

EPUSP- ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

PMC 581- PROJETO MECÂNICO II

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM ROTOR DE
VENTILADOR DE FORNO DE ACIARIA POR MEIO DE SOFTWARE DE
ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Autor:

JOSÉ JEAN-PAUL Z. DE S. TAVARES

**São Paulo
1994**

EPUSP- ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

PMC 581- PROJETO MECÂNICO II

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM ROTOR DE
VENTILADOR DE FORNO DE ACIARIA POR MEIO DE SOFTWARE DE
ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Área de Concentração :
Projeto Mecânico

Professor Orientador: **FRANCISCO E. BACCARO NIGRO**

Autor: **JOSÉ JEAN-PAUL Z. DE S. TAVARES**

São Paulo
1994

Dedicatória: Dedico essa obra aos meus pais e familiares.

Agradecimentos: À Multicad, ao IPT e à Kepler Weber.

ÍNDICE

1) INTRODUÇÃO	06
2) OBJETIVOS	07
3) CARACTERÍSTICAS DO PROJETO	08
4) DESCRIÇÃO DO PRODUTO	09
5) FUNDAMENTOS TEÓRICOS	10
5.1) VIBRAÇÃO EM RODAS DE PÁS DE TURBINAS	10
5.1.1) MODOS NATURAIS DE VIBRAR	11
5.2) MODELAMENTO EM ELEMENTOS FINITOS	15
5.2.1) NOÇÕES DE TEORIA DE PLACAS	16
5.2.2) TÉCNICAS DE SOLUÇÕES APROXIMADAS	17
5.2.3) MÉTODO DE LANCZOS	19
5.2.4) MÉTODO DE INTERAÇÃO DE VETORES	21
6) METODOLOGIA DO PROJETO	22
7) RESULTADOS OBTIDOS	29
8) DISCUSSÃO	42
9) CONCLUSÃO	46
10) BIBLIOGRAFIA	47

1) INTRODUÇÃO

O trabalho de pesquisa quer demonstrar a utilidade de programas de elementos finitos no projeto de rotores e impelidoras radiais.

A indústria de ventiladores de grande porte tem características peculiares de produção, de modo que deva ser individual para cada ventilador e sem possibilidade de produção seriada e automatizada. Nessa área é o domínio da tecnologia do produto e de um processo de produção ágil, versátil, de qualidade e de baixo custo que determina a competitividade da empresa.

Esse trabalho visa suprir parte da necessidade na tecnologia de impelidores de grande porte colocando a disposição do mercado uma introdução da análise dinâmica de ventiladores centrífugos com o uso de softwares de elementos finitos.

2) OBJETIVOS

O trabalho de graduação desenvolvido aborda a dinâmica vibratória de um rotor de ventilador de exaustão de um forno de aciaria. A finalidade da pesquisa foi estudar o fenômeno conhecido como velocidade crítica de disco em impelidores centrífugos com a utilização de software de elementos finitos para avaliação da confiabilidade estrutural à vibração quando comparado com resultados obtidos experimentalmente.

3) CARACTERÍSTICAS DO PROJETO

Para um projeto de rotor devemos nos deter na sua estabilidade, funcionalidade, dentre outras características; de forma a torná-lo seguro e adequado ao sistema, porque, no caso do rotor apresentar falhas, isso implicará em despesas e horas de serviço desperdiçadas.

Dessa forma é justo dizer que, nesse trabalho, apenas abordaremos o levantamento das velocidades críticas do rotor e suas formas de vibrar, não elaborando um estudo completo de estabilidade e funcionalidade no sistema onde o rotor é utilizado, nem tampouco de todos os fatores que influenciam o estudo de rotores de máquinas rotativas.

4) DESCRIÇÃO DO PRODUTO

O rotor é composto por um disco interno com diâmetro interno de 570mm e externo de 2270mm, com dez dentes e pás de geometria em forma de arco com placas de desgaste, e dois discos externos com diâmetros internos de 1189mm e externos de 2259mm. O rotor tem cerca de 2 toneladas. O modelo sólido do rotor em quatro vistas pode ser visto na FIGURA-4.1.

O rotor é feito de chapas de aço usiminas SAR 80 CT, trabalha a uma temperatura de 70° C, e gira a 1770 rpm (29.5 hz).

Suas peças são soldadas e apresentam furos de fixação numa flange do disco interno nos raios de 315mm(16 furos), 390mm (16 furos), 477.5mm (24 furos).

Os dentes e as pás do ventilador possuem perfil de arcos de circunferência, o normal são pás retas para esse tipo de rotor, com raio de 2404.5mm e larguras entre 116 e 211.5mm.

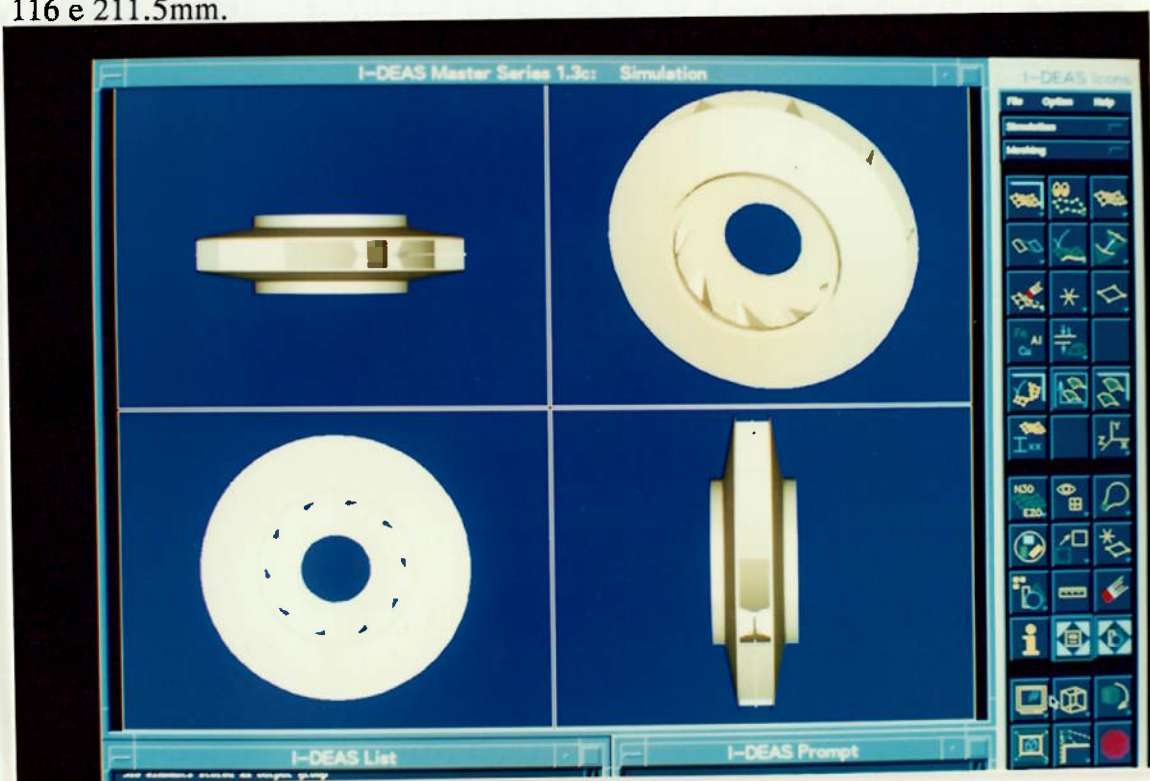


FIGURA 4.1 - QUATRO VISTAS DO MODELO SÓLIDO DO ROTOR ELABORADO NO I-DEAS MASTER SERIES

5) FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Desde o trabalho pioneiro de CAMPBELL (1924), contatou-se a importância do problema do controle das características dinâmicas de impelidores e do conhecimento das velocidades críticas de disco no projeto de rodas de turbinas a vapor e compressores seguros e confiáveis. A busca de maiores desempenhos dos ventiladores industriais também torna esse aspecto crítico para o projeto desses. Aumentar o desempenho de ventiladores significa ampliar o uso dos mesmos para regiões de maior pressão. Isso implica construímos ventiladores que trabalhem em rotações mais elevadas e com diâmetros maiores.

5.1) VIBRAÇÕES DE RODAS E PÁS DE TURBINAS

Foi estudando vibrações de rodas e pás de turbinas que CAMPBELL desenvolveu seu trabalho que também pode ser aplicado para ventiladores, considerando suas diferenças geométricas e de condições de trabalho.

Na construção de rotores e rodas de pás de turbinas podemos distinguir dois tipos principais, que são designados por tipo disco e tipo tambor. No tipo disco o rotor consiste num eixo no qual são colocados vários discos. O diâmetro desses discos é cerca de quatro vezes maior que o eixo, e as pás são colocadas à periferia dos discos. Com o tipo tambor, o rotor consiste num cilindro forjado e perfurado de diâmetro igual ao externo dos discos do tipo anterior, e as pás são fixadas diretamente à superfície externa desse tambor.

Em ambos os tipos ocorrem falhas por fadiga nas pás. Enquanto no tipo de tambor as falhas ficam restritas às pás em si, no tipo disco as rachaduras estendem-se até as partes sólidas do disco.

5.1.1) MODOS NATURAIS DE VIBRAR

Considere um disco parado sem rotação. O centro é fixado ao eixo e a periferia com as pás em liberdade para vibrar. Em tal sistema, há um número infinito de modos naturais de movimento, dos quais apenas uns poucos são importantes para esse problema. Os modos de vibrar que usualmente provocam falhas são aqueles que a periferia flete numa onda senoidal com 4, 6, 8 ou 10 nós, designados por modos de flexão de $n=2, 3, 4$ e 5 respectivamente.

Para obtenção das frequências naturais experimentais, o disco é mantido num plano horizontal e coberto com areia uniformemente. A vibração é excitada e, na ressonância, a areia se afasta das partes do disco em vibração e acumula-se nas linhas nodais. A FIGURA 5.1.1 retrata uma roda de turbina com três diâmetros nodais numa análise experimental utilizando areia. Note que a circunferência do disco divide-se em três pares de partes iguais que alternam o movimento para cima e para baixo. Nos nós, naturalmente, não ocorre qualquer movimento. É possível fazer analogia com duas ondas senoidais se propagando com mesma frequência mas em sentidos opostos; assim aparecem locais que não possuem variação de amplitude, os nós, e locais que têm sempre sua amplitude variando de um lado para o outro. Veja a FIGURA 5.1.2.

Após determinarmos e descrevermos uma dada frequência e modo de vibrar experimentalmente, no caso, com o disco parado, surge uma questão, ou seja, como será esse comportamento com o disco em alta rotação? A frequência de um dado tipo de vibração é determinada por dois fatores, a saber, a rigidez e a massa do corpo que vibra. Um corpo mais rígido vibra com frequências mais elevadas, enquanto um corpo com maior massa possui uma frequência de vibração menor. As forças centrífugas não interferem na massa do impelidor, mas têm uma poderosa influência na rigidez do sistema.

As forças centrífugas que aparecem devido à rotação atuam radialmente ao longo da aresta externa do impelidor criando um efeito de rigidez e, assim, elevam a frequência de vibração e alteram também a forma do modo de vibrar. O último efeito é de pequena importância e não será considerado.

A ressonância ocorre quando a frequência de uma força excitadora (f_e) e a frequência natural (f_{kl}) apresentam a seguinte relação:

$$f_e = f_{kl} \pm k f_r,$$

onde f_r é a frequência de rotação do disco, k denota o número de diâmetros nodais e l o número de círculos nodais de seus modos. Fica claro, então, que uma vibração pode ser excitada no disco rotativo por uma força constante parada no espaço, devido ao fato da força poder atuar na mesma direção do deslocamento das partes móveis, que vibram no rotor, e promover sempre trabalho positivo. Nesse caso, substituindo $f_e = 0$ temos :

$$f_{rcrit} = f_{kl}/k.$$

A frequência natural altera-se com a frequência de rotação através de uma curva de relação hiperbólica que foi aproximada pela fórmula de Southwell:

$$f_{kl}^2 = f_{kl}^2|_{n=0} + \lambda_{kl} f_r^2,$$

onde $f_{kl}|_{n=0}$ é a frequência natural para o caso de não rotação e λ_{kl} é o fator de rigidez decorrente do efeito centrífugo. Veja na FIGURA 5.1.3 as curvas de frequência excitadora em função da frequência de rotação do disco e frequência crítica em função da frequência de rotação.

Se o disco tem diferenças de simetria, cada frequência natural f_{kl} é dividida em dois valores $f_{kl}^{(1)}$ e $f_{kl}^{(2)}$, ambos relacionados ao mesmo modo de vibrar, que diferem-se em $90^\circ/k$ na rotação dos diâmetros nodais.

Os impelidores que possuem dentes ou lâminas modificando a própria simetria, como é o caso desse que estamos estudando, são, portanto, estruturas de espectro de

freqüência com valores duplos de freqüência natural. Embora teoricamente esse efeito seja importante, na prática ele geralmente é desprezado. Além disso, é difícil detecta

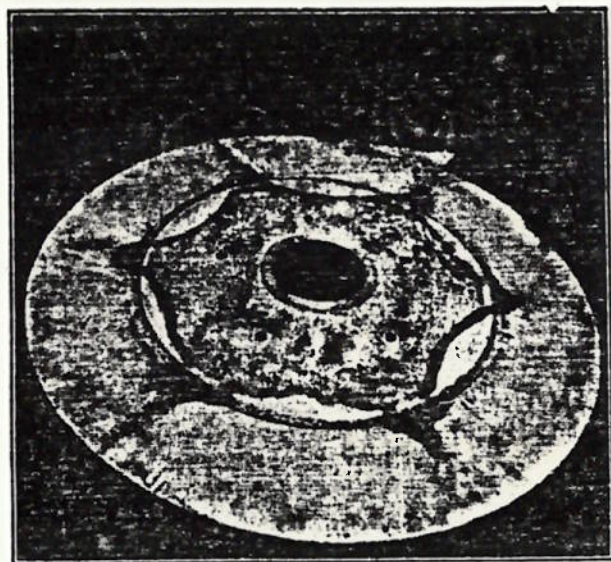


FIGURA 5.1.1: ENSAIO EXPERIMENTAL NUMA RODA DE TURBINA COM TRÊS DIÂMETROS NODAIS.

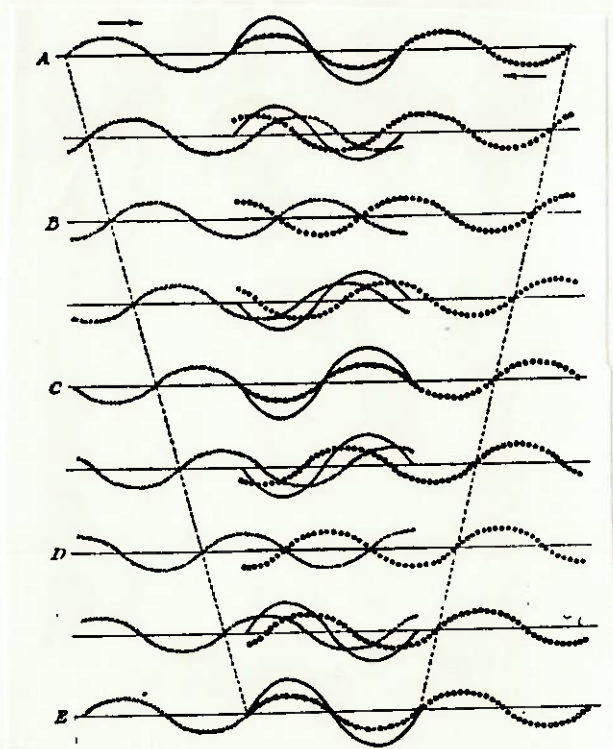
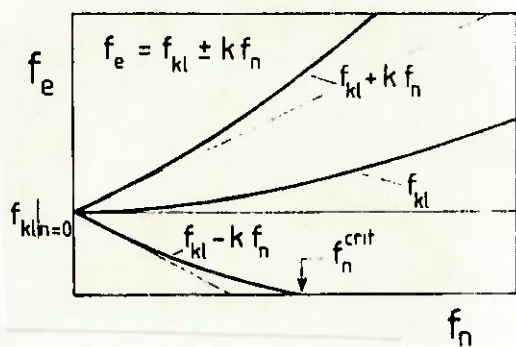


FIGURA 5.1.2: COMPOSIÇÃO DE DUAS ONDAS IGUAIS SE PROPAGANDO EM DIREÇÕES OPOSTAS PARA PRODUZIR UMA VIBRAÇÃO VERTICAL.

