# ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA E DINÂMICA DO SEGUNDO ESTÁGIO DE UMA MICROTURBINA A GÁS

# Francisco José Profito

fprofito@hotmail.com

# Prof. Dr. Demetrio Cornilios Zachariadis

dczachar@usp.br

Tomando-se como base a atual necessidade da busca de formas alternativas de energia, mais especificamente a energia elétrica, este projeto visa a concepção, a análise estrutural (estática e dinâmica) e a construção do segundo estágio (também denominado de turbina de potência ou turbina livre) de uma microturbina a gás adaptada a partir de um turbo-compressor automotivo, que está sendo desenvolvida no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP.

Para a construção desde segundo estágio, duas questões importantes de projeto tiveram que ser analisadas. A primeira é aquela relacionada com a configuração geral do sistema, e a segunda diz respeito às altas temperaturas presentes na região do primeiro mancal do segundo estágio. Após algumas pesquisas e análises de viabilidade para cada alternativa proposta, decidiu-se utilizar para o projeto final uma configuração de segundo estágio que corresponde a um sistema de redução por engrenagens helicoidais. Já para o combate das altas temperaturas no primeiro mancal do sistema, optou-se em aplicar um sistema de resfriamento por óleo circulante. Após o dimensionamento de todos os componentes, modelos analíticos e em elementos finitos foram utilizados para a realização das análises estruturais estáticas e dinâmicas do sistema rotativo principal deste segundo estágio.

Palavra-chave: turbina de potência, microturbina a gás, dinâmica de rotores

#### 1. Introdução

Indiscutível é a relação que existe entre o desenvolvimento de uma nação e a energia necessária para tal desenvolvimento. Desta forma, quanto mais desenvolvido um país, maior será a quantidade de energia necessária para a manutenção deste desenvolvimento.

Observa-se que o termo desenvolvimento é bastante amplo, englobando tanto o desenvolvimento tecnológico presente nas indústrias e na infra-estrutura necessária para as mesmas, quanto ao próprio desenvolvimento humano relacionado de uma forma direta com a qualidade de vida da população.

No Brasil, a preocupação com relação à geração de energia torna-se cada vez mais presente, principalmente à medida que o desejo de desenvolvimento aumenta.

A principal fonte de energia no Brasil deve-se aos recursos hídricos. Entretanto, formas alternativas de geração de energia são cada vez mais estudadas, com o principal objetivo de diminuir a dependência, quase que total, com relação a estes recursos hídricos (uma vez que os mesmos apresentam sazonalidade).

Outro motivo para a busca de fontes alternativas de energia deve-se às questões econômicas, uma vez que a construção e manutenção de hidroelétricas e/ou termoelétricas necessitam de investimentos muito elevados.

Tomando-se como base a atual necessidade da busca de formas alternativas de energia, mais especificamente a energia elétrica, este projeto visa a concepção, a análise estrutural (estática e dinâmica) e a construção do segundo estágio (também denominado de turbina de potência ou turbina livre) de uma microturbina a gás adaptada a partir de um turbo-compressor automotivo, que está sendo desenvolvida no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP.

A primeira etapa do projeto desta microturbina envolveu o desenvolvimento da câmara de combustão empregada para o acionamento do turbo-compressor automotivo, dos sistemas de lubrificação dos mancais e do controle de vazão de gás. Salienta-se que já foram realizados ensaios que comprovam o funcionamento deste sistema.

A próxima etapa consiste no desenvolvimento e construção deste segundo estágio, de menor rotação, que será acionado pelos gases de escape do turbo-compressor. Este segundo estágio, por sua vez, será acoplado a um gerador elétrico.

Vale observar aqui que a utilização de microturbinas a gás para a obtenção de trabalho líquido (trabalho mecânico) e eventual geração de energia elétrica num segundo estágio, torna-se viável devido a alta densidade energética (baixa razão peso/potência) destes sistemas, característica esta que lhes confere maior facilidade no transporte e manejo.

Outro aspecto positivo que justifica a utilização de microturbinas está relacionado com o grande potencial que o Brasil possui na utilização do gás natural para a obtenção de energia útil. Citado potencial tornou-se mais evidente com as recentes descobertas de locais, em território nacional, com grande quantidade de gás.

