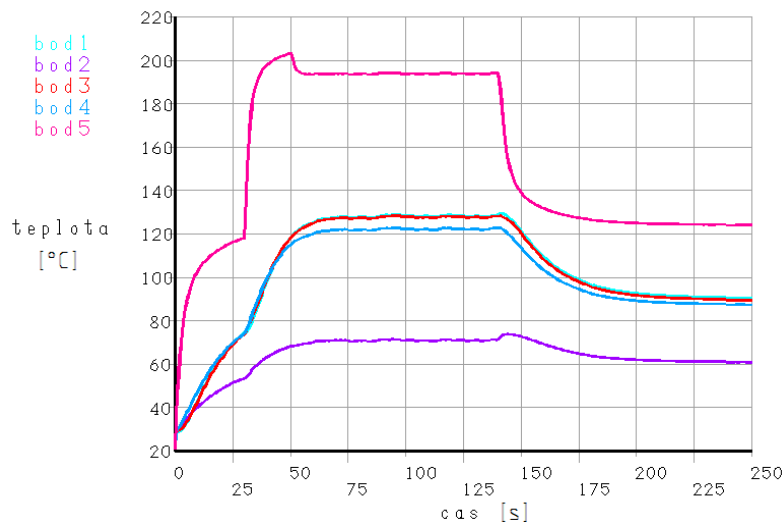
Sdružená analýza teplotně-napjatostní úloha							
čas	bod	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
[s]	[-]	[MPa]				[mm]	
55	1	414,8	479,3	68,2	61,1	51,2E-3	23,4E-3
	2	347,2	367,8	31,5	10,8	82,2E-3	75,2E-3
	3	394,2	338,4	-3,6	-92,8	54,9E-3	19,3E-3
	4	272,5	314,3	62,4	25,0	87,9E-3	41,4E-3
	5	32,3	36,6	12,4	-75,8	351,7E-3	138,5E-3
142	1	87,1	100,8	14,3	13,0	26,5E-3	65,1E-3
	2	112,1	118,7	10,1	3,4	47,1E-3	127,9E-3
	3	125,9	105,0	-1,2	-34,1	29,0E-3	29,3E-3
	4	66,9	77,5	14,4	7,2	60,8E-3	79,2E-3
	5	7,5	3,7	21,6	-4,9	260,5E-3	103,5E-3
250	1	103,4	119,6	17,0	15,3	20,3E-3	36,6E-3
	2	102,0	108,0	9,2	3,1	38,9E-3	78,7E-3
	3	112,0	95,2	-1,0	-27,9	21,3E-3	17,7E-3
	4	70,1	80,9	15,7	6,8	43,0E-3	45,5E-3
	5	4,9	4,1	77,3	-1,4	173,0E-3	55,6E-3

Tab. 19: *Napětí a posuvy ve vybraných bodech.*

V dalším kroku je tato úloha řešena znovu za použití prvku SOLID227, který je na rozdíl od prvků použitých v předchozí analýze schopen popsat jak posuvy, tak i teplotu v uzlech bez nutnosti převádět prvky z teplotních na strukturální. S výhodou se tak dá získat pole napětí a teplot v závislosti na čase v průběhu celého zátěžného cyklu. Výpočet je ale časově i datově velice náročný.

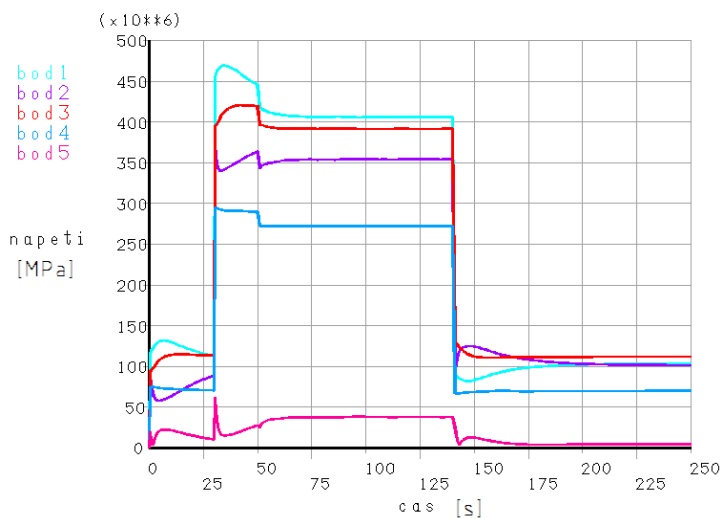
V grafu 6 můžeme vidět průběh teplot v závislosti na čase v několika vybraných bodech kompresorového kola (viz. obr. 35). Při zvýšení otáček (a tím i zvýšení tlaku) je dobře patrné zvýšení teploty ve všech měřených bodech a naopak, při snížení otáček dojde i ke snížení teploty v těchto bodech. V místech největšího teplotního gradientu lze očekávat i největší hodnoty redukovaných napětí.

Teploty se v jednotlivých bodech vždy po určitém čase ustálí (tento čas je možné odečíst z grafu). Zajímavý je především „bod 5“, která je umístěn na konci lopatkového kanálu, tedy v místě s nejvyšším tlakem media.



Graf 6: Průběh teplot ve vybraných bodech.

V grafu 7 je vidět průběh redukovaného napětí opět v čase v několika vybraných bodech tělesa (viz. obr. 35). Jak je vidět při srovnání grafu 6 a grafu 7, napětí kopíruje otáčky fiktivního zátěžného cyklu a stejně tak průběh teplot (ty mají podíl na celkové napjatosti daleko menší, než zatížení od odstředivé síly).



Graf 7: Průběh napětí ve vybraných bodech.

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty napětí a posuvů ve vybraných bodech a časových okamžicích shodných s předchozí úlohou tak, aby mohly být porovnány.

Sdružená analýza teplotně-napjatostní úloha							
čas	bod	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3	UX	UZ
[s]	[-]	[MPa]				[mm]	
55	1	412,0	476,1	67,7	60,6	51,6E-3	6,9E-3
	2	349,4	370,2	31,7	10,8	82,8E-3	59,7E-3
	3	393,7	337,8	-3,6	-92,9	55,4E-3	1,4E-3
	4	272,4	314,2	62,4	25,2	89,2E-3	25,1E-3
	5	34,5	39,0	12,4	-77,0	354,9E-3	122,7E-3
142	1	87,6	101,3	14,4	13,1	26,7E-3	21,6E-3
	2	110,6	117,2	10,0	3,4	47,0E-3	85,1E-3
	3	127,7	106,4	-1,2	-34,7	29,3E-3	-14,4E-3
	4	66,8	77,2	14,3	7,2	61,2E-3	35,9E-3
	5	9,4	3,5	-28,8	-7,2	265,5E-3	63,6E-3
250	1	103,7	119,9	17,0	15,3	20,3E-3	11,6E-3
	2	101,5	107,6	9,2	3,1	38,7E-3	53,4E-3
	3	112,1	95,2	-1,0	-27,8	21,2E-3	-7,0E-3
	4	70,1	80,9	15,7	6,8	42,8E-3	20,5E-3
	5	5,0	4,0	35,3	-1,6	172,4E-3	30,6E-3

Tab. 20: *Napětí a posuvy ve vybraných bodech.*

Pokud porovnáme výsledky obou nestacionárních teplotních analýz, zjistíme, že průběh teplot ve vybraných bodech je téměř identický. Porovnáním napjatosti ve stejných bodech a ve zvolených časových okamžicích dojdeme k podobným výsledkům (rozdíly jsou v jednotkách procent), a stejně tak v případě axiálních i radiálních posuvů se výsledky shodují.