1)



2)

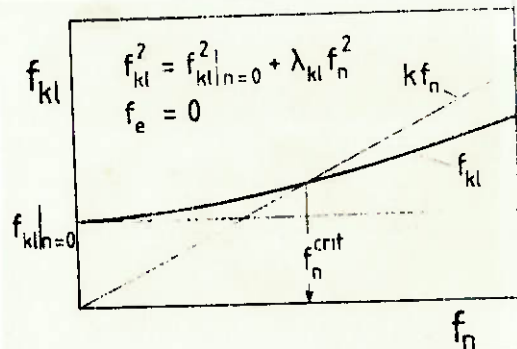


FIGURA 5.1.3: CURVA1 :FREQ. DE EXCITAÇÃO X FREQ. DE ROTAÇÃO
CURVA2:FREQ. CRÍTICA X FREQ. DE ROTAÇÃO

Se o disco tem diferenças de simetria, cada frequência natural f_{kl} é dividida em dois valores $f_{kl}^{(1)}$ e $f_{kl}^{(2)}$, ambos relacionados ao mesmo modo de vibrar, que diferem-se em $90^\circ/k$ na rotação dos diâmetros nodais.

Os impelidores que possuem dentes ou lâminas modificando a própria simetria, como é o caso desse que estamos estudando, são, portanto, estruturas de espectro de frequência com valores duplos de frequência natural. Embora teoricamente esse efeito seja importante, na prática ele geralmente é desprezado. Além disso, é difícil detectar o efeito da separação da frequência em testes experimentais em ventiladores radiais. A FIGURA 5.1.4 mostra o mesmo rotor com três diâmetros nodais e duas formas distintas de vibrar causadas pela existência de assimetria dos furos da roda.

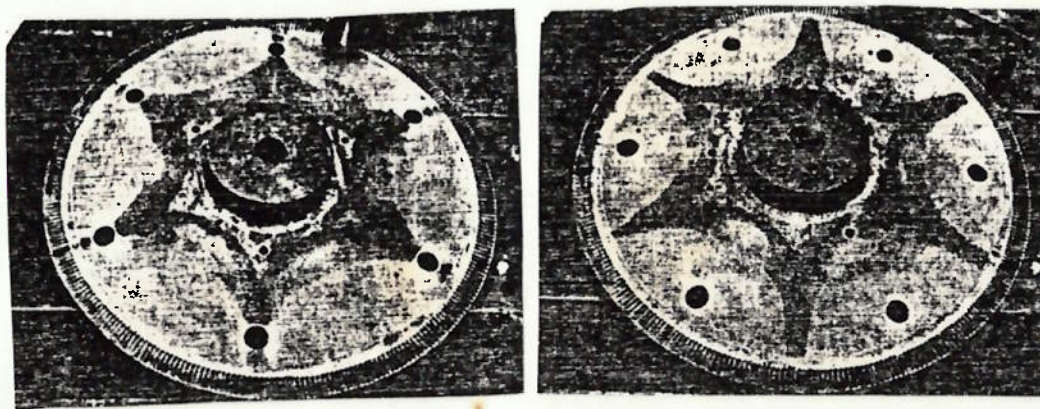


FIGURA 5.1.4: EFEITO DA DIVISÃO DO ESPECTRO DE FREQUÊNCIA
CAUSADO POR ASSIMETRIA DO ROTOR.

5.2) MODELAMENTO EM ELEMENTOS FINITOS

A engenharia lança mão de Modelos, representações simplificadas da realidade, para elaborar os projetos e prever, mais ou menos precisamente, o comportamento da materialização do projeto após sua construção.

A análise em engenharia requer a idealização de sistemas na forma que possibilite seu estudo, a formulação das equações de equilíbrio que o governa, a solução das equações, e a interpretação dos resultados.

Na análise de sistemas discretos, a resposta real do sistema pode ser diretamente descrita pela solução de um número finito de variáveis estáticas. No caso de sistemas contínuos, a formulação das equações de equilíbrio advém de uma análise de equações diferenciais que regem a resposta do sistema. A solução exata dessas equações, satisfazendo todas as condições de contorno, só é conseguida em sistemas simples, e, para sistemas complexos, utiliza-se procedimentos numéricos para predizer as respostas dos modelos. Esses procedimentos, em suma, reduzem sistemas contínuos para modelos discretos que podem ser analisados como sistemas físicos discretos.

Na prática é uma decisão preliminar importante a ser realizada pelo analista, se o modelo será tratado discreta ou continuamente.

Além disso, na análise contínua deve-se decidir como o sistema é melhor reduzido para um modelo numérico apropriado. É nesse ponto que o procedimento de elementos finitos têm muita valia porque a técnica de elementos finitos em conjunto com computadores têm capacidade de discretização e de solucionar sistemas contínuos de uma maneira sistemática, e possibilita a extensão prática de procedimentos clássicos para sistemas complexos.

5.2.1) NOÇÕES DA TEORIA DE PLACAS

O nome "placa" identifica um modelo criado para simplificar a realidade, mais precisamente, uma família de modelos.

A teoria de placas visa tratar o comportamento de estruturas e entes físicos onde duas de suas dimensões são maiores que a terceira, bem como o comportamento de chapas em flexão.

Nas estruturas reais, uma chapa poderá ser curva ou plana, tendo certa região em regime elástico e outra em regime plástico. As cargas podem ser de ordem estáticas ou dinâmicas, sendo ortogonais à superfície da unidade (cargas laterais, contínuas de pesos, pressão uniforme ou hidroestática etc) ou tangenciais (resultante de tensões atuantes sobre o contorno da unidade). Suas deflexões máximas poderão ser bem menores ou não, que a própria espessura.

As simplificações a que se recorre nessa teoria, são quatro, a saber:

- 1º Hipótese: O material permanece elástico;
- 2º Hipótese: O plano de meia espessura não se deforma pela flexão;
- 3º Hipótese: Na seguinte expressão do raio de curvatura, pode-se desprezar a contribuição da derivada primeira.

$$1/R_n = -(\partial^2 w / \partial n^2) / [1 + (\partial w / \partial n)^2]^{1/2} \cong -(\partial^2 w / \partial n^2), \quad (5.2.2.1)$$

onde R_n é o valor do raio de curvatura, w é o deslocamento da chapa devido ao carregamento e n é a direção em que se mede o deslocamento da placa;

- 4º Nas deformações de flexão podem ser desprezadas as contribuições de σ_z , τ_{xz} e τ_{yx} .

5.2.2) TÉCNICAS DE SOLUÇÕES APROXIMADAS

É evidente pela natureza de um problema dinâmico que o volume de cálculo para se obter uma resposta dinâmica deve ser significativamente maior do que numa análise estática. Considerando uma análise de superposição de modos, o principal esforço computacional é gasto nos cálculos de frequência e modos de vibrar que também requer maior esforço que uma análise estática.

O problema a ser solucionado, resume-se basicamente na relação:

$$K\phi = \lambda\phi, \quad (5.2.2.1)$$

onde K é a matriz de rigidez de um único elemento finito ou de um conjunto dos mesmos, ϕ é um autovetor com componentes independentes no tempo e λ o autovalor correspondente ao autovetor.

Existem n autovalores e autovetores correspondentes que satisfazem a equação (5.2.2.1). O n -ésimo par de autovalores e autovetores é indicado como (λ_n, ϕ_n) , onde os autovalores são ordenados de acordo com suas magnitudes:

$$0 \leq \lambda_1 \leq \lambda_2 \leq \dots \leq \lambda_{n-1} \leq \lambda_n. \quad (5.2.2.2)$$

A solução para m pares de autovalores e autovetores pode ser escrita:

$$K\Phi = \Phi\Lambda, \quad (5.2.2.3)$$

onde Φ é uma matriz $n \times m$ com suas colunas iguais aos m autovetores e Λ é uma matriz diagonal $n \times n$ listando os correspondentes autovalores.

Um outro problema freqüentemente encontrado é aquele para ser resolvido com análise de superposição de modos de vibrar. Nesse caso consideramos a seguinte relação:

$$K\phi = \lambda M\phi, \quad (5.2.2.4)$$

onde M é a matriz de massa do conjunto de elementos finitos. Os autovalores e autovetores são o quadrado da freqüência de vibração, ω_i^2 , e os vetores correspondentes aos respectivos modos de vibrar.

Analogamente com a solução para m autovalores e autovetores correspondentes, podemos escrever:

$$K\Phi = M\Phi\Lambda. \quad (5.2.2.5)$$

Note que a expressão (5.2.2.4) pode ser simplificada para a (5.2.2.1) caso a matriz M seja a matriz identidade. Em outras palavras, os autovetores e autovalores da equação (5.2.2.3) podem representar o quadrado da freqüência e os modos de vibrar de um sistema quando uma massa unitária é especificada para cada grau de liberdade. Considerando os possíveis autovalores da solução de (5.2.2.1), o problema gerado em (5.2.2.4) tem autovalores maiores ou iguais a zero, onde o número de zeros é sempre igual ao número de corpos rígidos do sistema.

Técnicas de solução apropriadas foram desenvolvidas para calcular os menores autovalores e autovetores correspondentes de (5.2.2.4), quando a ordem do sistema é grande. A maioria dos programas utilizados usa técnicas de solução exata na análise de sistemas de pequena ordem.

5.2.3) MÉTODO DE LANCZOS

O método de Lanczos foi inicialmente proposto para a tridiagonalização de matrizes. Uma vez que a matriz de coeficientes de um problema genérico seja tridiagonal, os autovalores e vetores podem ser calculados efetivamente utilizando o MÉTODO DE INTERAÇÃO DE VETORES.

Seja x um vetor inicial arbitrário; normalizando-o com relação a matriz M para obter x_1 :

$$x_1 = x/\gamma; \quad \gamma = (x^t M x)^{1/2}$$

Também, seja $\beta_1 = 0$. No algoritmo de Lanczos calcula-se os vetores $x_2, \dots, x_q$ usando a seguinte equação para $i = 2, \dots, q$:

$$Kx_i = Mx_{i-1} \quad (5.2.3.1)$$

$$\alpha_{i-1} = x_i^t M x_{i-1} \quad (5.2.3.2)$$

$$\underline{x}_i = x_i - \alpha_{i-1} x_{i-1} - \beta_{i-1} x_{i-2} \quad (5.2.3.3)$$

$$\beta_i = (x_i^t M x_i)^{1/2} \quad (5.2.3.4)$$

$$x_i = \underline{x}_i / \beta_i \quad (5.2.3.5)$$

Teoricamente, as sentenças de vetores x_i , $i = 1, \dots, q$, geralmente usando as relações acima são M -ortogonal e a matrix $X = [x_1, \dots, x_q]$ satisfazem a seguinte equação:

$$X^t (MK^{-1}M) X = T_q \quad (5.2.3.6)$$

onde T_q é tridiagonal e de ordem q

$$T_q = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_2 & & & \\ \beta_2 & \alpha_2 & \beta_3 & & \\ & & \ddots & \ddots & \\ & & & \ddots & \beta_q \\ & & & \beta_q & \alpha_q \end{bmatrix} \quad (5.2.3.7)$$

Usando (5.2.3.6) pode-se relacionar os autovalores e autovetores de T_q quando $q=n$ com os autovalores da equação (5.2.2.4), que pode ser escrita como:

$$1/\lambda M\phi = MK^{-1}M\phi \quad (5.2.3.8)$$

Isto é, usando a transformação

$$\phi = X\psi \quad (5.2.3.9)$$

e (5.2.3.6) obtém-se (5.2.3.8)

$$T_n\psi = 1/\lambda\psi \quad (5.2.3.10)$$

Consequentemente, os autovalores de T_n são recíprocos dos autovalores de (5.2.2.4) e os autovetores dos dois problemas são relacionados como fixado em (5.2.3.9).

O algoritmo de Lanczos, na prática, devido aos erros de arredondamento, destrói a ortogonalidade da matriz T_n ; levando o método a convergir para autovetores repetidos.

Assim, verifica-se que soluções de grandes sistemas de vetores x_i não serão adequadamente M -ortogonais para os modos correspondentes aos autovetores mais

elevados. Por essas e outras razões, maiores pesquisas estão sendo gastas no método de Lanczos básico.

O uso prático do algoritmo de Lanczos indica que se q é significativamente menor que n , os autovalores de T_n são uma boa aproximação para os menores autovalores de (5.2.2.4).

5.2.4) MÉTODO DE INTERAÇÃO DE VETORES

Na solução de um autovetor ou de um autovalor necessita-se utilizar de uma interação. Nesse método a relação básica considerada é igual a expressão (5.2.2.4).

O objetivo é satisfazer essa expressão. Assume-se um vetor para ϕ , dito x_1 , e assume-se um valor para λ , $\lambda = 1$. Pode-se calcular:

$$R_1 = (I)Mx_1 \quad (5.2.4.1)$$

Desde que x_1 seja um vetor arbitrário, em geral, não é válido a relação $Kx_1 = R_1$. Se essa relação é válida, então x_1 pode ser um autovetor. Caso contrário encontrar-se outra relação, a saber:

$$Kx_2 = R_1 \quad x_2 \neq x_1 \quad (5.2.4.2)$$

onde x_2 é solução de deslocamento correspondente para a força aplicada R_1 . Nesse caso se substitui o valor de x_1 por x_2 e reinicia o ciclo. É pela repetição desse ciclo que obtemos as melhores aproximações para os valores dos autovetores.

6) METODOLOGIA DO PROJETO

Após obter os desenhos do rotor, cedidos pela Kepler Weber, uma empresa de controle ambiental, inicializou-se a elaboração do modelo sólido do rotor (FIGURA 4.1) através do software I-DEAS MASTER SERIES desenvolvido pela SDRC.

Para a elaboração da malha foram utilizados elementos de placa, devido as características do projeto do rotor. Foi desconsiderado o aumento da espessura nos pontos de solda. A malha foi feita de forma mapeada indicando o número de nós em cada aresta do modelo. Na FIGURA 6.1 mostra-se a janela indicando elementos de quatro nós de casca e a indicação de malha mapeada.

O modelo utilizado para se criar a malha foi um modelo de 1/20 do real com superfícies médias. Veja na FIGURA 6.2 o modelo com superfícies médias. Inicialmente foi feita a malha desse modelo, depois foi feita a reflexão no plano da chapa central e finalmente rotacionou-se toda essa parte dez vezes, tendo como ponto central de rotação o centro do impelidor.

Na FIGURA 6.3 temos a foto em quatro vistas da malha e na FIGURA 6.4 temos a malha sombreada.

A malha teve suas arestas livre verificadas pelo software para visualização dos contornos dos elementos. Veja na FIGURA 6.5 a representação das arestas livres.

Foram simulados várias condições de contorno, a primeira engastando apenas o raio interno do rotor, FIGURA 6.6, outra com o raio da última camada de furos de fixação engastados, FIGURA 6.7, e por fim uma com 16 nós de restrição na altura do último raio de furos de fixação e o raio da furação intermediária engastado, FIGURA 6.8. Foram restringidos todos os movimentos apesar de poder se desconsiderar a rotação no plano z(axial), além de outras. Note-se que são descartados os elementos internos ao diâmetro de engastamento; indica-se assim apenas o último raio de engastamento.