Todas as análises e estudos deste segundo estágio constituem-se de um projeto de pesquisa financiado pela FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo). Outro órgão que contribui de maneira indireta para o desenvolvimento do projeto é a ANP (Agência Nacional do Petróleo), através de uma bolsa de iniciação científica concedida ao autor deste trabalho.

## 2. Objetivos do Projeto

Os objetivos principais deste projeto são o dimensionamento, a análise estrutural (estática e dinâmica) e a construção de um segundo estágio de uma microturbina a gás, que por sua vez estará acoplado a um gerador elétrico. Com relação aos dimensionamentos deste sistema, os principais componentes necessários são:

- 1) Um rotor em balanço operando com dois mancais radiais de rolamentos.
- 2) Um sistema de engrenagens responsável pela redução da rotação do segundo estágio para permitir o acoplamento com um gerador elétrico; ou um sistema de ligação direta entre o eixo do segundo estágio e o gerador. Neste caso, uma importante etapa do projeto consiste na decisão da melhor configuração para o sistema, levando em conta aspectos como custo, montagem e manutenção.

Foi feita uma análise da melhor alternativa entre a utilização de mancais hidrodinâmicos ou de rolamentos, considerando fatores como o torque resistente, robustez, simplicidade de montagem, manutenção e o custo. Neste caso, optou-se pela utilização de mancais de rolamentos, devido principalmente à maior facilidade de montagem e manutenção.

Finalmente, após o dimensionamento de todos os componentes do segundo estágio, irá se realizar a análise estrutural (estática e dinâmica) dos mesmos. Neste caso, os estudos que serão desenvolvidos são:

- Análise estrutural do rotor, cujo objetivo é a determinação da deformação radial total do segundo estágio devido aos esforços de inércia, dilatação térmica e fluência do material.
- Análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio, cujo objetivo é a determinação das velocidades críticas e modos de vibrar do sistema;

Para melhor análise e compreensão dos fenômenos físicos presentes no sistema, foram propostos, inicialmente, modelos analíticos simplificados. Posteriormente, tais resultados analíticos serão comparados com resultados mais apurados obtidos a partir de softwares de elementos finitos.

### 3. Projeto Mecânico do Segundo Estágio

### 3.1. Configurações para o Segundo Estágio

Antes de iniciar as análises estáticas e dinâmicas dos componentes do segundo estágio da microturbina, é necessário possuir uma geometria e uma configuração inicial do sistema. Para isto, alguns dimensionamentos preliminares foram realizados, considerando apenas os carregamentos estáticos presentes nas condições de regime permanente do sistema.

Os principais dados do projeto, para o regime permanente, são:

$$\begin{cases}
P = 4400 W \\
m_D = 0.98 \text{ kg} \\
n_e = 15000 \text{ rpm} \\
T_D = 600^{\circ}C
\end{cases}$$
(1)

Onde P é a potência a ser obtida no segundo estágio,  $m_D$  é a massa do rotor,  $n_e$  é rotação de entrada do segundo estágio,  $n_s$  é rotação de saída do segundo estágio e  $T_D$  é a temperatura média no disco do rotor.

No início do projeto, havia duas possibilidades para a configuração do sistema da turbina de potência: a primeira correspondia a um sistema de redução cujo eixo de entrada seria o próprio eixo do segundo estágio, e a segunda possibilidade seria a realização de uma ligação direta entre o segundo estágio e o gerador, não havendo assim a necessidade de nenhum tipo de redução.

#### 3.2. Problema da Elevada Temperatura nos Mancais

Um dos grandes problemas presentes na concepção deste segundo estágio, independente da configuração que será utilizada, são as elevadas temperaturas presentes nos mancais (onde o primeiro mancal do rotor do segundo estágio poderá ser mais prejudicado). A figura 1 mostra esta região crítica para as duas configurações possíveis do segundo estágio.



Figura 1 - Identificação dos mancais, para cada configuração do segundo estágio, que estarão dispostos a elevadas temperaturas

Os mancais de rolamentos comumente encontrados no mercado são dimensionados para trabalharem em temperaturas de até 250°C. Entretanto, devido ao escoamento de ar com elevadas temperaturas (em média 600°C) que ocorre no início da porção em balanço do rotor do segundo estágio, a energia térmica é transmitida ao eixo na forma de convecção.

Este aumento de temperatura na extremidade do eixo irá proporcionar uma condução térmica ao longo deste, até atingir o primeiro mancal. Desta forma, na condição de regime permanente, o mancal estará sujeito a temperaturas muito elevadas, acima do limite de 250°C.