Z výše popsaného vyplývá, že provedené úlohy jsou ekvivalentní a dávají shodné výsledky. Záleží pouze na výpočtáři a jeho zkušenostech s řešením tohoto typu problému, jestli je pro něj důležité znát průběh napětí v celém časovém intervalu, nebo zda ho zajímají pouze některé časové okamžiky (například při nejvyšších otáčkách nebo při změnách otáček).

Z provedených analýz je zřejmé, že teplotní pole má na vzniku napjatosti v lopatkovém kole menší, avšak nezanedbatelný vliv, než samotná odstředivá síla. Tato úloha se dá řešit pomocí metody konečných prvků řešit několika přístupy.

O stacionárním poli v termální analýze by se dalo uvažovat v případě dlouhého ustáleného provozu, kdy se okrajové podmínky s časem nemění. V takovém případě je možné použít první variantu, která je ze všech použitých tou nejrychlejší a nejméně náročnou na výpočetní techniku.

Termální analýza se zahrnutím nestacionární teplotní pole naopak ukazuje přechodové děje při změně provozních podmínek, jakými jsou například otáčky hřídele a s tím související změny tlaků a teplot.

9. ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo provést komplexní analýzu skutečného lopatkového kola kompresoru malého tryskového motoru TJ100 pomocí MKP na úrovni řešené v praxi. Tento hlavní cíl i ostatní dílčí cíle, související s touto problematikou, byly v plném rozsahu splněny.

Jako první byla provedena statická pevnostní analýza, která nám ukázala místa s největšími koncentracemi napětí a také prokázala, že izotropní, lineárně elastický model materiálu nemusí být pro posouzení napjatosti v kompresorovém kole dostatečný.

Dalším krokem tedy bylo použití nelineárního modelu materiálu. V PBS VB byly poskytnuty dva elasto-plastické multilineární modely materiálu, konkrétně s kinematickým a izotropním zpevněním. Analýzy s tímto modelem materiálu již daleko lépe popisují rozložení pole napjatosti při odstředujících a provozních otáčkách. Po odlehčení z těchto otáček umožňují také vyhodnocení zbytkové napjatosti.

Následující kapitola je věnována dynamické analýze, konkrétně modální analýze. Bylo zjištěno, že rezonanční frekvence lopatky, mezilopatky, nosného disku i celého kompresorového kola leží daleko za frekvencemi provozními i odstředujícími. Kompresorové kolo je tak schopné pracovat bez rizika únavového lomu, vzniklého vlivem vysokocyklové únavy.

Poslední z analýz je slabě sdružená teplotně-napjatostní analýza, kdy se rozložení napjatosti vzniklé v důsledku tepelného zatížení kola superponuje se zatížením od odstředivé síly. V této kapitole byla provedena stacionární teplotní analýza, která popisuje ustálený provoz kola a následně nestacionární teplotní analýza, definovaná pro fiktivní zátěžný cyklus.

Při uvážení nestacionárního teplotního pole byly navíc použity dva rozdílné postupy, z nichž jeden popisuje pole napjatosti pouze v některých časových okamžicích. Druhá varianta je schopna popsat pole napjatosti v celém časovém intervalu, avšak za cenu vyšších nároků na výpočetní výkon počítače, a stejně tak na čas potřebný k provedení analýzy. Tato slabě sdružená teplotně-napjatostní analýza postihuje všechny důležité vlivy, kterým je kompresorové kolo při svém provozu vystaveno a nejlépe tak popisuje realitu.

Jako součást DP byla vypracována APDL makra, pomocí kterých jsou veškeré analýzy znovu reprodukovatelné a ověřitelné. Tato makra mohou tedy sloužit k verifikaci provedených výpočtů, popřípadě ke studijním účelům. Výběr z těchto maker lze nalézt v přílohách na konci práce. V kompletním stavu jsou potom uvedena na příloženém DVD.

Po provedení všech výše zmíněných analýz a jejich vyhodnocení je možné konstatovat, že radiální kolo jednostupňového kompresoru pro malý tryskový motor TJ100 (používaný v leteckém průmyslu), je schopno provozu bez dosažení mezních stavů, které by znemožňovaly funkci kompresoru, a tím i celého motoru.

10. BIBLIOGRAFIE

- [1] **HRUBÝ, J.:** *Strojírenské tváření. Základy teorie tváření - Teorie plasticity.* [Online]. Ostrava: VŠB v Ostravě [cit. 11.9.2011]. Dostupné z: <http://www.345.vsb.cz/jirihruby/Texty/05PoPlast.pdf>
- [2] **JANIČEK, P.** *Systém podstatných veličin na objektu, Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: Hledání souvislostí.* 1. Vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2007. str. 682. ISBN 978-80-214-3545.
- [3] **KADRNOŽKA, J.** *Lopatkové stroje.* 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-720-4297-1.
- [4] **LINHART, Z.** *Konstrukce leteckých motorů II.* 1. Praha : ČVUT, 1983. str. 135.
- [5] **MALENOVSKÝ, E.** *Počítačové metody v mechanice.* [Online]. Brno: VUT v Brně, 2007 [cit: 5. 11 2011]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/pmm_dyn/PMM_v_dynamice.pdf.
- [6] **PAVELEK, M.** *Termomechanika.* Vyd. 3. přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [7] **SEDLÁČEK, V.** *Únava hliníkových a titanových slitin.* Vyd. 1. Praha: SNTL, 1989, 351 s. ISBN 80-030-0180-3.
- [8] **STATEČNÝ, J., DOLEŽAL, Z.:** *Pevnost a životnost leteckých turbínových motorů, část II.* Praha : ČVUT, 1991. str. 172.
- [9] **ŠKOPRNÍK, J.** *Lopátkový stroj. Transformační technologie.* [Online]. Brno, 2009 [cit. 18.2.2012]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: http://www.transformacni-technologie.cz/en_lopatkovy-stroj.html.
- [10] **PETRUŠKA, J.:** *MKP v inženýrských výpočtech.* Studijní opory [Online]. Brno: VUT v Brně, 2011 [cit.: 9. 2 2012]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>.
- [11] **PETRUŠKA, J.** *Inkrementální plasticita. (přednáška)* Brno: VUT FSI Brno, 2010.
- [12] **PETRUŠKA, J.** *Řešení nelineární soustavy rovnic. (přednáška)* FSI VUT v Brně, 2010.
- [13] **První brněnská Strojírna ve Velké Bíteši a.s. 55 let První Brněnské Strojírny ve Velké Bíteši.** Velká Bíteš : Nakladatelství Jiřího Jeřábka, 2005.
- [14] *Nelineární problémy MKP.* [Online]. Ostrava: VŠB v Ostravě [cit. 10.9.2011]. Dostupné z: <http://www.339.vsb.cz/PDF/MKPaMHP/MKPaMHP4new.pdf>

- [15] *The Focus*. [Online]. Phoenix Analysis & Design Technologies. 30. 6 2006. [Citace: 25. 4 2012]. Dostupné z: http://www.padtinc.com/epubs/focus/2006/0049_0630/TheFocus_49.pdf.
- [16] *O firmě*. PBS Velká Bíteš, a.s. [online]. Velká Bíteš, 2012 [cit. 15.5.2012]. Dostupné z: <http://pbsvb.cz>
- [17] *Turbínový motor TJ100*. PBS Velká Bíteš, a.s. [online]. Velká Bíteš, 2012 [cit. 15.5.2012]. Dostupné z: http://www.pbsvb.cz/dlt_motor_tj100.php
- [18] SAS IP, Inc.: Ansys Help. 2010.
- [19] PBS VB a.s.: *Lexikon technických materiálů*
- [20] *ČSN ISO 690:2010.: Informace a dokumentace – Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů*. [online]. [cit. 17.5.2012]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. Dostupný z: <http://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWVpbnxub3ZhaXNvNjkwfGd4OjNjMTdINWE2YTBIOTYzMWU>.