Foi criado um material próprio para os elementos, AÇO1, veja FIGURA 6.9, onde o valor do módulo de elasticidade do aço padrão foi mudado para 1.9×10^8 mN/mm², porque o rotor, como se sabe, trabalha a 70°C.

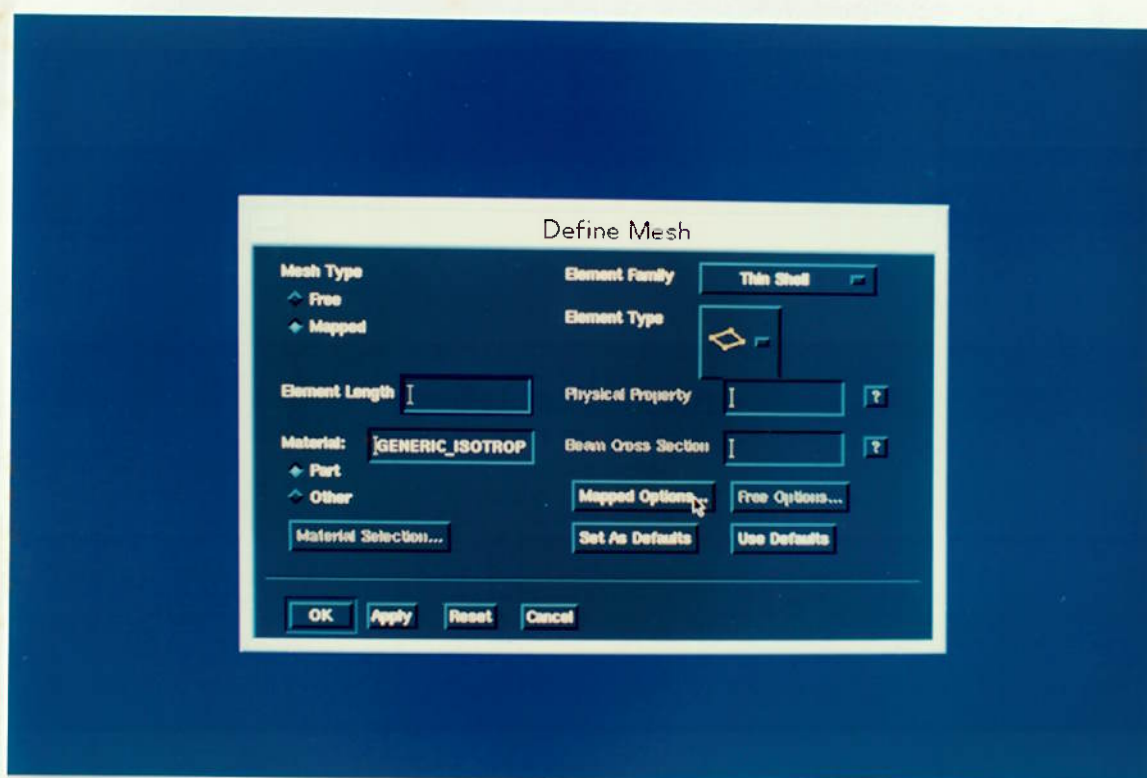


FIGURA 6.1: TABELA DE ELEMENTOS DE CASCA COM QUATRO NÓS E INDICAÇÃO DE MALHA MAPEADA

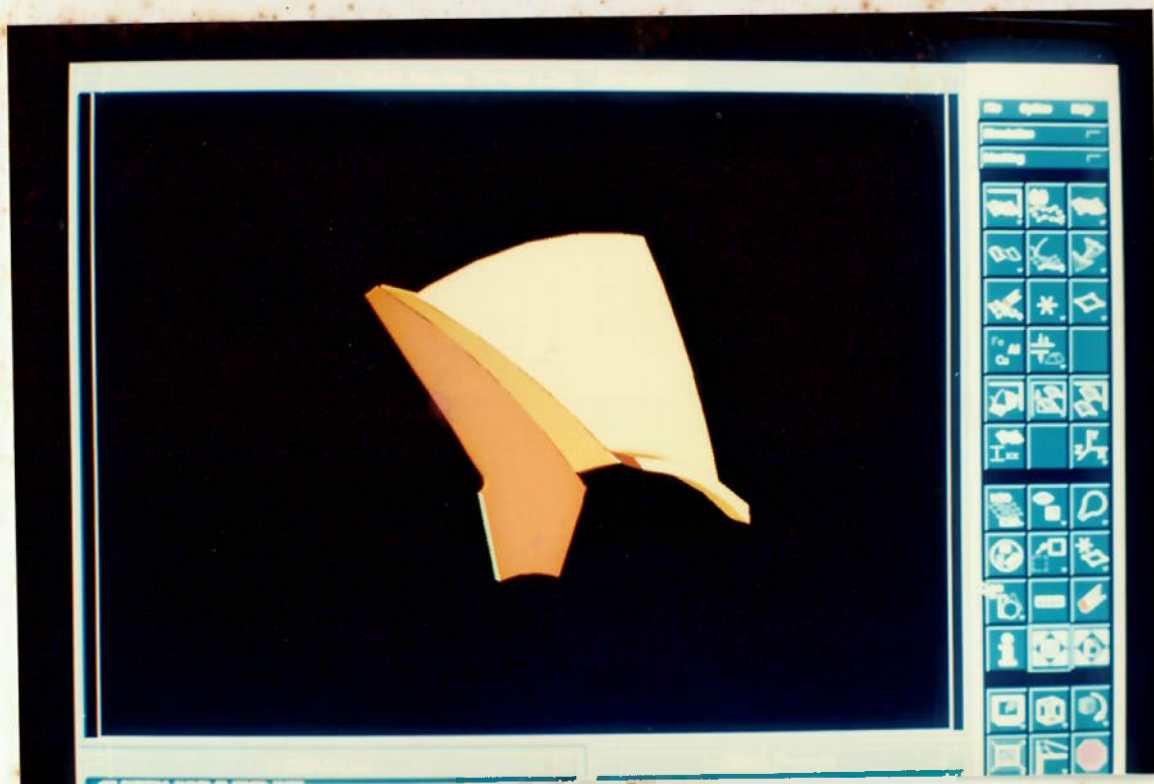


FIGURA 6.2: VISTA DE 1/20 DO MODELO COM SUPERFÍCIES MÉDIAS PARA ELABORAÇÃO DA MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.

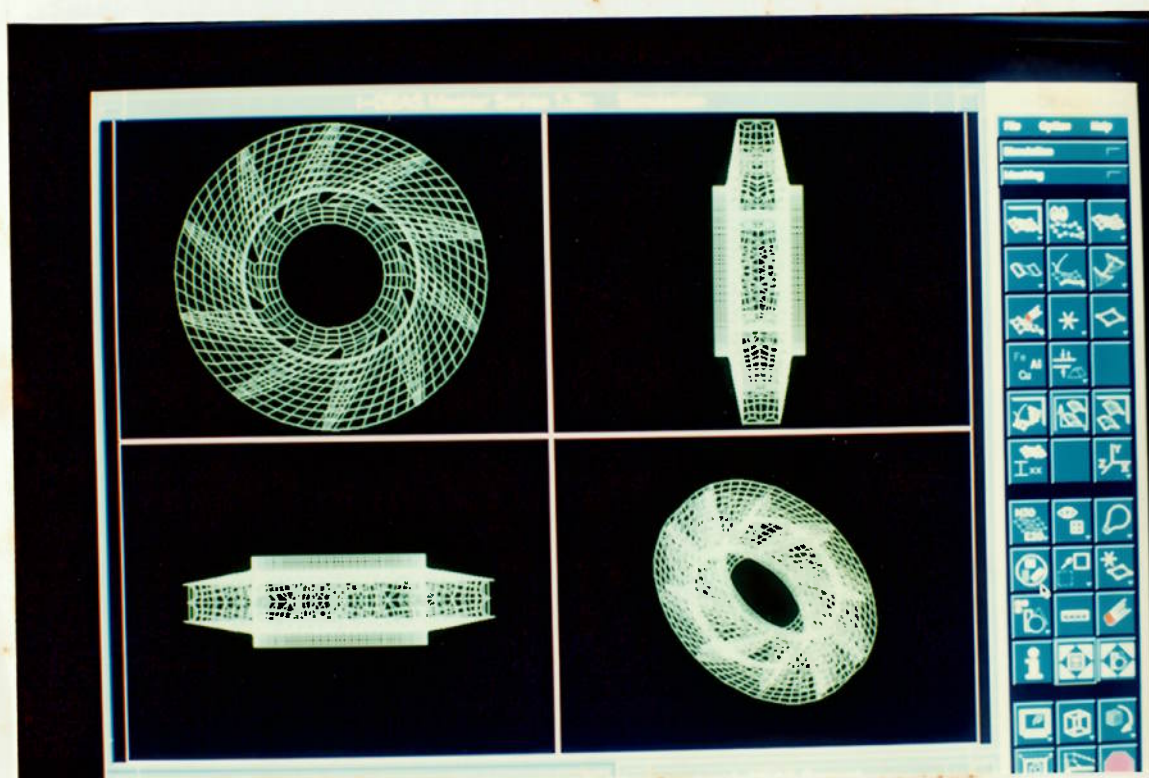


FIGURA 6.3: QUATRO VISTAS DA MALHA.

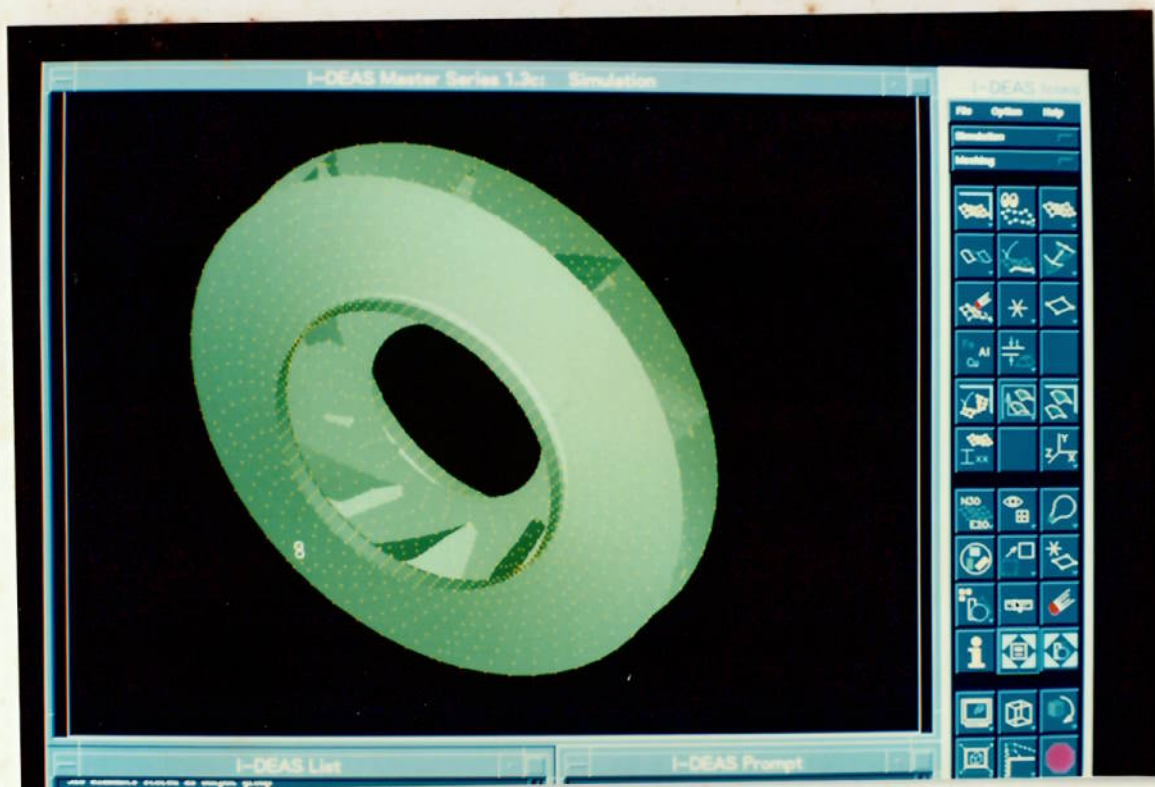


FIGURA 6.4: VISTA DA MALHA SOMBREADA.