Para contornar este problema, foram propostas três alternativas:

- Utilização do núcleo de um turbo-compressor automotivo;
- Utilização de um eixo seccionado com feltro isolante;
- Utilização de um sistema de resfriamento por óleo circulante.

Em todos os casos, tais dispositivos estariam localizados numa posição do eixo anterior ao mancal crítico, impedindo que o aumento de temperatura atinja o mesmo.

## 3.3. Definição da Configuração Final do Segundo Estágio

A partir do que foi exposto em 3 e 4, definiu-se uma configuração final para o segundo estágio.

Dentre as possibilidades de se utilizar o sistema de engrenagens ou a ligação direta do rotor ao gerador, optou-se pela primeira. O fator preponderante, neste caso, foi a limitação na potência dos motores de alta rotação encontrados no mercado, inviabilizando assim a segunda alternativa de configuração.

Com relação ao problema da elevada temperatura no primeiro mancal de rolamentos, optou-se em utilizar o sistema com resfriamento por óleo circulante. Neste caso, os possíveis problemas de vedação, montagem e desbalanceamento excessivo inviabilizaram as demais alternativas.

De acordo com as definições apresentadas acima, todo o sistema do segundo estágio pode ser dividido em 5 subsistemas: rotor da turbina de potência, eixos e engrenagens do sistema de redução, caixa do sistema de redução, câmara de resfriamento e estator. Todos os desenhos referentes a tais subsistemas foram construídos em CAD-3D e podem ser vistos nas figuras a seguir.



Figura 2 - Rotor da turbina de potência (esquerda), eixos e engrenagens do sistema de redução (centro) e montagem final do segundo estágio.

As tabelas 1, 2 e 3 resumem as principais dimensões dos pares de engrenagens, dos eixos e dos rolamentos do sistema de redução do segundo estágio.

	1º F	PAR	2° PAR		
	PINHÃO	COROA	PINHÃO	COROA	
Material	AISI	4340	AISI 4340		
Módulo Normal	1.000	) mm	1.500 mm		
Ângulo de Pressão Normal	20.0	)00°	20.000°		
Ângulo de Hélice	30.0	)00°	30.000°		
Relação de Transmissão Real	2.171		1.958		
Rotação Real	15000.000 rpm	6907.895 rpm	6907.895 rpm	3527.436 rpm	
Número de Dentes	35	76	24	47	
Diâmetro Primitivo	40.415 mm	87.757 mm	41.569 mm	81.406 mm	

Tabela 1 – Principais dimensões para o primeiro par de engrenagens

Largura	17.000 mm	15.000 mm	20.000 mm	18.00 mm
Força Tangencial	138.620 N	-138.620 N	-292.642 N	292.642 N
Força Radial	-58.259 N	58.259 N	-122.991 N	122.991 N
Força Axial	80.032 N	-80.032 N	168.957 N	-168.957 N
Torque	-2801.127 N.mm	-6082.447 N.mm	6082.447 N.mm	11911.459 N.mm

Tabela 2 – Dimensões dos eixos da caixa de redução

	EIXO 1	EIXO 2	EIXO 3
Material	AISI 4340	AISI 4340	AISI 4340
Comprimento	237.000 mm	87.000 mm	137.000 mm
Diâmetro Mínimo	12.429 mm	13.490 mm	14.248 mm
Diâmetro Mínimo Escolhido	20.000 mm	20.000 mm	20.000 mm

#### Tabela 3 - Dimensões dos rolamentos da caixa de redução

	Rolamento do Eixo 1	Rolamento do Eixo 2	Rolamento do Eixo 3
Diâmetro Interno	20.000 mm	15.000 mm	15.000 mm
Especificação	SKF BEP-7204	SKF BEP-7202	SKF BEP-7202
Retentor no 1º Rolamento	NÃO	NÃO	NÃO
Retentor no 2º Rolamento	NÃO	NÃO	SKF CR15x30x7 – HMSA10V

# 4. Análises Estruturais do Segundo Estágio

Antes de iniciar as análises estruturais estáticas e dinâmicas do sistema rotativo principal do segundo estágio, é importante definir exatamente quais os componentes que compõem o mesmo. Este sistema rotativo é composto pelo eixo de entrada do sistema de redução, que é apoiado em dois mancais de rolamentos, e pelo disco de palhetas (rotor) onde os fenômenos de transformação de energia térmica em mecânica ocorrem. Este disco, por sua vez, é acoplado em uma das extremidades do eixo, proporcionando assim uma configuração de rotor em balanço. Outro elemento que também está presente é o pinhão do primeiro par de engrenagens. A figura 3 ilustra este sistema.