Použitý software

ANSYS 13.0

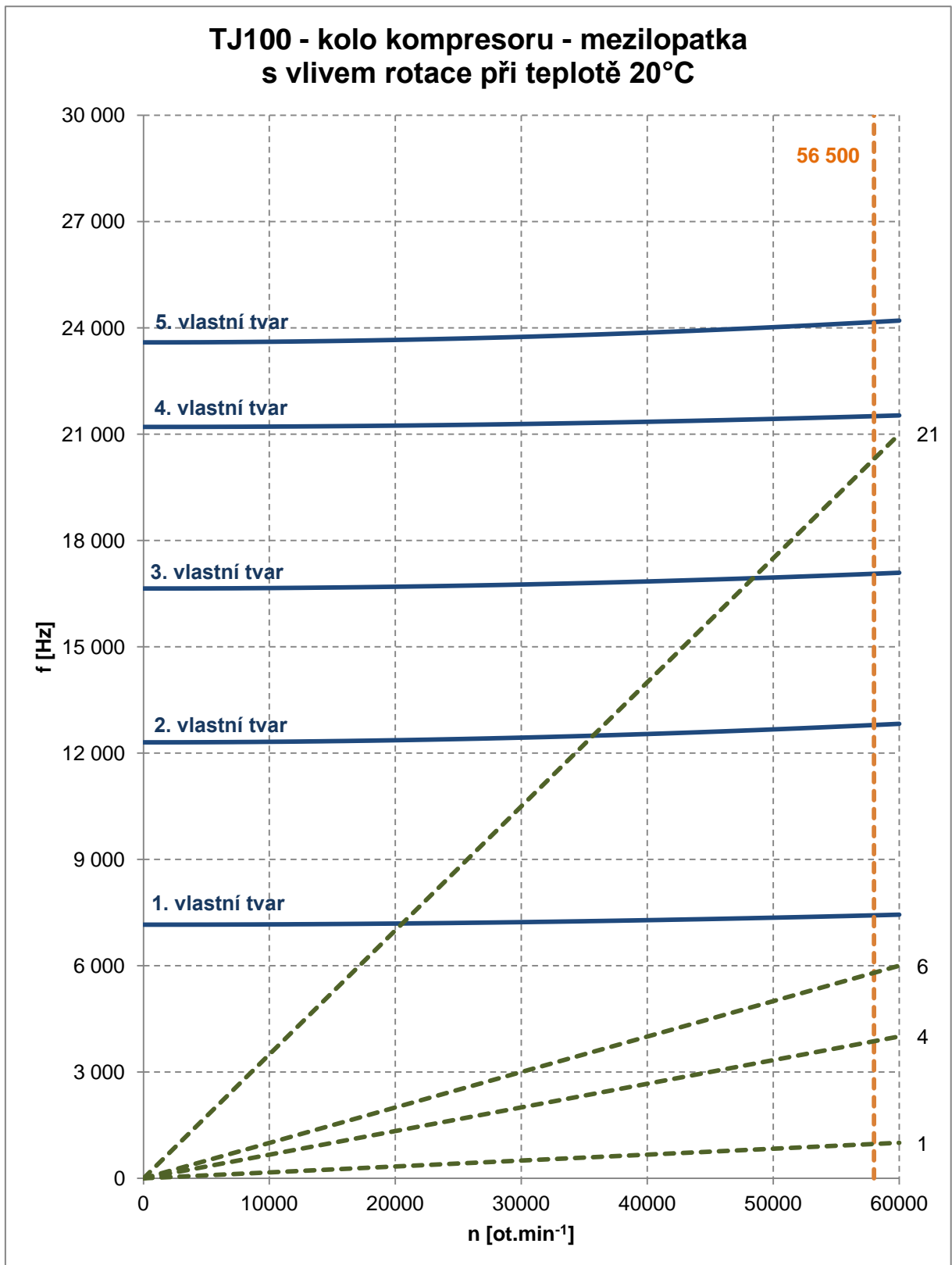
AutoCAD 2012

MS Office 2007

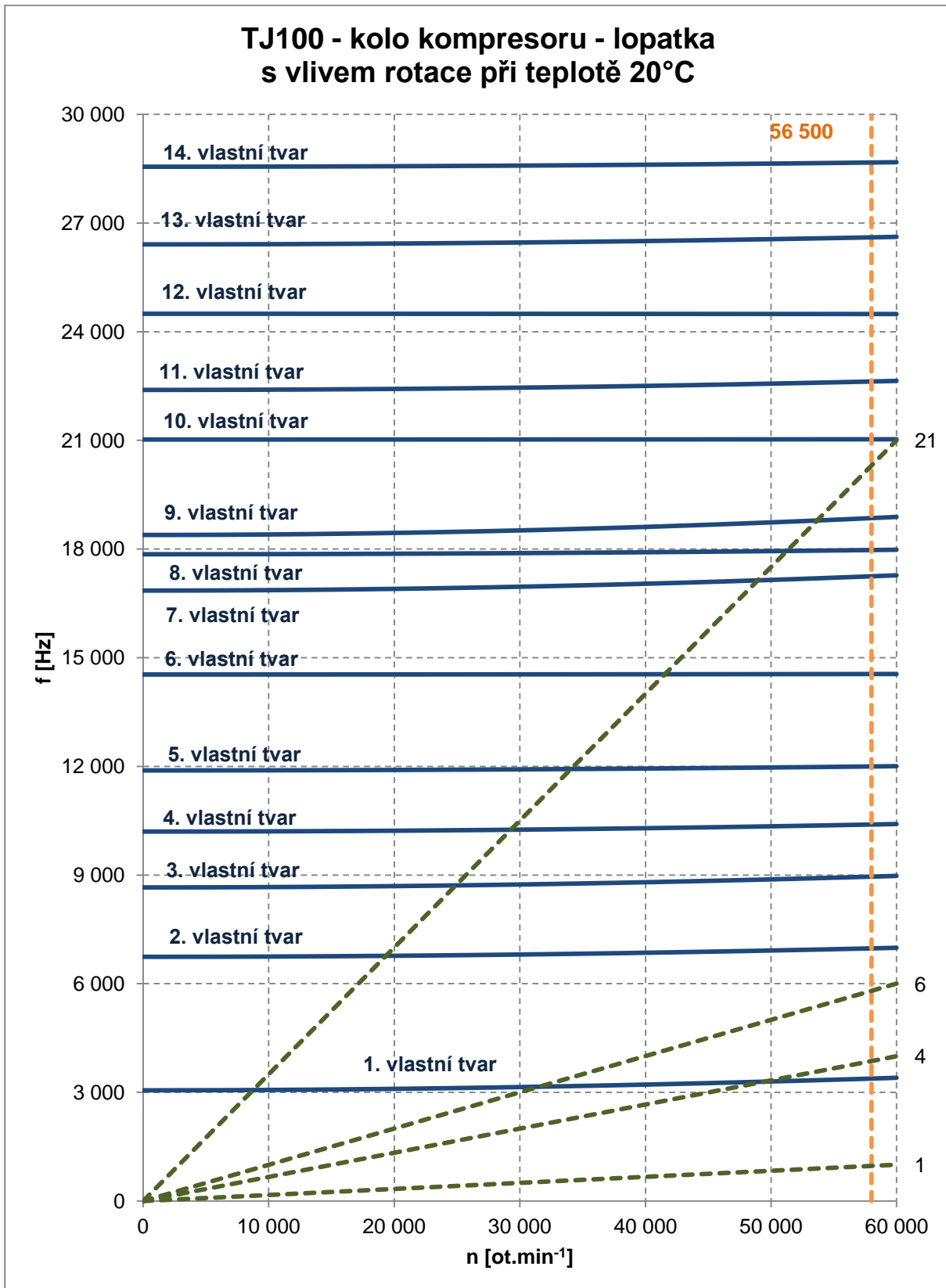
Pro/Engineer

11. PŘÍLOHY