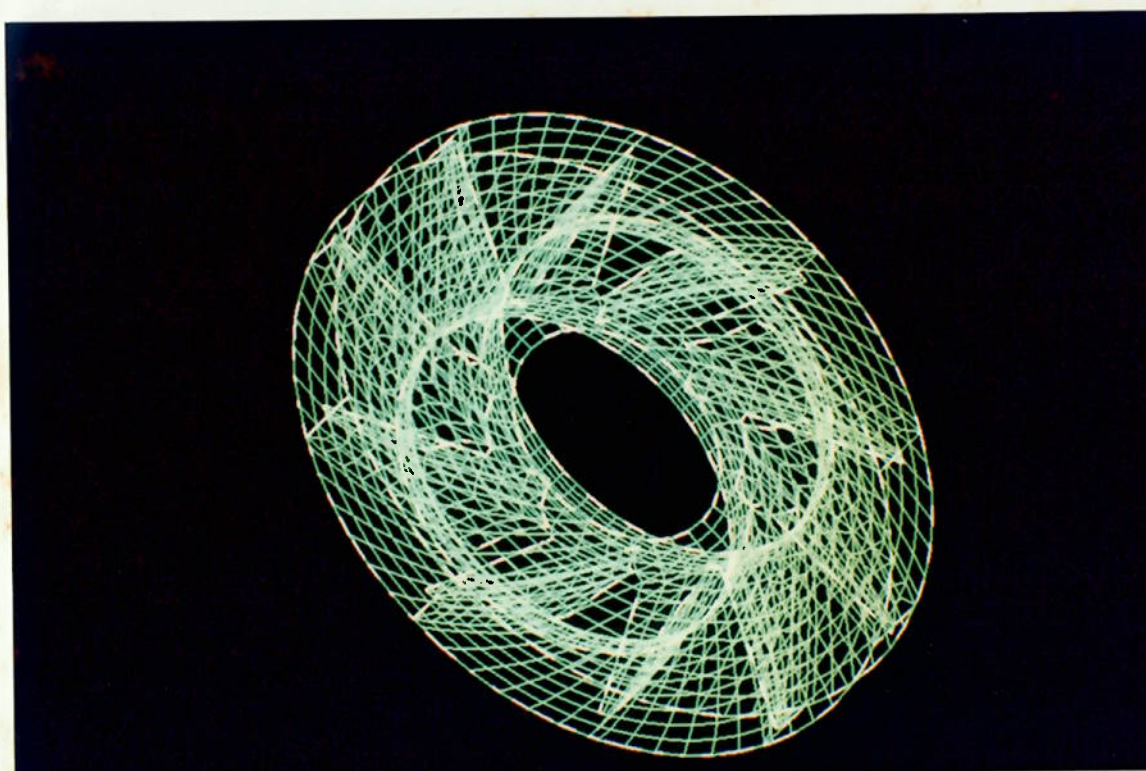


FIGURA 6.5: VERIFICAÇÃO DAS ARESTAS LIVRES DO MODELO EM ELEMENTOS FINITOS REFERENTE AO ROTOR

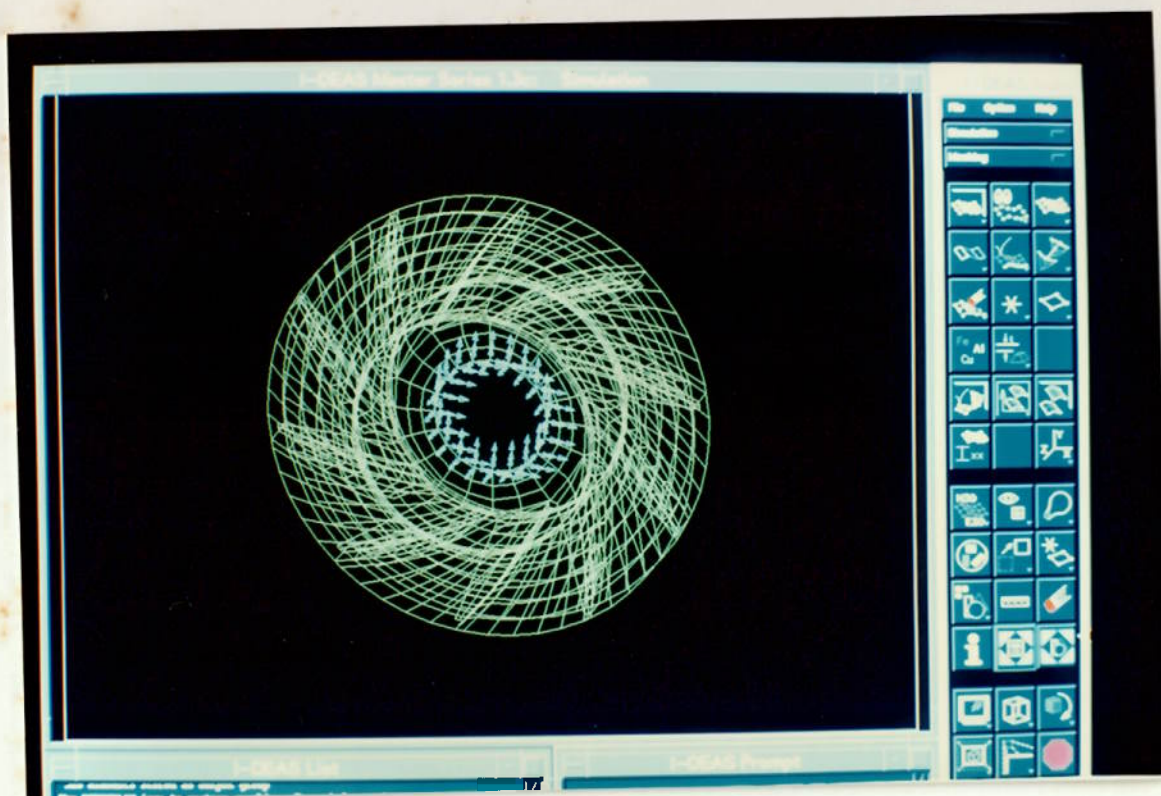


FIGURA 6.6: VISTA DA MALHA COM RESTRIÇÕES DE ENGASTE NO DIÂMETRO INTERNO DA PLACA CENTRAL.

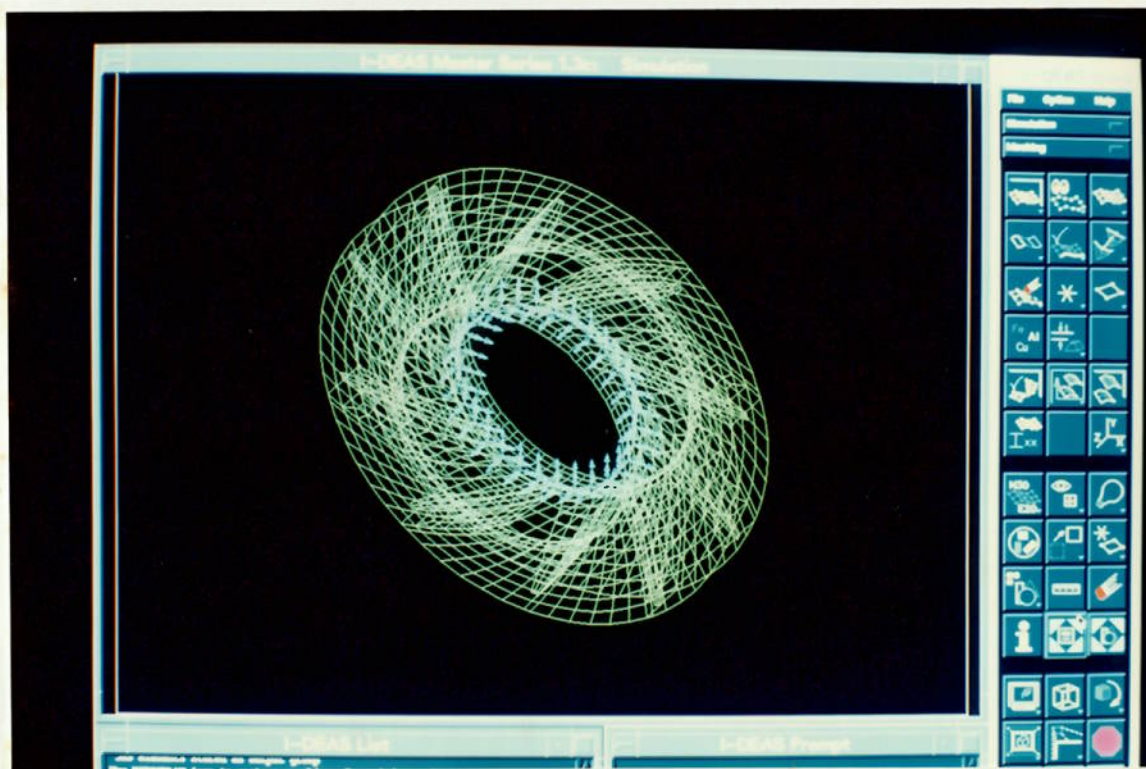


FIGURA 6.7: VISTA DA MALHA COM RESTRIÇÕES DE ENGASTE NO ÚLTIMO RAIO DE FIXAÇÃO

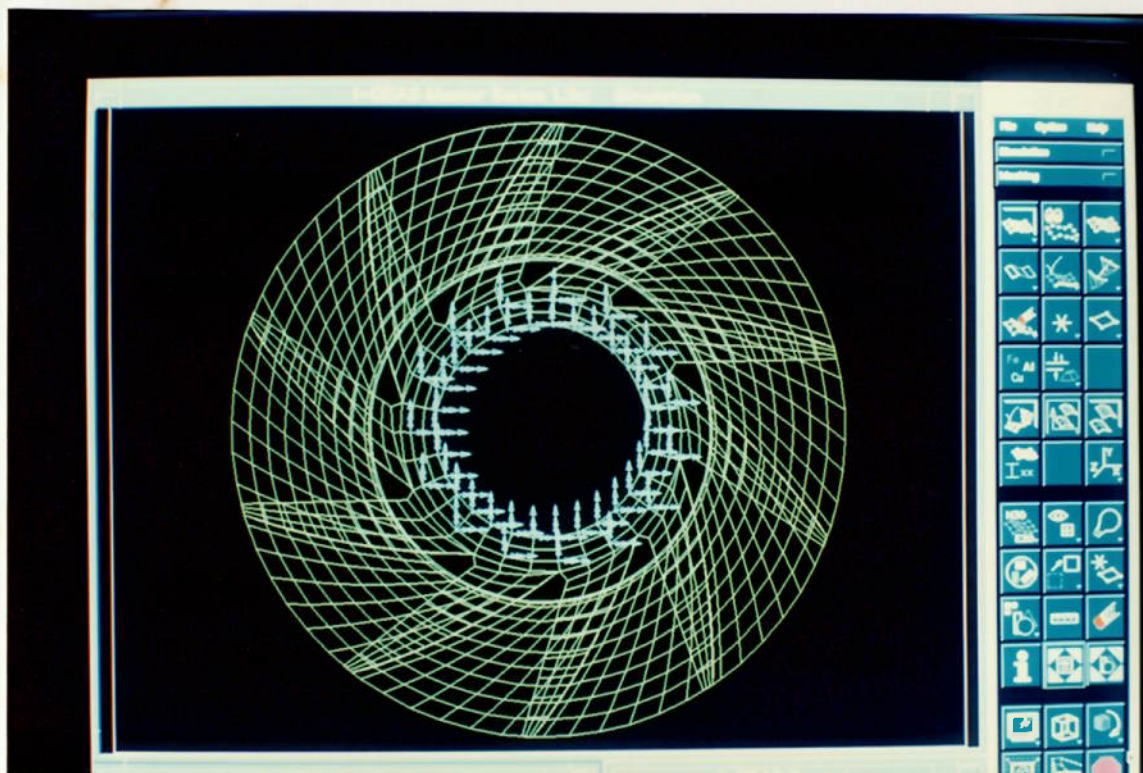


FIGURA 6.8: VISTA DA MALHA COM 16 RESTRIÇÕES NO ÚLTIMO RAIO DE FIXAÇÃO E COM O RAIO INTERMEDIÁRIO ENGASTADO.

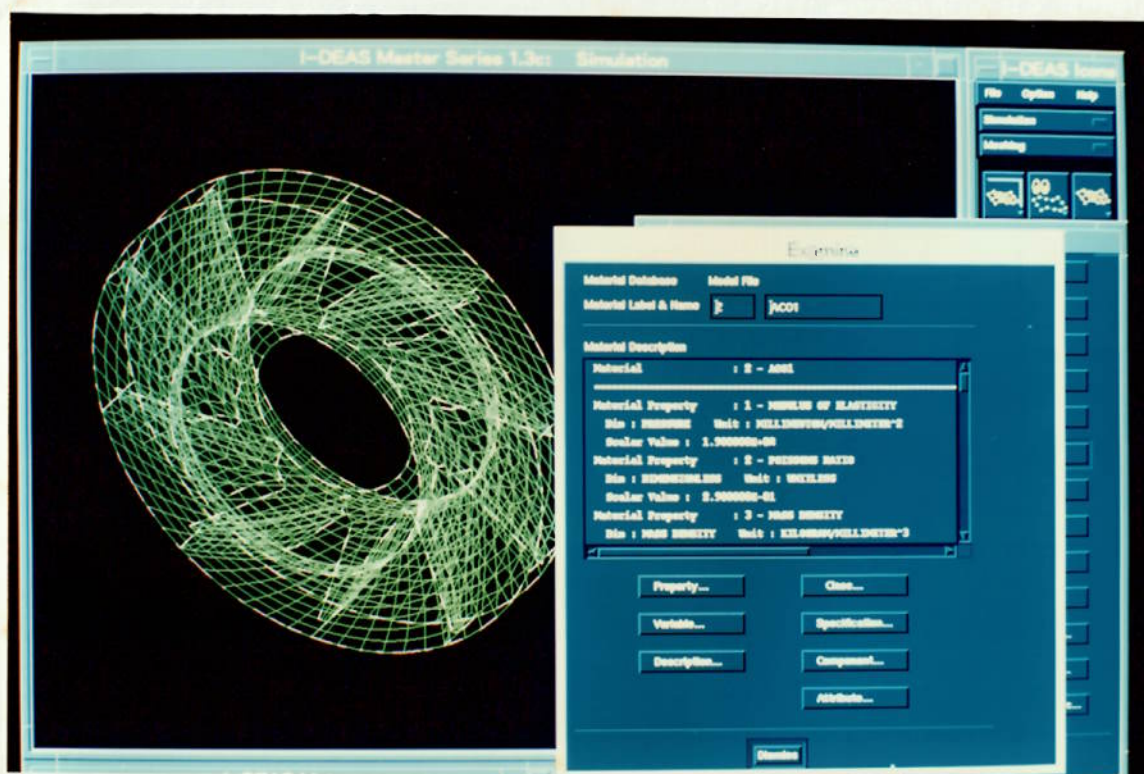


FIGURA 6.9: TABELA DO MATERIAL AÇO1 CRIADO PARA O ROTOR.

Após essa etapa, elaborou-se a análise dinâmica pelo método de Lanczos, onde obtivemos os resultados descritos e demonstrados no próximo tópico.

Comparou-se por fim os resultados experimentais com os resultados encontrados na análise.

7) RESULTADOS ENCONTRADOS

Nos ensaios realizados pelo IPT, utilizando o método de ressonância pela fase, o rotor apresentou os seguintes modos e frequências naturais de vibrar:

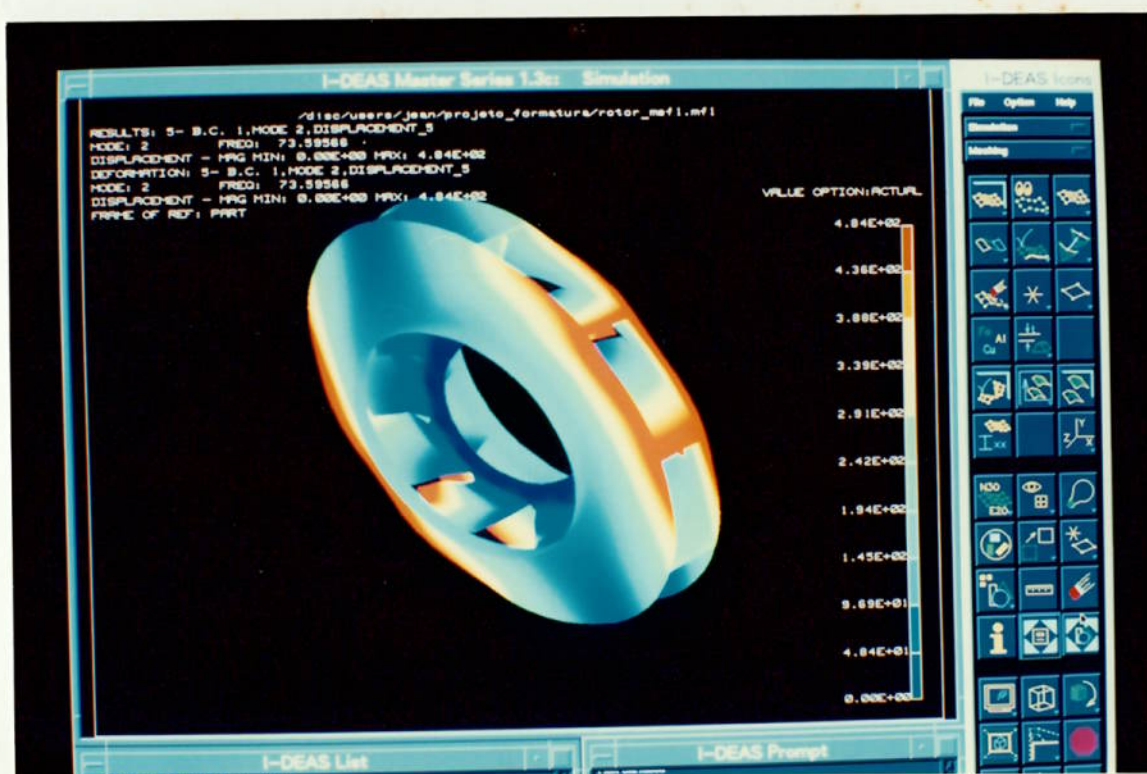
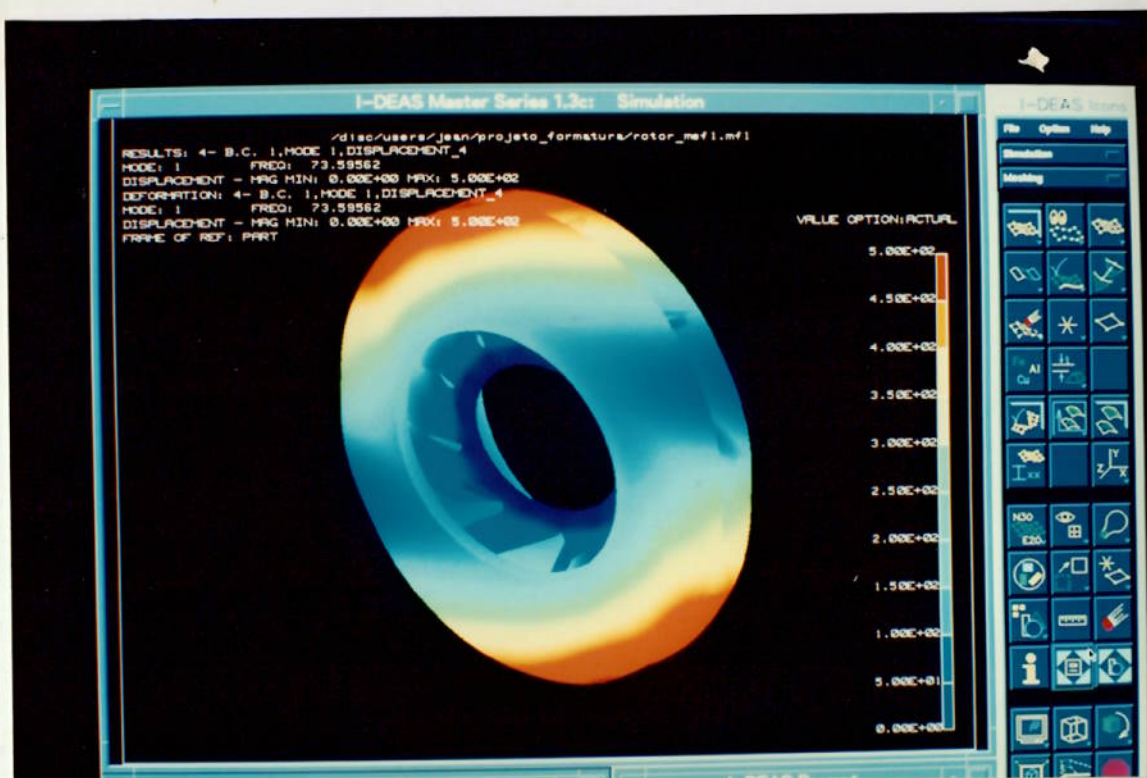
Nº de diâmetros nodais	Frequência natural encontrada [hz]
1	72.5
2	147.6
3	196.4
4	198.8
5	204.4
6	208
7	221
8	224