Figura 3 - Sistema rotativo principal do segundo estágio

#### 4.1. Análise Estrutural do Rotor do Segundo Estágio

A análise estrutural do rotor do segundo estágio da microturbina é muito importante para a determinação da folga necessária que deve haver entre o rotor e o estator do sistema. Desta forma, a deformação total do rotor devido aos esforços de inércia, dilatação térmica e fluência é o principal parâmetro que deve ser avaliado.

Para a realização de tais análises, o rotor foi dividido em duas partes: disco principal e pás. Neste caso, analisou-se o que ocorre em cada uma dessas partes e em seguida utilizou-se o princípio da sobreposição de efeitos. Tal princípio é válido, uma vez que todos os fenômenos são admitidos lineares.

Inicialmente, irá se considerar que apenas os esforços de inércia e a dilatação térmica atuam no rotor. Os efeitos devido à fluência, portanto, serão analisados separadamente mais adiante.

#### 4.1.1. Análise Estrutural no Disco do Rotor

A análise estrutural do disco do rotor do segundo estágio será realizada utilizando duas abordagens: analítica e MEF.

## 4.1.1.1. Modelo Analítico para a Dilatação Térmica no Disco

Para uma análise preliminar dos efeitos da dilatação térmica no disco do rotor, foi desenvolvido um modelo analítico simplificado. Neste modelo, obteve-se:

$$\begin{cases} A_f = A_0 \cdot \left(1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2\right) \\ \Delta R = R_0 \cdot \left\{\sqrt{\left(1 + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta T + \alpha^2 \cdot \Delta T^2\right)} - 1\right\} & \rightarrow \end{cases} \begin{pmatrix} R_0 = 53mm \\ \alpha = 1.7 \cdot 10^{-5o} C^{-1} \\ \Delta T = 700 - 22 = 678^o C \end{cases} \rightarrow \Delta R = 610.878 \mu m$$

$$(2)$$

#### 4.1.1.2. Modelo em Elementos Finitos do Disco

Para analisar, a partir do MEF, os efeitos das forças de inércia e dilatação térmica que atuam no disco, utilizou-se o software ANSYS Workbench. A figura 4 mostra o modelo e a malha utilizada para tal análise.



Figura 4 - Modelo do disco do rotor e malha utilizada para a análise com MEF

Para estimar de forma mais adequada o gradiente de temperaturas no disco do rotor, foi realizada uma simulação da condução térmica existente. Neste caso, admitiu-se que as temperaturas no centro e na extremidade do disco fossem de aproximadamente 100°C e 700°C, respectivamente.

A tabela 4 resume os parâmetros principais da simulação.

Tabela 4 – Parâmetros principais para a simulação do disco do rotor com MEF					
PARÂMETROS GERAIS	CONDIÇÕES DE CONTORNO	CARREGAMENTOS			
Massa do Disco: 0.982 kg Massa de cada Pá: 0.006 kg Temperatura: gradiente da figura 5	Engaste no centro do disco	Carregamento devido à inércia de rotação (1570.80 rad/s)			

Os resultados obtidos para o gradiente de temperaturas e deformação do disco podem ser vistos na figura 5.



Figura 5 - Resultados da simulação com MEF para a deformação do disco do rotor.

## 4.1.2. Análise Estrutural da Pá do Rotor

Semelhante ao que foi realizado no item 6.1, a análise estrutural de uma pá do rotor do segundo estágio será realizada utilizando duas abordagens: analítica e MEF.