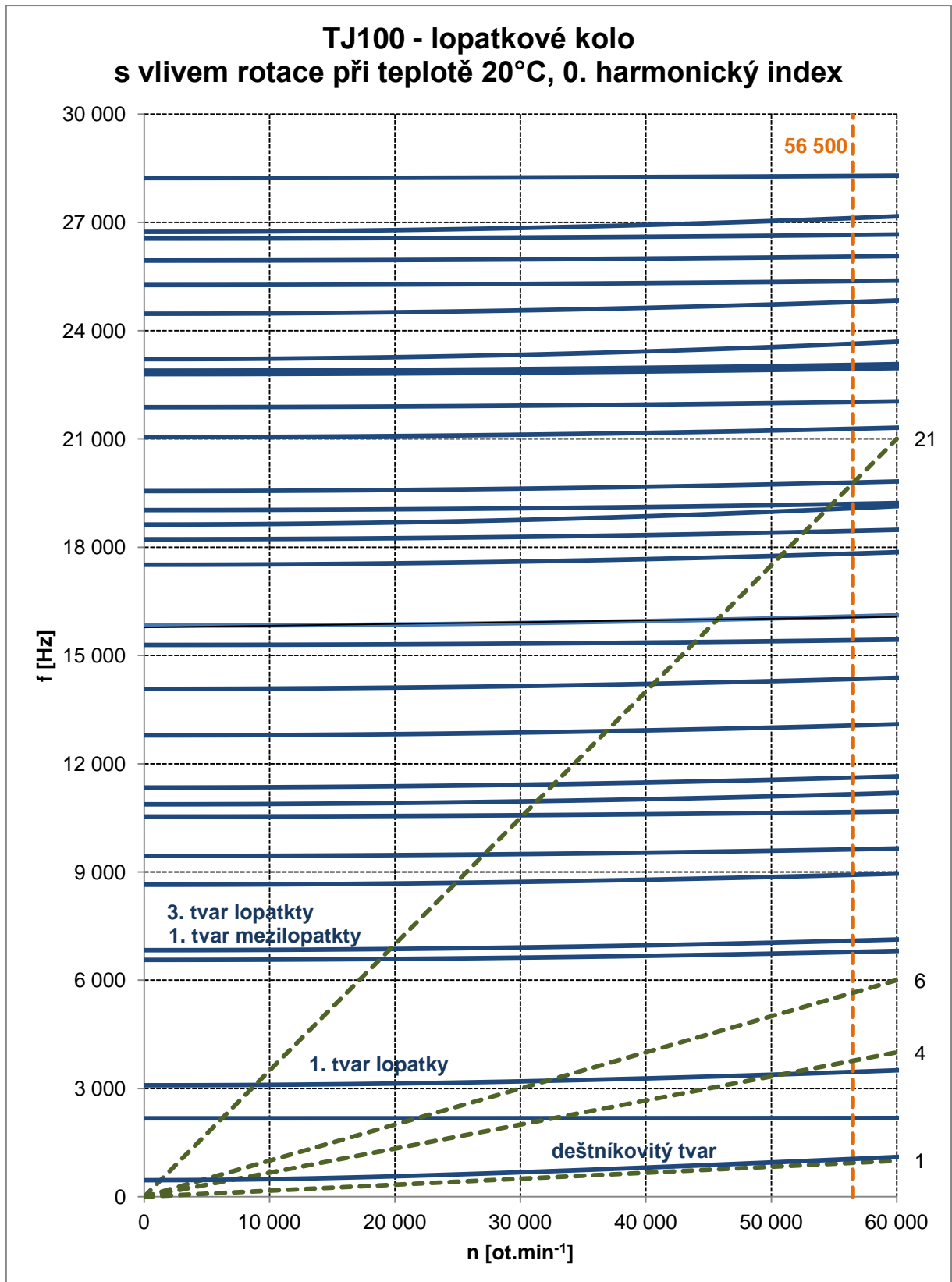
Příloha č. 1: Campbellův diagram pro mezilopatku.



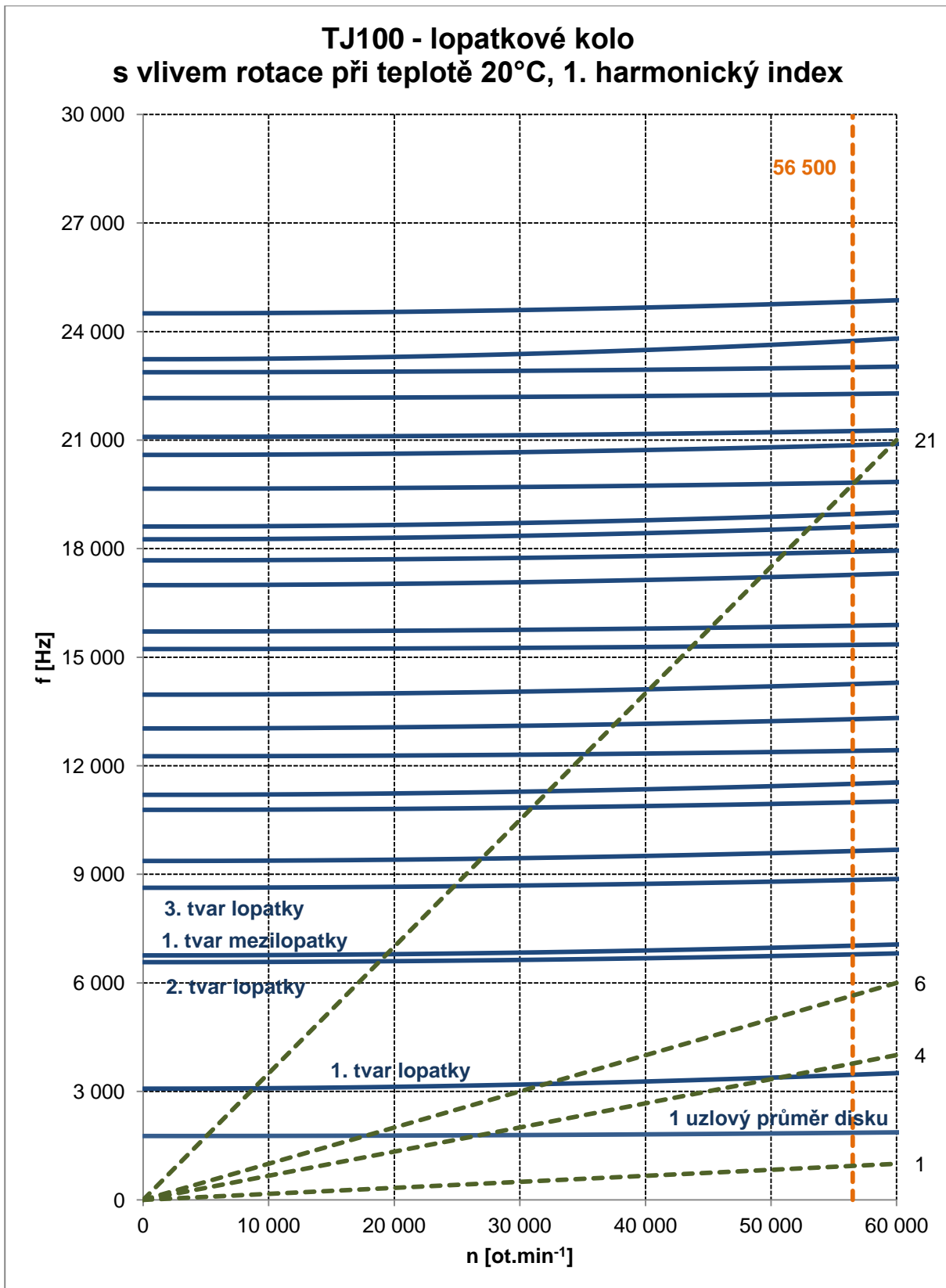
Příloha č. 2: Campbellův diagram pro lopatku.