Através da análise elaborada pelo I-DEAS, encontramos os seguintes resultados para a malha observada na FIGURA 6.8, no caso do rotor estacionário:

Número de diâmetros nodais	Frequência encontrada [Hz]	FIGURA n°.
1	73.59	7.1
-	107.59	7.2
2	156.75	7.3
-	223.59	7.4
3	228.18	7.5
4	232.00	7.6
-	238.01	7.7
5	238.24	7.8
6	241.25	7.9
7	261.83	7.10
-	273.71	7.11
8	282.52	7.12

obs.1: Como se sabe, as frequências com diâmetros nodais para estruturas não totalmente axisimétricas, no caso nosso rotor, apresentam-se em dobro;

obs.2: As frequências com diâmetros nodais sem designação (-) são formas de vibrar peculiares, a saber, como "guarda chuva" dentre outros.



FIGURAS 7.1: PRIMEIRA E SEGUNDA FORMA DE VIBRAR MOSTRANDO UM DIÂMETRO NODAL

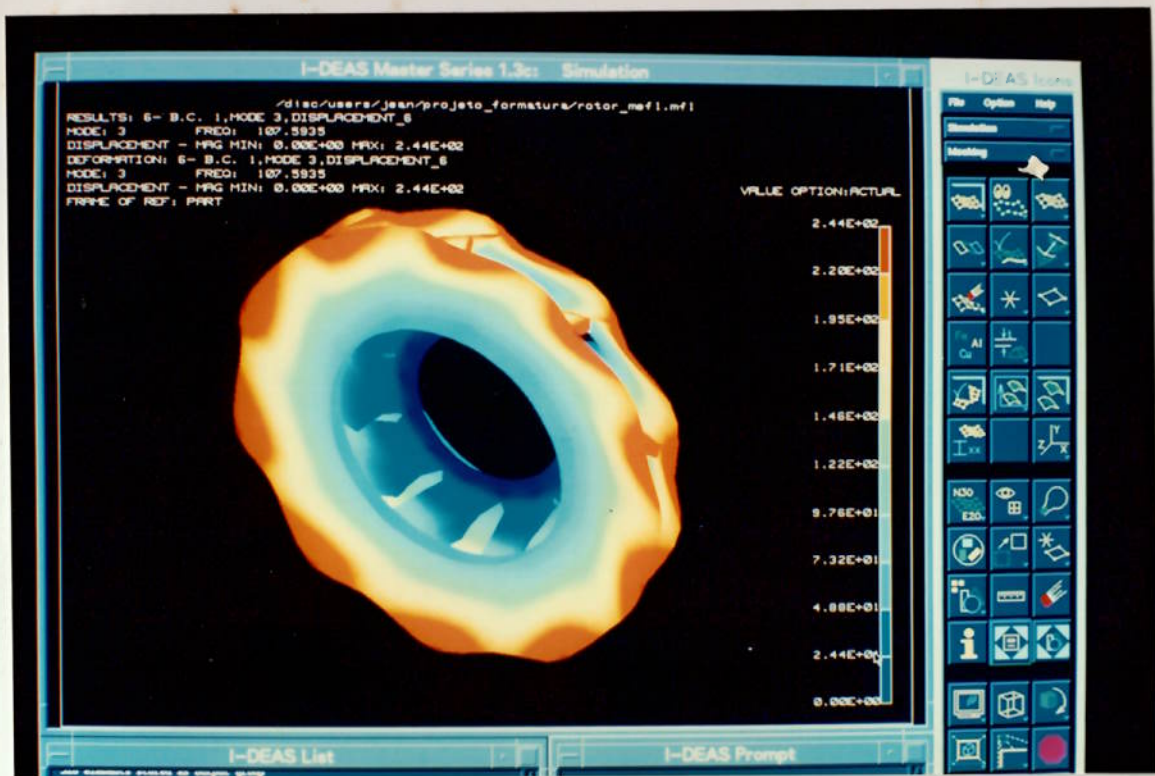


FIGURA 7.2: TERCEIRA FORMA DE VIBRAR

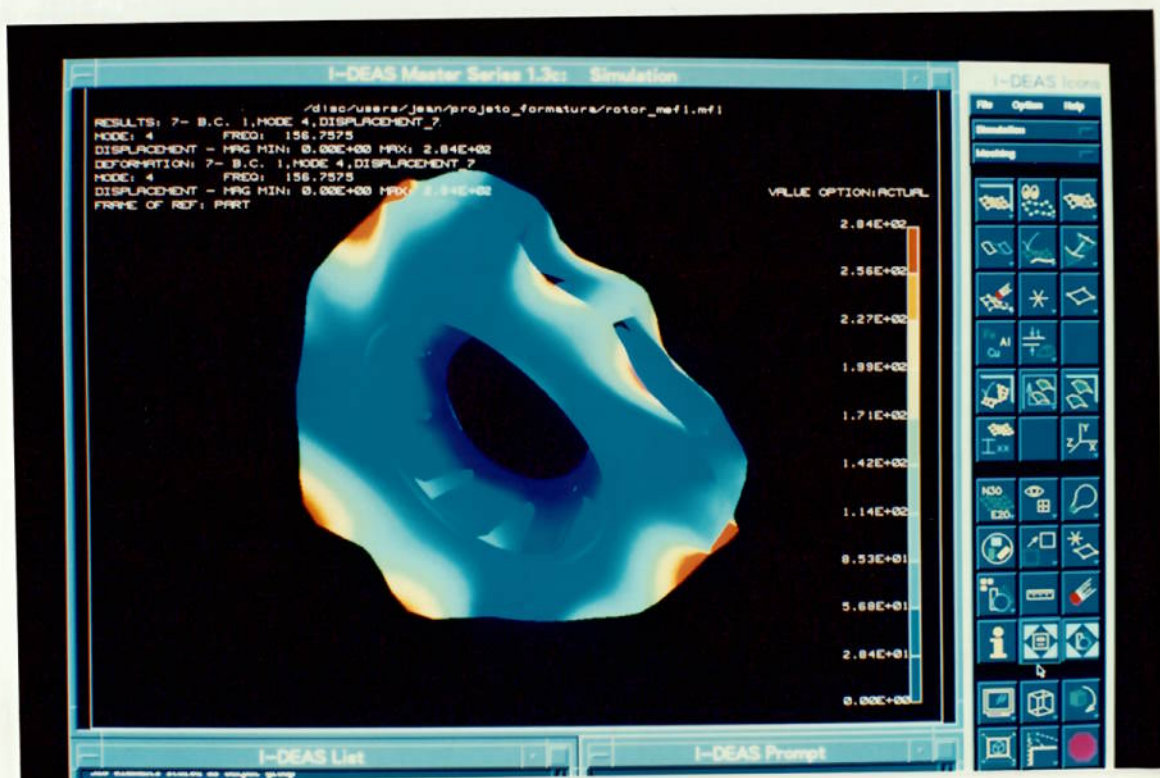


FIGURA 7.3: QUARTA FORMA DE VIBRAR COM DOIS DIÂMETROS NODAIS

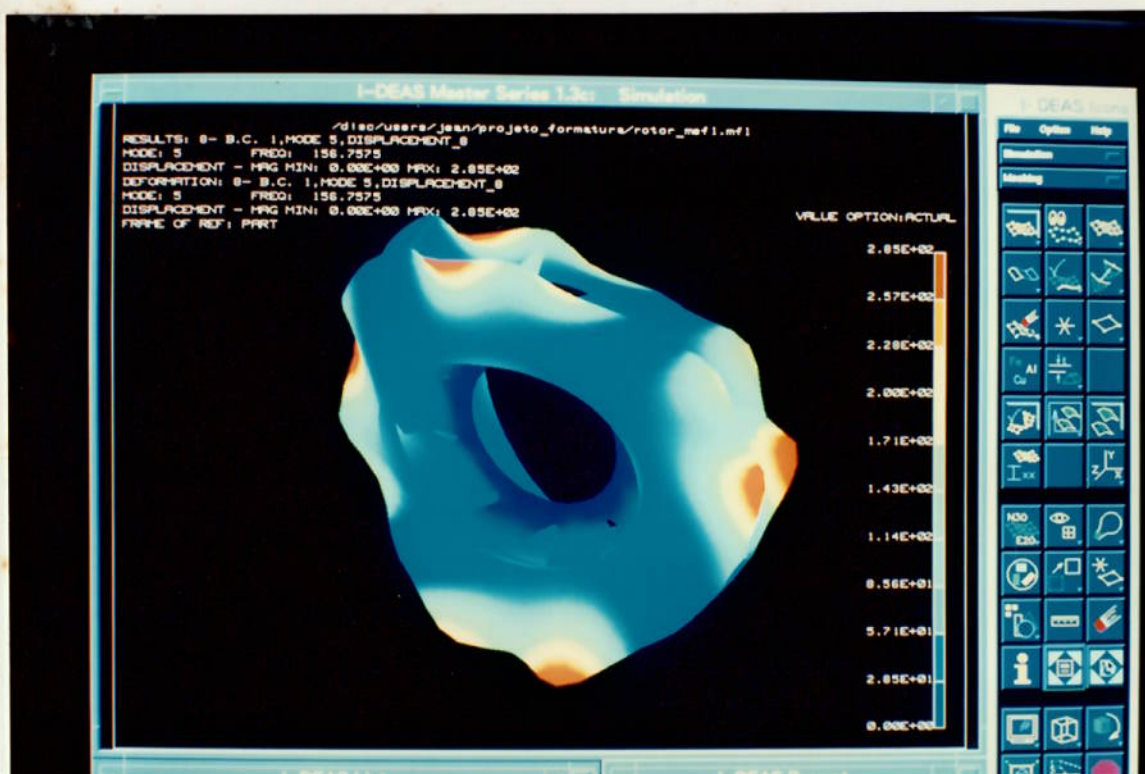


FIGURA 7.3: QUINTA FORMA DE VIBRAR COM 2 DIÂMETROS NODAIS

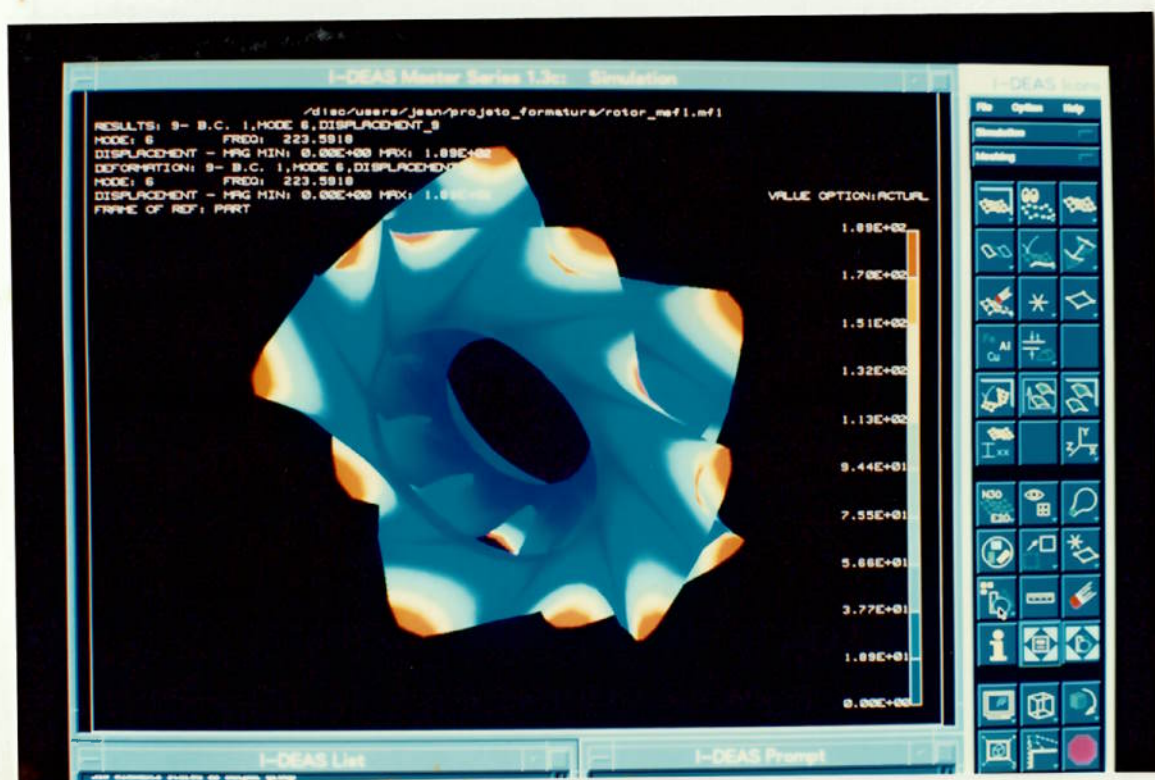
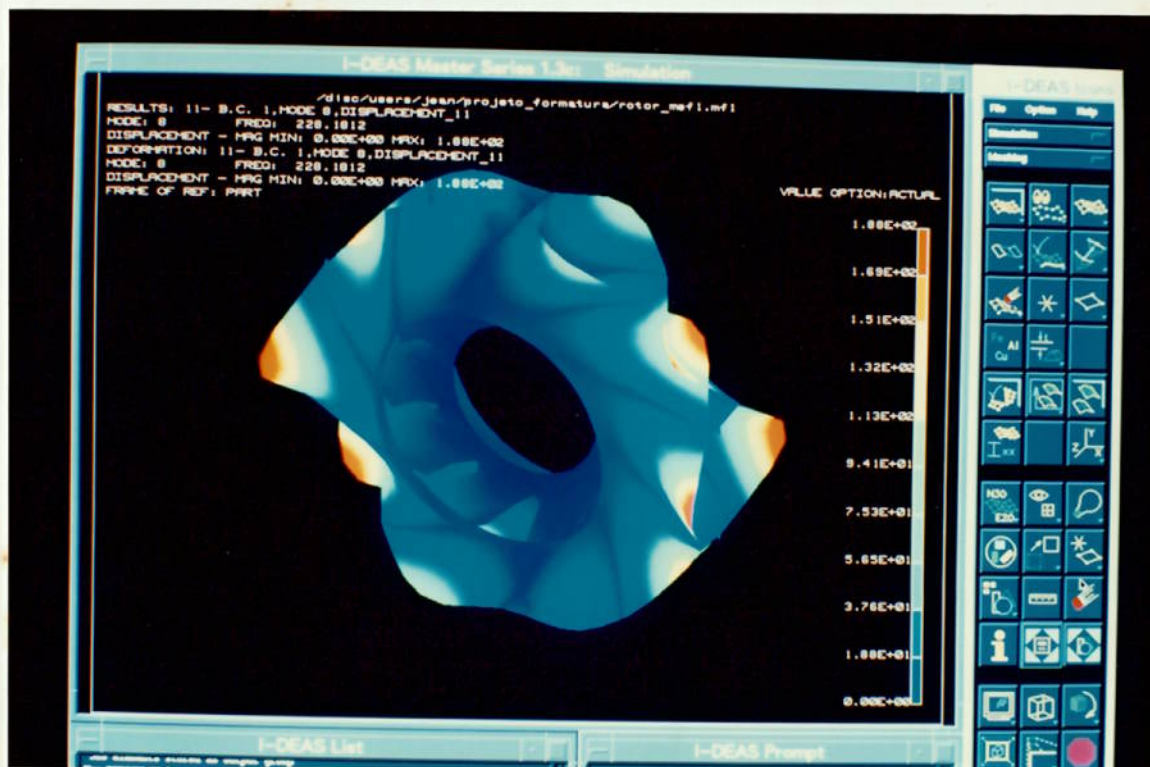
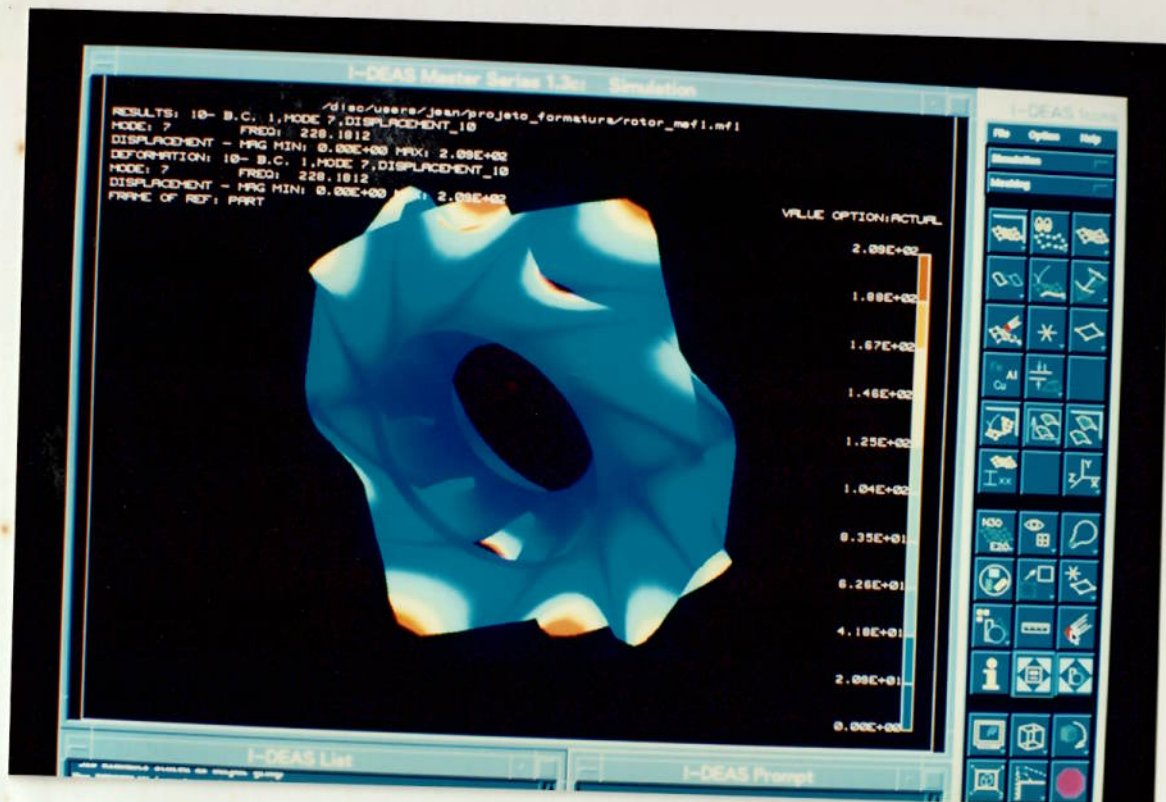
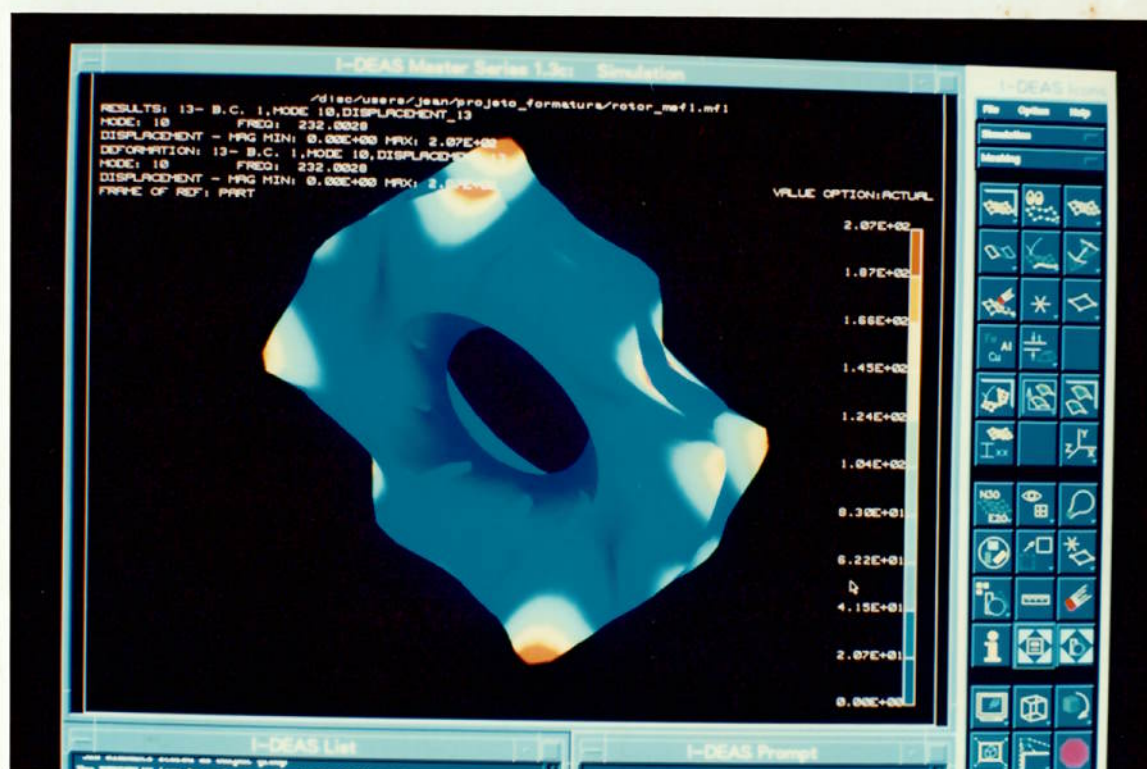
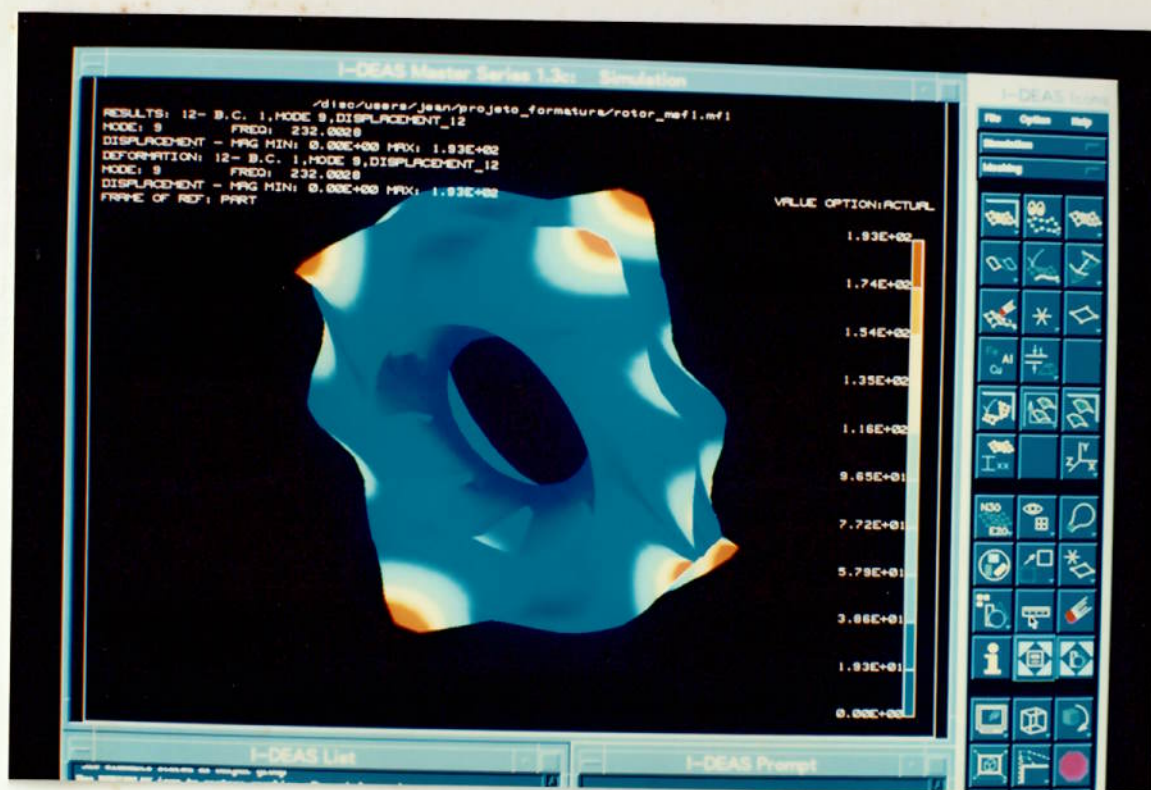