# 4.1.2.1. Modelo Analítico para a Dilatação Térmica na Pá

O estudo analítico da dilatação térmica na pá do rotor foi realizado de forma semelhante ao item 6.1.1. Neste caso, a pá foi modelada como sendo uma barra engastada no próprio disco do rotor. Logo:

$$\left\{ \Delta L = L_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad \rightarrow \quad \begin{cases} L_0 = 30mm \\ \alpha = 1.7 \cdot 10^{-5o} C^{-1} \\ \Delta T = 700 - 22 = 678^o C \end{cases} \quad \rightarrow \quad \Delta L = 345.78 \mu m$$
(3)

## 4.1.2.2. Modelo Analítico para os Esforços de Inércia na Pá

Para a análise dos esforços de inércia que atuam na pá do rotor, foi desenvolvido um modelo analítico em que novamente admitiu-se a pá como sendo uma barra engastada no disco do rotor. Neste caso:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{\rho \cdot \Omega^2}{E} \cdot (R+r) = 0 \quad \rightarrow \quad \begin{cases} \rho = 7750 kg / m^3 \\ E = 193GPa \\ L = 30mm \\ R = 53mm \\ \Omega = 1570 rad / s \ (15000 rpm) \end{cases} \qquad \rightarrow \quad \begin{cases} u^{\max} = u_r \left(L\right) = \frac{\rho \cdot \Omega^2 \cdot L^2}{6 \cdot E} \cdot \left(2 \cdot L + 3 \cdot R\right) \\ \sigma^{\max} = \sigma_r \left(0\right) = \rho \cdot \Omega^2 \cdot L \cdot \left(R + \frac{L}{2}\right) \\ u^{\max} = 3.55 \mu m \\ \sigma^{\max} = 39.01 MPa \end{cases}$$

$$(4)$$

#### 4.1.2.3. Modelo Analítico do Creep na Pá

O creep é um fenômeno cujos efeitos são mais significativos em sistemas que operam em elevadas temperaturas. Como as temperaturas nas pás do rotor do segundo estágio atingem valores de até 700°C, torna-se necessário a realização de uma análise mais apurada deste fenômeno.

O principal modelo utilizado para descrever o comportamento do creep, admite que o carregamento e a temperatura sejam constantes no tempo. Desta forma, a deformação total do material é dada da seguinte forma (HULT, 1966):

A figura 6 mostra um gráfico comparativo deste deslocamento na presença e na ausência do creep.



Figura 6 - Gráfico comparativo do deslocamento total da extremidade da pá. Vermelho: presença do creep e Azul: ausência do creep

Como critério de dimensionamento para o creep, irá se considerar a deformação da pá após 60 meses (cinco anos). Neste caso, tem-se:

 $u_{creep}^{\text{max}} = 20.07 \,\mu m$ 

(6)

#### 4.1.2.4. Modelo em Elementos Finitos da Pá

Assim como realizado com o disco do rotor, utilizou-se o software ANSYS Workbench para a análise em MEF dos efeitos das forças de inércia e dilatação térmica que atuam na pá. A figura 7 mostra a malha utilizada para tal análise.



Figura 7 - Modelo da pá do rotor e malha utilizada para a análise com MEF

A tabela 5 resume os parâmetros principais da simulação.

Os resultados obtidos, em termos de tensão de von Mises e deformação, podem ser vistos na figura 8.

Tabela 5 – Tarametros principais para a simulação da pa do rotor com MEL	Tabela 5 - Parâmetros	principais para	a simulação da	pá do rotor com MEF
--	-----------------------	-----------------	----------------	---------------------



Figura 8 - Resultados da simulação com MEF da pá do rotor. Tensão de von Mises (esquerda) e Deformação (centro e direita)

# 4.1.3. Resumo dos Resultados Obtidos

A tabela 6 a seguir resume todos os resultados obtidos relacionados com a análise estrutural do rotor do segundo estágio.

			DISCO	PA
		Forças de Inércia (sem Creep)		3.55
DEFORMAÇÕES RADIAIS (µm)	Analítico	Forças de Inércia (com Creep)		20.07
		Dilatação Térmica	610.88	345.78
		TOTAL (sem Creep)	960.21	
		TOTAL (com Creep)	976.73	
	MEF	Forças de Inércia	2.31	3.26
		Dilatação Térmica	619.37	354.87
		TOTAL	979.	81
FREQÜÊNCIAS NATURAIS (Hz)			3340; 3341; 4055; 4306; 6196; 6197	2992; 7698 11081; 16787

Tabela 6 –	Resultados o	la análise	estrutural	do rotor	do segui	ndo estágio
					<i>u</i>	0

Vale destacar a grande proximidade que se verificou entre os resultados analíticos e aqueles obtidos a partir do MEF.