Příloha č. 3: Campbellův diagram pro nosný disk.



Příloha č. 4: Campbellův diagram pro olopatkované kolo.



Příloha č. 5: APDL makra.

```

!*****
      VÝPIS NAPĚTÍ A POSUVU V BODECH
      table.inp
!*****

/GRAPHICS,FULL
uzlu=5

*CFOPEN,'datapost','txt',,APPEND
!vytvořit datapost.txt
*VWRITE,'number','node no.','SEQV [MPa]','S1 [MPa]','S2
[MPa]','S3 [MPa]','UX [mm]','UZ [mm]', !nadpis sloupců
(12A12) !počet znaků 12 z toho 12 před desetinou čárkou

*dim,result,array,uzlu,7
!vytvoří 2D pole 10x7
result(1,1)=5155,27094,2429,10565,2913
!definice prvního sloupce 0<i<=10, j=1
*do,i,1,uzlu,
!cyklus "do" od 1 do 9, proměnná i a krok 1 (defaultně 1)
!get,result(i,2),node,result(i,1),s,Ev
!redukováné napětí v uzlu
*get,result(i,3),node,result(i,1),s,1
!hlavní napětí S1 v uzlu
*get,result(i,4),node,result(i,1),s,2
!hlavní napětí S2 v uzlu
*get,result(i,5),node,result(i,1),s,3
!hlavní napětí S3 v uzlu
*get,result(i,6),node,result(i,1),u,x
!posuv UX v uzlu
*get,result(i,7),node,result(i,1),u,z
!posuv UZ v uzlu
*enddo
!konec "do"

*vwrite,SEQU,result(1,1),result(1,2),result(1,3),result(1,4),r
esult(1,5),result(1,6),result(1,7)
(F12.0,F12.0,F12.1,F12.1,F12.1,F12.1,F12.9,F12.9)
!fortran formát dat
*CFCLOSE
!zavřít datapost.txt

!*****
      Tvorba obrázků pro modální analýzu
      hrm.inp
!*****

! Nutno nastavit ručně:
hrm=3 !pocet harmonickych indexu
nsubs=26 !pocet substevu

/nopr
/PLOPTS,LOGO,0 !zrusi logo
/PLOPTS,DATE,0 !zrusi cas a datum

/GRAPHICS,POWER !turn on powergraphics
/RGB,INDEX,100,100,100,0 !prohozeni cerna/bila
/RGB,INDEX,80,80,80,13
/RGB,INDEX,60,60,60,14
/RGB,INDEX,0,0,0,15
/REPLOT

!***** postprocessor *****
/post1
*do,h,1,hrm,1
! cyklus pro dany pocet harmonickych indexu

*do,s,1,nsubs,1
! cyklus pro dany pocet substevu v ramci jednoho
harmonickeho indexu

SET,,,,,h*s
/title,Harmonicky index %h%, %s%. vlastni frekvence

PLNSOL,U,SUM,0,1,0 ! zobrazeni celkovych posuvu

/SHOW,JPEG,,0 ! vytvori obrazek formatu
*.JPEG
JPEG,QUAL,80,
JPEG,ORIENT,HORIZ
JPEG,COLOR,2
JPEG,TMOD,1
/GFILE,1000,
/REPLOT
/SHOW,CLOSE
*enddo
*enddo

/RGB,INDEX,0,0,0,0 ! prohozeni cerna/bila
/RGB,INDEX,60,60,60,13
/RGB,INDEX,80,80,80,14
/RGB,INDEX,100,100,100,15
/REPLOT
!gopr

!*****
      STATICKÁ PEVNOSTNÍ ANALÝZA
!*****
! načtení modelu – platí pro všechny další APDL skripty
/AUX15
IOPTN,IGES,SMOOTH
! Use more robust IGES revision 5.2 import function
IOPTN,MERGE,YES ! Entity merge option
IOPTN,SOLID,YES ! Automatic merging is performed
IOPTN,SMALL,YES ! Small areas are deleted
IOPTN,GTOLER,0.01 ! A user-specified tolerance value
IGESIN,'kolo','igs'," ! Výběr CAD modelu ve formátu igs

!***** preprocessor *****
/prep7
ET,1,92 !přidat prvek SOLID92
ET,2,93 !přidat prvek SHELL93
MP,EX,1,6.9E10 !Youngův modul pružnosti v tahu
MP,NUXY,1,,.33 !Poissonův poměr
MP,DENS,1,2800 !hustota

ALLSEL,ALL
NUMMRG,KP,.01,.01 !sjednocení blýzkých KP a L
VA,ALL !tvorba objemu pomocí ploch
VLSCAL,all,,.001,0.001,0.001,,.01
!změna měřítka
CSYS,5
VGEN,,ALL,,,90,,,1 !otočení modelu
ALLSEL,ALL
CSYS,1

! tvorba sítě
ESIZE,0.0015,0, !velikost elementu
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,0
ASEL,S,LOC,Y,-103.84,-103.86
*GET,plocha1,AREA,,NUM,MAX,, , ,
AMESH,all
ASEL,S,LOC,Y,-76.15,-76.16
*GET,plocha2,AREA,,NUM,MAX,, , ,
ALLSEL,ALL
MSCOPY,AREA,plocha1,plocha2,1,0,360/13,0,0.01, ,
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
VMESH,ALL
ACLEAR,ALL