FIGURA 7.4: SEXTA FORMA DE VIBRAR



FIGURAS 7.5: SÉTIMA E OITAVA FORMAS DE VIBRAR DEMONSTRANDO TRÊS DIÂMETROS NODAIS



FIGURAS 7.6: NONA E DÉCIMA FORMAS DE VIBRAR COM QUATRO DIÂMETROS NODAIS

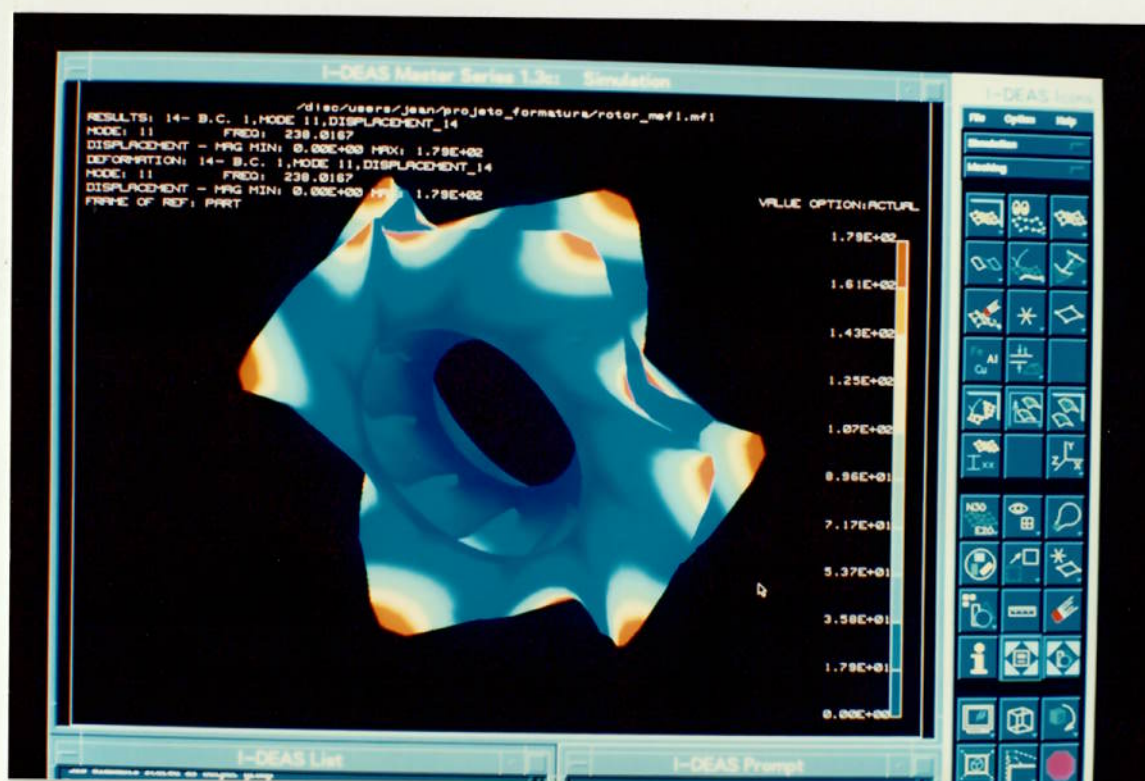


FIGURA 7.7: DÉCIMA PRIMEIRA FORMA DE VIBRAR

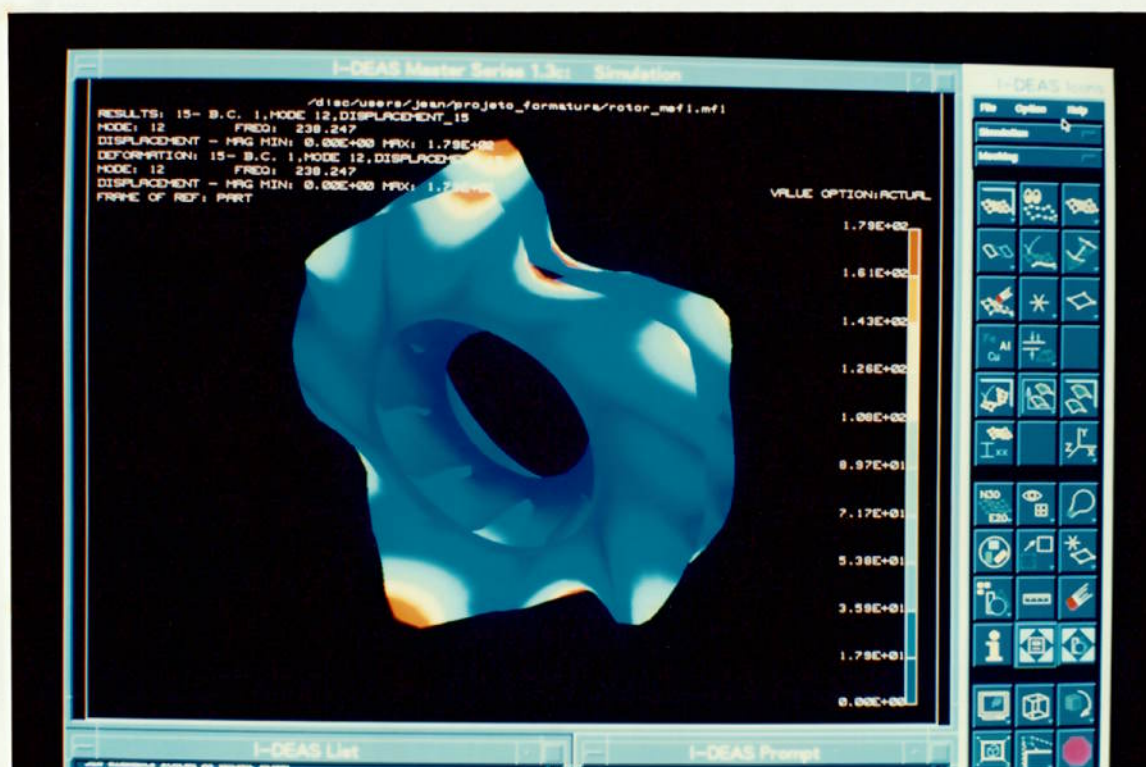


FIGURA 7.8: DÉCIMA SEGUNDA FORMA DE VIBRAR COM CINCO DIÂMETROS NODAIS

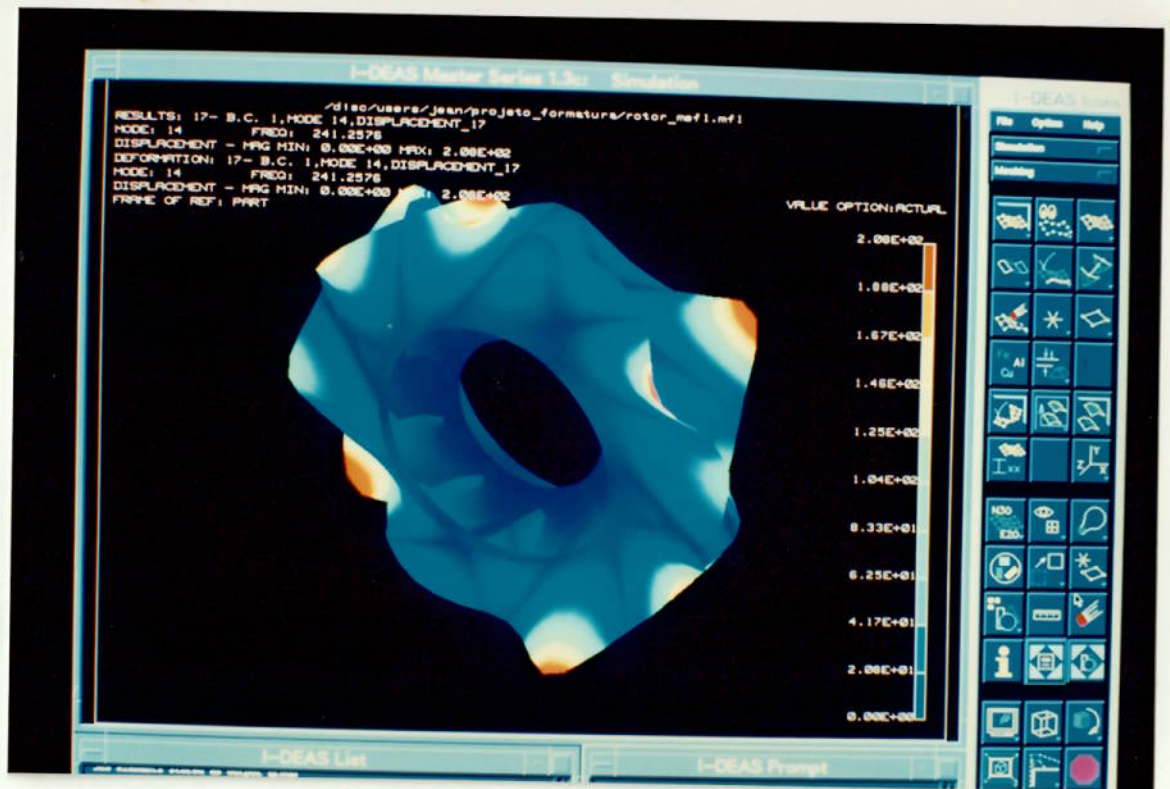


FIGURA 7.9: DÉCIMA QUARTA FORMA DE VIBRAR COM SEIS DIÂMETROS

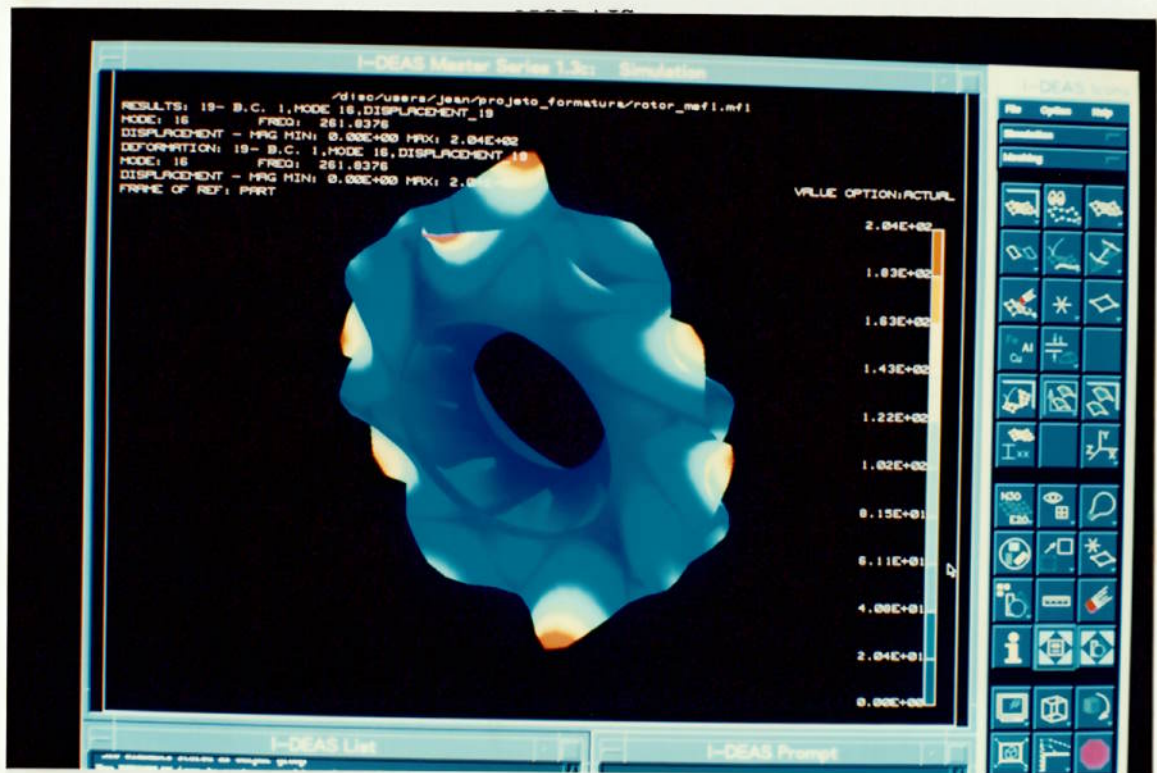


FIGURA 7.10: DÉCIMA SEXTA FORMA DE VIBRAR COM SETE DIÂMETROS NODAIS

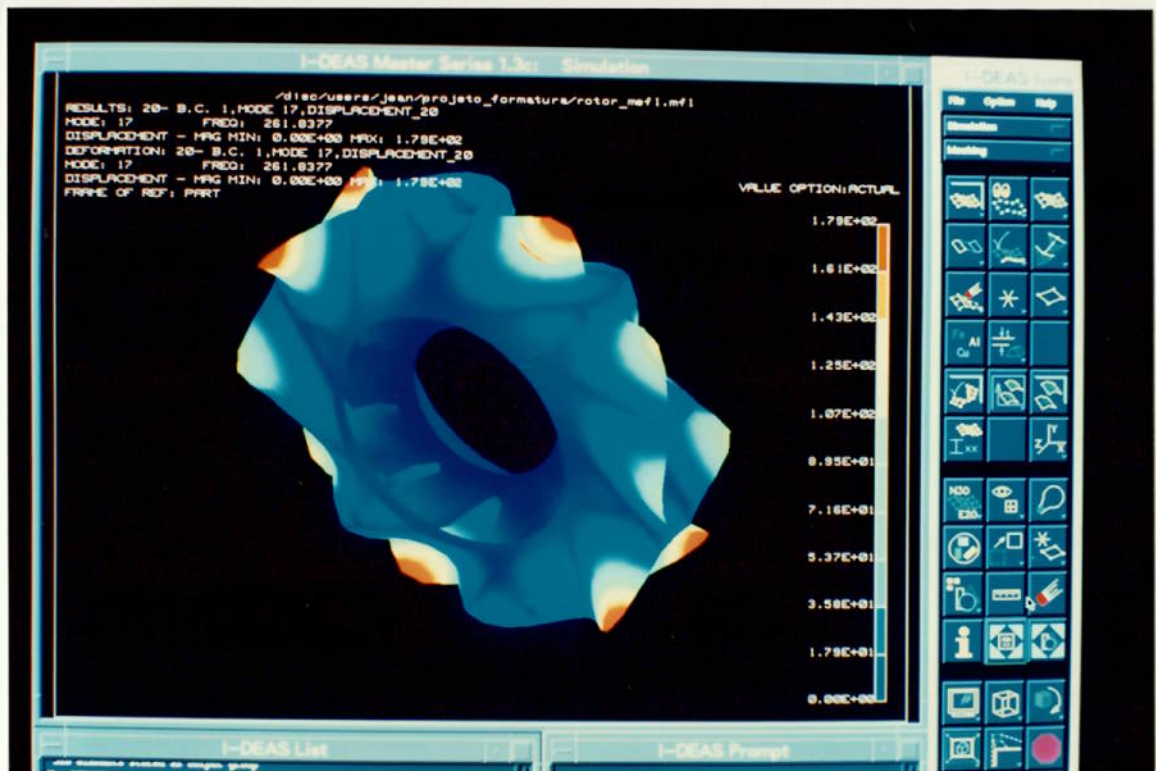


FIGURA 7.10: DÉCIMA SÉTIMA FORMA DE VIBRAR COM SETE DIÂMETROS NODAIS

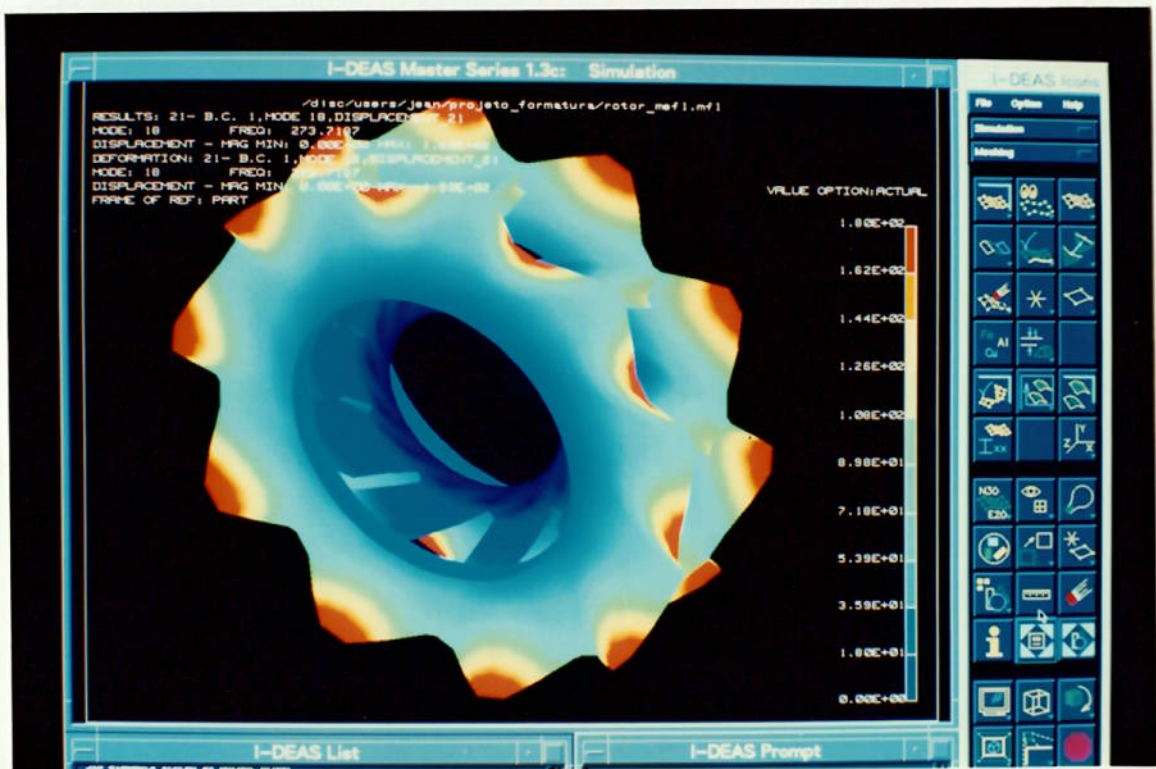


FIGURA 7.11: DÉCIMA OITAVA FORMA DE VIBRAR

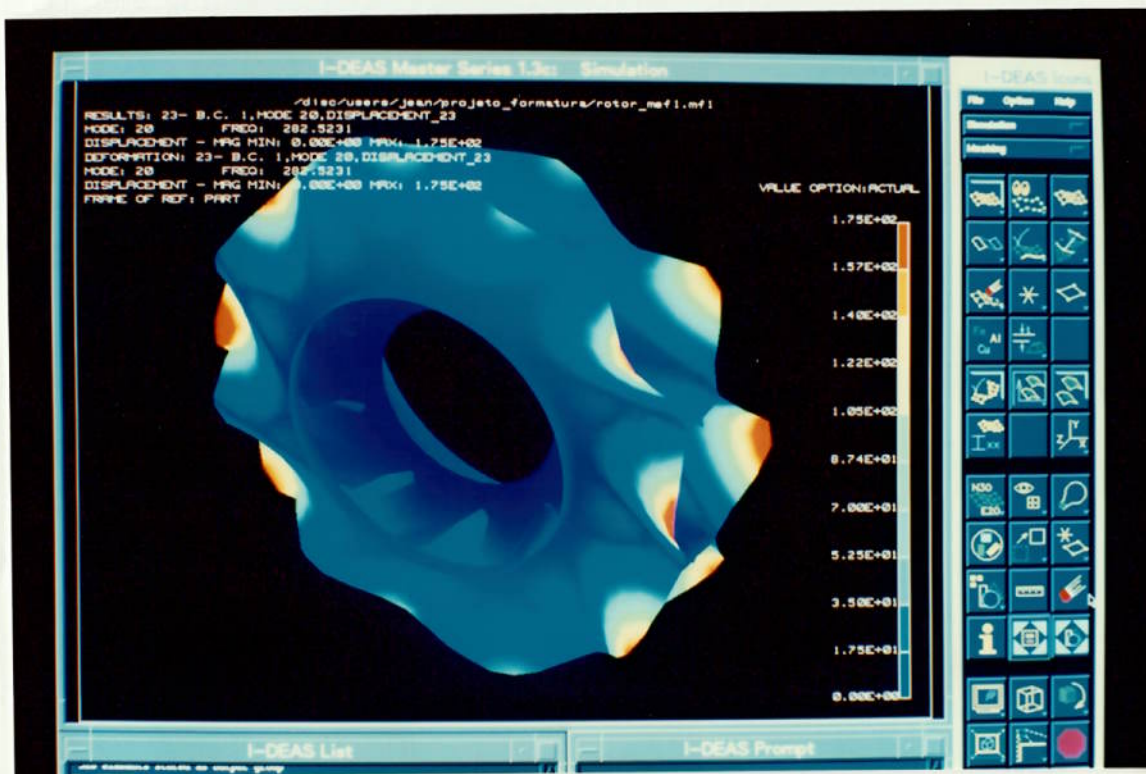
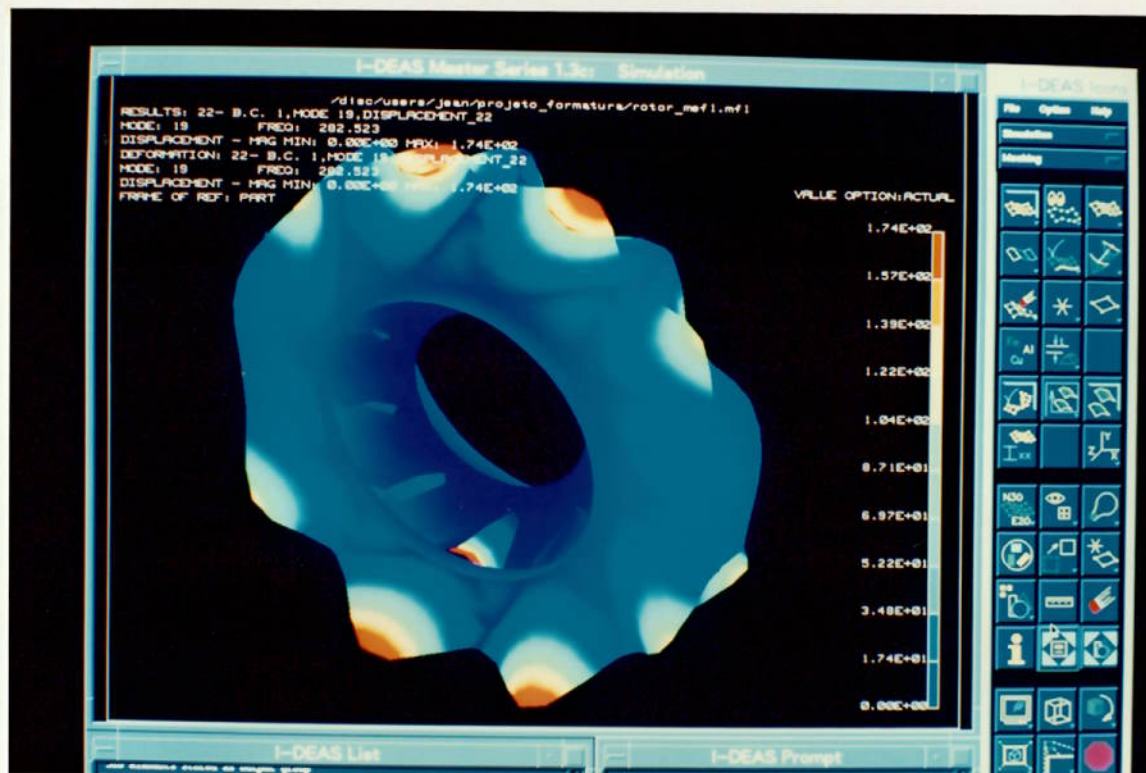