#### 4.2. Análise Dinâmica do Sistema Rotativo Principal do Segundo Estágio

As análises dinâmicas do sistema rotativo principal do segundo estágio serão realizadas de duas formas: a primeira será através de uma abordagem analítica, cujos resultados serão úteis apenas para análises quantitativas; já a segunda abordagem será realizada a partir da utilização de um software de Elementos Finitos, fornecendo assim resultados mais precisos do ponto de vista quantitativo.

## 4.2.1. Estudo Analítico do Rotor

Uma importante etapa deste projeto concentrou-se basicamente nos estudos dos aspectos teóricos relacionados aos temas de Vibrações Mecânicas e Dinâmica de Rotores. Inicialmente, foi desenvolvido um modelo analítico generalizado para a vibração lateral de rotores suportados por eixos e mancais flexíveis. Neste caso, foram obtidas equações dinâmicas que permitem uma boa análise qualitativa para as velocidades críticas e para as órbitas do rotor no regime permanente.

O modelo matemático desenvolvido foi baseado no consagrado rotor de Jeffcott. Entretanto, considerou-se um caso mais genérico, incluindo os fenômenos relacionados com o efeito giroscópio. Desta forma, obteve-se um sistema de equações diferenciais ordinárias lineares com 4 graus de liberdade, como pode ser observado na equação 7.

$$\left[\overline{M}\right] \cdot \left\{ \ddot{q} \right\} + \left[\overline{C}\right] \cdot \left\{ \dot{q} \right\} + \left[\overline{K}\right] \cdot \left\{ q \right\} = \left\{ f \right\}$$

$$\tag{7}$$

Para a simulação da equação acima, foram utilizados os dados resumidos na tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros utilizados para a simulação do sistema							
Configuração do Sistema Propriedades do Eixo		Propriedades do Disco		Propriedades dos Mancais			
Rotação	15000 rpm	Material	ABNT 4340	Material	Inox 304	k <sub>ii</sub>	$1.20.10^7 \text{ N/m}$
$\alpha_A$ (Mancal A)	3%	ρ	$7800 \text{ kg/m}^3$	Massa	0.9870 kg	ki <sub>ij</sub>	0.00 N/m
$\alpha_{\rm B}$ (Mancal B)	35%	Е	210 GPa	I <sub>t</sub>	0.001 kg.m <sup>2</sup>		
$\alpha_{\rm C}$ (Rotor)	100%	L	237 mm	Ip	0.002 kg.m <sup>2</sup>		
		d	20 mm	3	10µm (G2.5)		
				λ	2°		

A validação do programa de simulação utilizado para a obtenção dos resultados mostrados acima foi realizada a partir de exemplos de (RAO, 1983).

## 4.2.1.1. Respostas no Domínio da Freqüência

Os resultados obtidos no domínio da freqüência a partir do modelo analítico desenvolvido podem ser vistos na figura 9.



Figura 9 - Diagrama de Campbell (esquerda) e amplitudes normalizadas (direita) do sistema rotativo principal obtido a partir do modelo analítico

De acordo com o diagrama acima, pode-se concluir que o sistema em questão possui duas velocidades críticas muito próximas: 7980 rpm e 8230 rpm.

#### 4.2.1.2. Respostas no Domínio do Tempo

Neste caso, foram obtidos gráficos da trajetória (órbita) executada pelo centro geométrico do rotor e das extremidades do eixo em contato com os mancais. Tais resultados são relativos à condição de regime permanente, cuja rotação é de 15000 rpm.



Figura 10 – Órbitas do sistema rotativo principal obtidas a partir do modelo analítico. Acima: órbitas do centro de massa e centro geométrico (escala de 1mm). Abaixo: órbitas do eixo nos mancais (escala 0.1mm)

# 4.2.2. Modelo em Elementos Finitos do Sistema Rotativo Principal

Todas as análises realizadas a partir do MEF do sistema rotativo principal do segundo estágio foram feitas a partir de programas computacionais obtidos de (ZACHARIADIS, 1999); (ZACHARIADIS, 2006).

A discretização deste sistema para a aplicação do MEF foi realizada de acordo com a figura 11.



Figura 11 - Discretização do sistema rotativo principal para a aplicação do MEF

# 4.2.2.1. Respostas no Domínio da Freqüência

A figura 12 apresenta os resultados, no domínio da freqüência, obtidos a partir da simulação com o MEF. Nesta mesma figura também estão presentes os primeiros modos de vibração para rotações próximas às velocidades críticas.