```

```

! okrajové podmínky
CPCYC,ALL,0.0001,1,0,360/13,0,0 !vytvořit coupling set
ASEL,S,LOC,Z,-1.3000000000E-02
NSLA,S,1
NSEL,R,LOC,X,1.0600000000E-02
NSEL,R,LOC,Y,-90
NROTAT,ALL
D,ALL, , , , ,UY,UZ, , , ,
ALLSEL,ALL
OMEGA,0,0,(2*3.14*61000)/60,0
!rotace kolem osy z v rad-1

!***** solution *****
/SOL
EQSLV,PCG,1E-6
SOLVE

!***** postprocessor *****
/POST
RSYS,1
/INPUT,'table','inp', , 0

!*****
Elasto-plastická pevnostní analýza
Isotropní model zpevnění
*****

! nacteni modelu

!***** preprocessor *****
/prep7
ET,1,92 !SOLID92
ET,2,93 !SHELL93

/COM,DEFORMACNI KRIVKA HLINIKU 424219.71
MP,EX,1,6.9E10
MP,NUXY,1,,.33
MP,DENS,1,2800

!Isotropic hardening plasticity (Mises) - multilinear
MPTEMP,1,23
MPDATA,EX,1,1,7.272727273E10
TB,MISO,1,1,20
TBTEMP,20
TBPT,, 2.00E-03, 145.5E6
TBPT,, 3.00E-03, 200E6
TBPT,, 3.50E-03, 221E6
TBPT,, 3.70E-03, 229E6
TBPT,, 4.00E-03, 243E6
TBPT,, 5.00E-03, 268E6
TBPT,, 6.00E-03, 289E6
TBPT,, 7.00E-03, 305E6
TBPT,, 8.00E-03, 318E6
TBPT,, 9.00E-03, 329E6
TBPT,, 1.00E-02, 337E6
TBPT,, 1.20E-02, 355E6
TBPT,, 1.40E-02, 368E6
TBPT,, 1.60E-02, 379E6
TBPT,, 2.00E-02, 400E6
TBPT,, 2.50E-02, 416E6
TBPT,, 3.00E-02, 432E6
TBPT,, 4.00E-02, 457E6
TBPT,, 5.00E-02, 475E6

ALLSEL,ALL
NUMMRG,KP,.01,.01
VA,ALL
VLSCAL,ALL, , ,0.001,0.001,0.001, ,0,1
CSYS,5
VGEN, ,ALL, , , ,90, , , ,1
ALLSEL,ALL

! tvorba sítě
CSYS,1
ESIZE,0.0002,0,
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,0
ASEL,S, , , 52
ASEL,S, , , 53
AMESH,ALL
ASEL,ALL
CSYS,1
ESIZE,0.0015,0,
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,0
ASEL,S,LOC,Y,-103.84,-103.86
*GET,plocha1,AREA,,NUM,MAX, , , ,
AMESH,ALL

ASEL,S,LOC,Y,-76.15,-76.16
*GET,plocha2,AREA,,NUM,MAX, , , ,
allsel,all
MSHCOPY,AREA,plocha1,plocha2,1,0,360/13,0,0.01, ,
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
!*RETURN
VMESH,ALL

! okrajové podmínky
ACLEAR,ALL
CPCYC,ALL,0.0001,1,0,360/13,0,0
ASEL,S,LOC,Z,-1.3000000000E-02
NSLA,S,1
NSEL,R,LOC,X,1.0600000000E-02
NSEL,R,LOC,Y,-90
NROTAT,ALL
D,ALL, , , , ,UY,UZ, , , ,
ALLSEL,ALL

!***** solution *****
/SOLU
solcontrol,0
!pro vypocet pouzije presne stanoveny pocet substepů,
tzn. nepouzije automaticky stepping, viz. nize:
NSUBST,2,0,0
EQSLV,PCG,1E-4
OUTRES,ALL,ALL
!ulozi veskere vysledky loadstepu a substepu...vhodne pro
pouziti s rescontrol
RESCONTROL,DEFINE,ALL,ALL,1
!vhodne aktivovat pro moznost restartovani analyzy v
case 1-4 a pripadne zmenit otacky bez nutnosti pocitat
predchozi kroky

! loadstep 1
OMEGA,0,0,(2*3.14*61000)/60,0
TIME,1
NSUBST,2,0,0
LSWRITE,1,

! loadstep 2
OMEGA,0,0,0,0
TIME,2
NSUBST,2,0,0
LSWRITE,2,

! loadstep 3
! loadstep 4

ALLSEL,ALL
LSSOLVE,1,4,1,

!***** postprocessor *****
/POST

```

```

RSYS,1
SET,LIST,999
SET,,, ,2
! set nabyva hodnot 2,4,6,8 dle loadstepu
/INPUT,'table','inp', , 0

!*****
                Elasto-plastická pevnostní analýza
                Kinematický model zpevnění
!*****

! pozn: vse schodne s předchozím krome modelu
materialu

!Kinematic hardening plasticity (Mises) - multilinear
MPTEMP,1,23
MPDATA,EX,1,1,6.666666667E10
TB,MKIN,1
TBTEM,,STRA
TBDAT,1,3.00E-03,5.00E-03,8.00E-03
TBDAT,4,1.40E-02,3.00E-02
TBTEM,23,0,1
TBDAT,1,200E6,270E6,313E6
TBDAT,4,370E6,434E6

!*****
                Teplotně-napjatostní analýza
                Stacionární teplotní pole
!*****

! nacteni modelu

!***** preprocessor *****
/prep7
ET,1,87      !solid82
ET,2,152     !surf152

! nastaveni prvku – platí pro další APDL scripty
KEYOPT,2,1,0 ! Adiabatic wall temp. option - Rotat-
absolute
KEYOPT,2,2,0 ! Recovery factor option - Fr=NRF
KEYOPT,2,3,2 ! Axis of symmetry - Global Cartesn Z
KEYOPT,2,4,0 ! Midside nodes - Include
KEYOPT,2,5,0 ! Extra node for radiation - Exclude
KEYOPT,2,6,0 ! Use of bulk temperature - Fluid node
temp
KEYOPT,2,7,0 ! hf empirical |TS-TB|**n - Exclude
KEYOPT,2,8,5 ! Heat flux and convect loads - Hf at
(TS-TB)
KEYOPT,2,9,0 ! Radiation from factor calc as - Exclude
radiatn

! model materialu – platí pro další APDL scripty
MPTEMP,1,20,100,200,300,
MPDATA,EX,1,1,71E9,70E9,64E9,51E9,
MPDATA,KXX,1,1,142,146,151,159,
MPDATA,ALPX,1,1,19E-6,19.6E-6,22.4E-6,23.9E-6,
MP,NUXY,1,0.33
MP,DENS,1,2800

allsel,all
nummrg,kp,.01,.01
va,all
VLSCAL,all, , ,0.001,0.001,0.001, ,0,1
csys,5
VGEN, ,all, , , ,90, , , ,1
allsel,all

! tvorba site – platí pro další APDL scripty
csys,1
ESIZE,0.0015,0,
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,0

asel,s,loc,y,-103.84,-103.86
*GET,plocha1,AREA,,NUM,MAX, , , ,
AMESH,all
asel,s,loc,y,-76.15,-76.16
*GET,plocha2,AREA,,NUM,MAX, , , ,
allsel,all
MSHCOPY,AREA,plocha1,plocha2,1,0,360/13,0,0.01, ,
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
VMESH,all
AMESH,all
aclear,plocha1
aclear,plocha2

! okrajové podmínky – platí pro další APDL scripty
CPCYC,ALL,0.0001,1,0,360/13,0,0
TREF,20, !referenční teplota
TOFFST,273 !změna jednotek na stupně Celsia
ESEL,S,ENAME,,152

! okrajové podmínky - horní část modelu
! pozn: v dalších analýzách se používají stejne OP pouze
s jinými hodnotami
asel,s,loc,x,0.27E-01,2 !plochy nahoru
asel,r,loc,z,1E-1,0 !po disk
ESLA,S,1
SFE,all,1,CONV, ,80
SFE,all,1,CONV,2,37
LOCAL,11,1,0,-0.085,0.066, , -90,-90,1,1,

! "0" 0-90
esel,r,cent,y,0,90
SFE,all,1,CONV, ,1100
SFE,all,1,CONV,2,46

...

! "6" 80-90
esel,u,cent,y,0,80
SFE,all,1,CONV, ,1300
SFE,all,1,CONV,2,233

! okrajové podmínky - zadní část modelu
csys,0
esel,all
ESEL,S,ENAME,,152
esel,r,cent,z,0,-1e-1 !dozadu
SFE,all,1,CONV, ,500
SFE,all,1,CONV,2,233

csys,1
esel,r,cent,x,0.6E-01,0
SFE,all,1,CONV, ,80
SFE,all,1,CONV,2,115

esel,r,cent,x,0.35E-01,0
SFE,all,1,CONV, ,50
SFE,all,1,CONV,2,100

! okrajové podmínky - dolní část modelu
allsel,all
ESEL,S,ENAME,,152
asel,s,loc,x,0.27E-01,0 !plochy dolu
ESLA,S,1
SFE,all,1,CONV,2,152

esel,r,cent,z,0.03E-01,1E-01
SFE,all,1,CONV, ,
SFE,all,1,CONV,2,102

esel,r,cent,z,0.16E-01,1E-01
SFE,all,1,CONV, ,
SFE,all,1,CONV,2,97

```

```

esel,r,cent,z,0.46E-01,1E-01
SFE,all,1,CONV,,
SFE,all,1,CONV,2,49

ASEL,S,, 69
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,80
SFE,all,1,CONV,2,115

asel,all
ASEL,R,, 70
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,80
SFE,all,1,CONV,2,115

asel,all
ASEL,R,, 49
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,80
SFE,all,1,CONV,2,115

asel,all
ASEL,R,, 59
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,80
SFE,all,1,CONV,2,37

asel,all
ASEL,R,, 55
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,50
SFE,all,1,CONV,2,112

allsel,all
eplot
/VIEW,1,-1 !poloha kamery
/ANG,1,180,ZS,1
/REP,FAST
/replo !překreslit

!***** solution *****
/solu
EQSLV,PCG,1E-6 !nastavení řešiče
solve !spustit výpočet

!***** postprocessor *****
/EFACET,1
PLNSOL, TEMP,, 0

/SHOW,PNG,,0
PNGR,COMP,1,-1
PNGR,ORIENT,HORIZ
PNGR,COLOR,2
PNGR,TMOD,0
/GFILE,800,
/REPLOTT
/SHOW,CLOSE

!***** preprocessor *****
/PREP7
ETCHG,TTS !prvedeni na pevnostni analyzu

! okrajové podmínky
aclear,all
cpdele,all,all
edele,152
CPCYC,ALL,0.0001,1,0,360/13,0,0
csys,1
asel,s,loc,z,-1.3000000000E-02
NSLA,S,1
nset,r,loc,x,1.0600000000E-02
nset,r,loc,y,-90

NROTAT,all
D,all,,,,UY,UZ,,,,
OMEGA,0,0,(2*3.14*61000,)/60,0 !rotace kolem osy z v
rad
allsel,all

LDREAD,TEMP,1,1,,teplak2,rth, !načtení výsledků z
teplotní analýzy

!***** solution *****
/solu
solve

!***** postprocessor *****
/EFACET,1
PLNSOL, S,EQV, 0,1,0

/SHOW,PNG,,0
PNGR,COMP,1,-1
PNGR,ORIENT,HORIZ
PNGR,COLOR,2
PNGR,TMOD,0
/GFILE,800,
/REPLOTT
/SHOW,CLOSE PLNSOL, TEMP,, 0

!*****
Teplotně-napjatostní analýza
Nestacionární teplotní pole
*****

! nacteni modelu

!***** preprocessor *****
/prep7 ! Preprocessor
/cont,,16 ! Set the number of contour plots

ET,1,87 ! definice prvku solid82
ET,2,152 ! definice prvku surf152

! nastavení prvku
KEYOPT,2,1,0 ! Adiabatic wall temp. option - Rotat-
absolute
KEYOPT,2,2,0 ! Recovery factor option - Fr=NRF
KEYOPT,2,3,2 ! Axis of symmetry - Global Cartesn Z
KEYOPT,2,4,0 ! Midside nodes - Include
KEYOPT,2,5,0 ! Extra node for radiation - Exclude
KEYOPT,2,6,0 ! Use of bulk temperature - Fluid node
temp
KEYOPT,2,7,0 ! hf empirical |TS-TB|**n - Exclude
KEYOPT,2,8,5 ! Heat flux and convect loads - Hf at
(TS-TB)
KEYOPT,2,9,0 ! Radiation from factor calc as - Exclude
radiatn

! model materiálu
MPTEMP,1,20,100,200,300, ! nastavení teplot
MPDATA,EX,1,1,71E9,70E9,64E9,51E9, ! youngův
modul pružnosti v závislosti na teplotě
MPDATA,KXX,1,1,142,146,151,159,
! součinitel přestupu tepla v závislosti na teplotě
MPDATA,ALPX,1,1,19E-6,19.6E-6,22.4E-6,23.9E-6,
!součinitel teplotní roztažnosti
mpdata,c,1,1,750,795,837,921, ! Specific heat.
MP,NUXY,1,0.33 ! poissonův poměr
MP,DENS,1,2800 ! hustota materiálu

! model geometrie
allsel,all !vybrat vše
nummrg,kp,.01,.01 !sjednocení blízkých KP a L
va,all !tvorba volume by lines
VLSCAL,all,,.001,0.001,0.001,.0,1

```

```

!změna měřítka geometrického modelu
csys,5 !změna aktuálního souřadného systému na csys5
VGEN, ,all, , , ,90, , , ,1 !natočení modelu
allsel,all !vybrat vše
csys,1 !změna aktuálního souřadného systému na válcový

! tvorba sítě
ESIZE,0.0015,0, !nastavení velikosti prvku
MSHAPE,0,2D
!specifies the element shape to be used for meshing.
MSHKEY,0 !použít volnou síť
asel,s,loc,y,-103.84,-103.86
!výběr plochy dle souřadnic
*GET,plocha1,AREA,,NUM,MAX, , , ,
!uložení plochy do proměnné plocha1
AMESH,all !vytvoření sítě na vybraných plochách
asel,s,loc,y,-76.15,-76.16
!výběr plochy dle souřadnic
*GET,plocha2,AREA,,NUM,MAX, , , ,
!uložení plochy do proměnné plocha2
allsel,all !vyber vše
MSHCOPY,AREA,plocha1,plocha2,1,0,360/13,0,0.01, ,
!zkopírování sítě z jedné plochy řezu na druhou
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
VMESH,all !vytvoření objemové sítě
AMESH,all !vytvoření plošné sítě
aclear,plocha1 !smazání sítě z plochy1
aclear,plocha2 !smazání sítě z plochy2

! okrajové podmínky
CPCYC,ALL,0.0001,1,0,360/13,0,0
!vytvoření coupling setu mezi prvky v rovinách řezu
TREF,20, !referenční teplota
TOFFST,273
!změna jednotek ze Kelvina na stupně Celsia

! definice proměnných

!cyklus 1
t1_begin=38
t1_end=152
t1_step=(t1_end-t1_begin)/6
a1_begin=600
a1_end=700
a1_step=(a1_end-a1_begin)/6

!cyklus 2
!cyklus 3
!cyklus 4

/VIEW,1,-1 !poloha kamery
/ANG,1,180,ZS,1
/REP,FAST

!***** solution *****
/solu !spuštění řešiče
EQSLV,PCG,1E-4
! Specifikuje typ řešiče - Preconditioned Conjugate
Gradient

! definice zátěžných kroků
! loadstep 1
antype,trans !transient type of analysis
timint,off !no transient effects
TIME,0.001 !cas na konci aktualniho
loadstepu
autots,on ! Use automatic time stepping.
allsel,all
D,all, ,21, , , ,TEMP, , , , , !zadani pocatecni teploty do
uzlu
LSWRITE,1, !ulozeni prvnioh zatezneho
stavu

! loadstep 2
DDELETE,ALL,ALL ! Deletes degree-of-freedom constraints
timint,on ! include transient effects
TIME,30 ! cas na konci aktualniho loadstepu
DELTIM,0.01,0.0 ! the time step sizes
KBC,1 !stepped loading within a load step
RESCONTRL,DEFINE,ALL,5,0 !write multiframe restarts
OUTRES,ALL,ALL
!controls the solution data written to the database

! okrajové podmínky - horní část modelu
ESEL,S,ENAME,,152 !výběr elemetu Surf152
asel,s,loc,x,0.27E-01,2 !plochy nahoru
asel,r,loc,z,1E-1,0 !po disk
ESLA,S,1
!Selects those elements associated with the selected
areas.

SFE,all,1,CONV, ,80 !a
SFE,all,1,CONV,2,21

LOCAL,11,1,0,-0.085,0.066, , -90,-90,1,1,
!definice souřadného systému
csys,11

!"0" 0-90
esel,r,cent,y,0,90
SFE,all,1,CONV, ,a1_begin
SFE,all,1,CONV,2,t1_begin

!"1" 15-90
esel,u,cent,y,0,15
SFE,all,1,CONV, ,a1_begin+1*a1_step
SFE,all,1,CONV,2,t1_begin+1*t1_step

!"2" 30-90
!"3" 45-90
!"4" 60-90
!"5" 70-90
!"6" 80-90

! okrajové podmínky - zadní část modelu
esel,all
csys,1
ESEL,S,ENAME,,152

esel,u,cent,x,0.15E-01,0 !pozjišťovat

csys,0
!změna aktuálního souřadného systému na kartézky
esel,r,cent,z,0,-1e-1 !dozadu
SFE,all,1,CONV, ,45
SFE,all,1,CONV,2,80

csys,1
esel,r,cent,x,0.6E-01,0
SFE,all,1,CONV, ,45
SFE,all,1,CONV,2,92

esel,r,cent,x,0.35E-01,0
SFE,all,1,CONV, ,45
SFE,all,1,CONV,2,52

! okrajové podmínky - dolní část modelu
esel,all
asel,all
ESEL,S,ENAME,,152
asel,s,loc,x,0.27E-01,0 !plochy dolu
ESLA,S,1

SFE,all,1,CONV,2,58 !celé ploše dolu