Já os gráficos da figura 13 mostram os seis primeiros modos de vibração para a rotação de operação do sistema (15000 rpm).



Figura 12 - Diagrama de Campbell (esquerda) e primeiros modos de vibração, para rotações próximas às velocidades críticas, obtidos a partir da simulação com MEF (centro e esquerda)



## 4.2.3. Resumo dos Resultados Obtidos

A tabela 8 a seguir resume todos os resultados obtidos relacionados com a análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio.

l abela 8 – Resultados da analise dinamica do sistema rotativo principal do segundo estagio						
Valagidadas Críticas (rmm)	Analítico	7980; 8230				
velocidades Criticas (rpm)	MEF	6720; 7500				
Raio Médio da Órbita do Centro Geométrico do	Analítico	0.19				
Rotor (mm)	MEF					

## 5. Conclusões

A partir dos resultados obtidos na análise estrutural do rotor do segundo estágio, a deformação radial total do mesmo será menor que 1mm. Uma vez que a folga radial dimensionada entre o rotor e o estator foi de 1mm (1000µm), pode-se concluir que possivelmente não haverá problemas de interferência entre estes dispositivos durante a operação do sistema.

Já com relação à análise dinâmica do sistema rotativo principal do segundo estágio, pôde-se observar que pelo menos uma das velocidades críticas estará abaixo da velocidade de operação. Neste caso, inevitavelmente o sistema passará por uma crítica durante sua aceleração. Desta forma, para que não haja problema na partida do sistema, deve-se garantir que esta passagem seja bastante rápida.

Finalmente, após todos os dimensionamentos e análises, irá se realizar a construção de um protótipo para este segundo estágio. Este protótipo, por sua vez, será integrado a um sistema já existente composto por uma câmara de combustão empregada para acionar o turbo-compressor automotivo. Todas as despesas deste protótipo estão sendo financiadas pela FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) através de um projeto de pesquisa e pela ANP (Agência Nacional do Petróleo), através de uma bolsa de iniciação científica concedida ao autor deste trabalho.

## 6. Bibliografia

GENTA, Giancarlo. Dynamics of Rotating Systems. USA: Springer, 2005.

GOODWIN, M.J. Dynamics of Rotor-Bering Systems. London, UK: Unwin Hyman, 1989.

HULT, Jan A. Creep in Engineering Structures. USA: Blaisdell Publishing Company, 1966.

MEIROVITCH, Leonard. Principles and Techniques of Vibration. New Jersey, USA: Prentice Hall, 1997.

MIT OPEN COURSEWARE. Planilha Bearing\_linear\_stiffness\_alignment de Alex Slocum. 2008. Disponível em : < <u>http://ocw.mit.edu</u> >. Acesso em: 13/05/2008 às 14:30.

MÜLLER, P.C.; SCHIEHLEN, W.O. Linear Vibrations. USA: Martinus Nijhoff Publishers, 1985.

RAO, J. S. Rotor Dynamics. New Delhi, India: Wiley Eastern Limited, 1983.

SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R., BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica.** Tradução de João Batista de Aguiar e José Manoel de Aguiar. 7ª ed. Porto Alegre, RS, Brasil: Bookman, 2005.

SKF. Catálogo SKF de Rolamentos. 2008. Disponível em : < <u>http://www.skf.com.br</u> >. Acesso em: 20/04/2008 às 19:30.

\_\_\_\_\_. Unbalance Response of Rotors Supported on Hydrodynamic Bearings Placed Close to Nodal Points of Excited Vibration Modes. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, New York - USA, v. 128, n. 3, p. 661-669, 2006.

## Static and Dynamic Structural Analysis of a Gas Power Turbine

**Francisco José Profito** fprofito@hotmail.com

# Prof. Dr. Demetrio Cornilios Zachariadis

dczachar@usp.br

This project aims at the conception, structural analysis –static & dynamic- and design of a small power turbine together with the fittings necessary to couple it with an electric generator. The motivation for this study is the increasing demand for alternative energy sources and distributed energy generation in areas not covered by the hydropower electric grid.

Two main questions had to be answered in order to conduct the design, related to the systems general configuration and the high temperatures on the bearing closer to the power gas turbine. The analyses yielded the adoption of a gear box for the reduction of the velocity of the power output shaft and the use of labyrinth seals for the isolation of the bearings.

Keywords: power turbine, gas microturbine, rotor dynamics