```

DIPLOMOVÁ PRÁCE

```
ASEL,S,, 69
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,2580
SFE,all,1,CONV,2,52

asel,all
ASEL,R,, 59
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,45
SFE,all,1,CONV,2,21

asel,all
ASEL,R,, 55
esla,s,1
SFE,all,1,CONV,,58
SFE,all,1,CONV,2,25

allsel,all
LSWRITE,2

! loadstep 3
! loadstep 4
! loadstep 5

allsel,all
LSSOLVE,1,5,1,

!***** time history postprocessor *****

/POST26
FILE,'teplak_x','rth','!'
/UI,COLL,1 !Activates specified GUI dialog boxes.
NUMVAR,200
!Specifies the number of variables allowed in POST26
SOLU,191,NCMIT
!Specifies solution summary data per substep to be
stored.
STORE,MERGE
FILLDATA,191,,,,1,1
!Fills a variable by a ramp function
REALVAR,191,191
!Forms a variable using only the real part of a complex
variable.

NSOL,2,5155,TEMP,, TEMP_2
!Specifies nodal data to be stored from the results file.
STORE,MERGE

NSOL,3,27094,TEMP,, TEMP_3
STORE,MERGE

NSOL,4,2429,TEMP,, TEMP_4
STORE,MERGE

NSOL,5,10565,TEMP,, TEMP_5
STORE,MERGE

NSOL,6,9985,TEMP,, TEMP_6
STORE,MERGE

VARNAM,2, bod1
VARNAM,3, bod2
VARNAM,4, bod3
VARNAM,5, bod4
VARNAM,6, bod5

XVAR,1 !Specifies the X variable to be displayed.
PLVAR,2,3,4,5,6,
!Displays up to ten variables in the form of a graph.

/SHOW,PNG,,0
PNGR,COMP,1,-1
PNGR,ORIENT,HORIZ

PNGR,COLOR,2
PNGR,TMOD,0
/GFILE,800,
/REPLOTT
/SHOW,CLOSE

!***** preprocessor *****
/PREP7
ETCHG,TTS !prvedeni na pevnostni analyzu

! okrajové podmínky
aclear,all
cpdele,all,all
edele,152
CPCYC,ALL,0.0001,1,0,360/13,0,0
csys,1
asel,s,loc,z,-1.3000000000E-02
NSLA,S,1
nset,r,loc,x,1.0600000000E-02
nset,r,loc,y,-90

NROTAT,all
D,all,,,,,UY,UZ,,,,
OMEGA,0,0,(2*3.14*61000,)/60,0 !rotace kolem osy z v
rad
allsel,all

LDREAD,TEMP,, ,55, ,teplak2,rth,
!načtení výsledků z teplotní analýzy v požadovaném čase

!***** solution *****
/solu
solve

!***** postprocessor *****
/POST
RSYS,1
SET,LIST,999
SET,,, , , ,1
/INPUT,'table','inp', , 0

!*****
Teplotně-napjatostní analýza
Stacionární teplotní pole – prvek 227
*****

! načtení cad modelu ve formátu igs

!***** preprocessor *****
/prep7 !preprocessor
/cont,,16 !zobrazení vetsiho poctu contour

! definice prvků
ET,1,227 !definice prvku solid227
!definování typu analyzy Structural-Thermal
KEYOPT,1,1,11
!KEYOPT,1,2,0
!KEYOPT,1,4,0
ET,2,152 !definice prvku surf152

! definice modelu materiálu
! práce s modelem geometrie
! tvorba sítě
! okrajové podmínky
! proměnné

!***** solution *****
/solu !spuštění řešiče
solcontrol,

! loadstep 1
! loadstep 2
```

```

! loadstep 3
! loadstep 4
! loadstep 5

allsel,all
LSSOLVE,1,5,1,
save

!***** time history postprocessor *****
/POST26
NSOL,2,5155,TEMP,, TEMP_2
!Specifies nodal data to be stored from the results file.
STORE,MERGE

NSOL,3,27094,TEMP,, TEMP_3
STORE,MERGE

NSOL,4,2429,TEMP,, TEMP_4
STORE,MERGE

NSOL,5,10565,TEMP,, TEMP_5
STORE,MERGE

NSOL,6,9985,TEMP,, TEMP_6
STORE,MERGE

ANSOL,7,5155,S,EQV,SEQV_2
STORE,MERGE

ANSOL,8,27094,S,EQV,SEQV_3
STORE,MERGE

ANSOL,9,2429,S,EQV,SEQV_4
STORE,MERGE

ANSOL,10,10565,S,EQV,SEQV_5
STORE,MERGE

ANSOL,11,9985,S,EQV,SEQV_6
STORE,MERGE

VARNAM,2, bod1
VARNAM,3, bod2
VARNAM,4, bod3
VARNAM,5, bod4
VARNAM,6, bod5

VARNAM,7, bod1
VARNAM,8, bod2
VARNAM,9, bod3
VARNAM,10, bod4
VARNAM,11, bod5

XVAR,1 !Specifies the X variable to be displayed.
PLVAR,2,3,4,5,6,
!Displays up to ten variables in the form of a graph.

/SHOW,PNG,,0
PNGR,COMP,1,-1
PNGR,ORIENT,HORIZ
PNGR,COLOR,2
PNGR,TMOD,0
/GFILE,800,
/REPLOT
/SHOW,CLOSE

!*****
Modální analýza
*****

! načtení cad modelu ve formátu igs

!***** preprocessor *****
! definice prvků
! definice modelu materiálu
MP,EX,1,6.9E10 !Yangův modul pružnosti v tahu
MP,NUXY,1,.33 !Poissonovo číslo
MP,DENS,1,2800 !hustota

! práce s modelem geometrie
! tvorba sítě

! okrajové podmínky
CYCLIC, , , 'CYCLIC'
/CYCEXPAND, ,ON
CYCOPT,HINDEX,1,4,1

!***** solution *****
/solu !spuštění řešiče
MODOPT,LANB,50
EQSLV,SPAR
MXPAND,50, , , 0
LUMPM,0
PSTRES,0
MODOPT,LANB,50,0,30000, ,OFF
Solve

!***** postprocessor *****
/POST
RSYS,1
/INPUT,'hrm','inp', , 0

/SHOW,PNG,,0
PNGR,COMP,1,-1
PNGR,ORIENT,HORIZ
PNGR,COLOR,2
PNGR,TMOD,0
/GFILE,800,
/REPLOT
/SHOW,CLOSE

XVAR,2 !Specifies the X variable to be displayed.
PLVAR,7,8,9,10,11, !Displays up to ten variables in the
form of a graph.

```