FIGURA 7.12: DÉCIMA NONA E VIGÉSIMA FORMAS DE VIBRAR COM OITO DIÂMETROS NODAIS

Para a FIGURA 6.6, que compreende a malha com restrições no diâmetro interno da chapa central, levantamos a primeira forma de vibrar, descrita na FIGURA 7.13, com a frequência de vibração para esse modo valendo 38,00Hz.

Número de diâmetros nodais	Frequência [Hz]	FIGURA
1	38,00	6.13

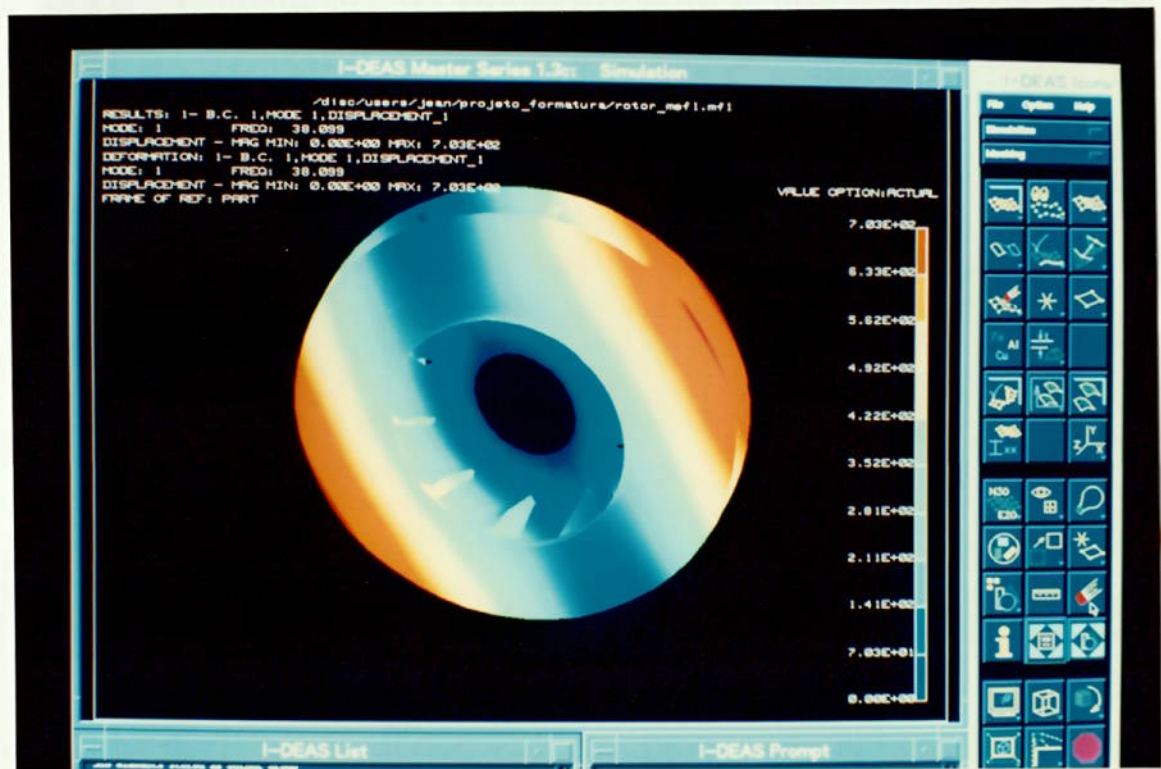


FIGURA 7.13: PRIMEIRA FORMA DE VIBRAR COM UM DIÂMETRO NODAL PARA A MALHA E RESTRIÇÕES DESCRITAS NA FIGURA 5.6

No caso da FIGURA 6.7, que possui as restrições no último raio de fixação, foi levantada a primeira forma de vibrar, com um diâmetro nodal, e encontrada a frequência de 76.95 Hz de vibração. Veja a FIGURA 7.14.

Número de diâmetros nodais	Frequência	FIGURA
1	76.95	6.14

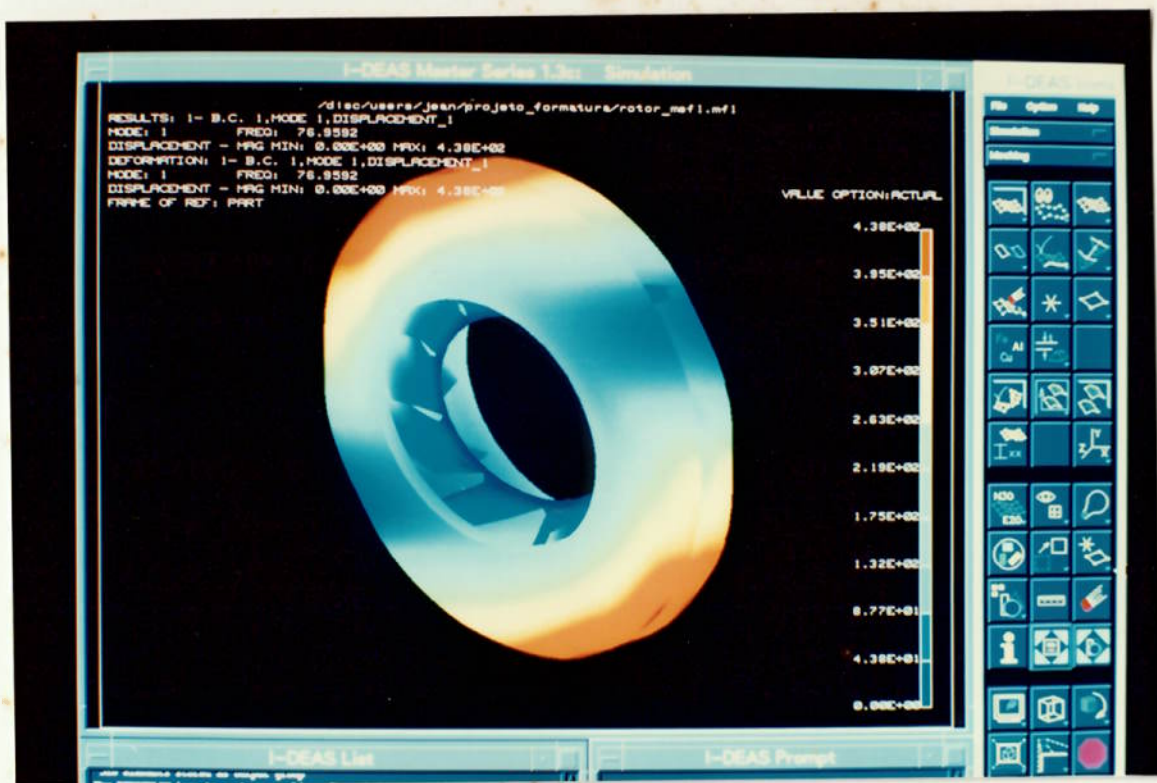


FIGURA 7.14: PRIMEIRA FORMA DE VIBRAR COM UM DIÂMETRO NODAL PARA A MALHA E RESTRIÇÃO DESCRITAS NA FIGURA 5.7

No caso do rotor pudemos levantar as propriedades do modelo sólido criado e da malha mostrada na FIGURA 6.8. Essas propriedades são mostradas nas FIGURAS 7.15 e 7.16 respectivamente.



FIGURA 7.15: PROPRIEDADES DA MALHA

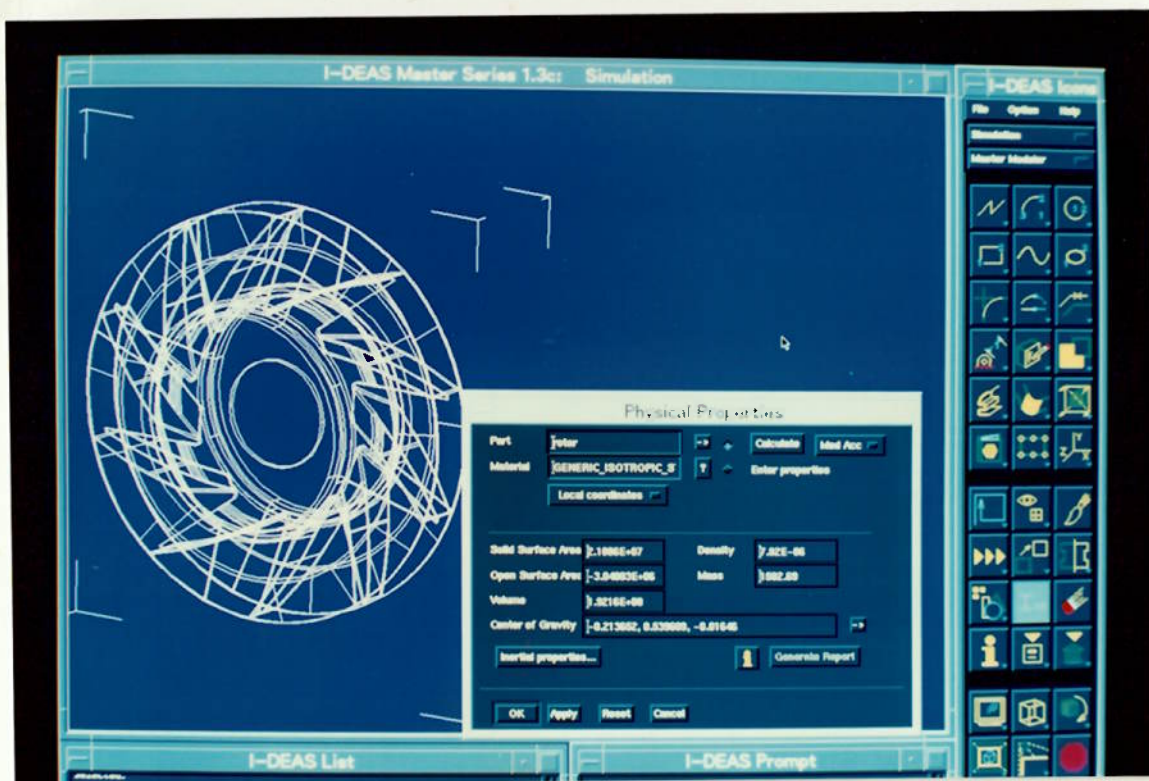


FIGURA 7.16: PROPRIEDADES DO ROTOR

Das figuras acima podemos verificar os seguintes resultados:

PROPRIEDADES	MALHA	ROTOR SÓLIDO**
VOLUME [mm ³]	2.042x10 ⁸	2.1886x10 ⁸
MASSA [Kg]	1.597x10 ³	1.502x10 ³
C.G.*	-0.766x10 ⁻⁶ , 2.848x10 ⁻⁵ , -3.33x10 ⁻²	-2.213652, 0.539609, -0.01646

*- para o centro de coordenadas no centro do rotor (0,0,0).

** - calculado com média acurácia.

8) DISCUSSÃO

A partir dos resultados encontrados para a malha da FIGURA 6.8 verifica-se que o erro em comparação com os resultados experimentais são:

Número de diâmetros nodais	Valor de frequência experimentais [Hz]	Valor da frequência encontrada [Hz]	Erro [%]
1	72.5	73.59	1.52
2	147.6	156.75	6.20
3	196.4	228.18	16.18
4	198.8	232.00	16.70
5	204.4	238.24	16.55
6	208	241.25	15.98
7	221	261.83	18.48
8	224	282.52	26.13

No caso da primeira frequência natural, podemos levantar a seguinte comparação para as malhas das figuras citadas abaixo:

	FIGURA 6.6	FIGURA 6.7	FIGURA 6.8	Rotor real
Primeira frequência natural [Hz]	38.00	76.95	73.59	72.5
Erro [%]	-47.6	6.14	1.52	—

Pode-se verificar, pela primeira tabela, que a malha da FIGURA 6.8 ou deve possuir uma massa levemente menor que o modelo real, ou deve estar ligeiramente mais rígido. A primeira hipótese deve ser descartada pois o rotor real possui cerca de duas toneladas, valor esse de acordo com os dados retirados da malha. Assim, como era de se esperar, o rotor está mais rígido que o modelo real, lembre-se que quanto maior a massa menor sua frequência de vibração, e quanto maior a rigidez, menor a frequência.

Na segunda tabela nota-se a influência da rigidez no resultado. A FIGURA 6.6 possui restrições apenas no diâmetro interno da chapa central, proporcionando uma rigidez muito menor que nos casos da FIGURA 6.7 e 6.8, bem como do modelo real.

De todas as restrições impostas, a da FIGURA 6.8 é a que mais se aproxima da real.

O rotor real possui uma flange de fixação que proporciona maior massa ao sistema, flange essa desconsiderada nas análises elaboradas.

Os raios de fixação do apoio da flange, conforme dito no tópico **DESCRIÇÃO DO PRODUTO**, são 315mm (16 furos), 390mm (16 furos), 477.5mm (24 furos); mas as malhas criadas apenas retrataram fixações ou no diâmetro interno da chapa (FIGURA 6.6), ou no raio máximo de fixação (FIGURA 6.7), ou mesclaram apenas 16 furos no raio máximo de fixação e engastaram o raio médio de 390mm (FIGURA 6.8), não representando assim o caso real e apresentando erro em seus resultados. A vinculação atua diretamente na rigidez do primeiro modo de vibrar, pois esse modo proporciona a movimentação da parte interna do impelidor e as restrições lá impostas impedem esse movimento. Para os demais modos, essas vinculações influenciam mais brandamente, pois, o fato de aparecerem mais de um diâmetro nodal passando pelo centro do rotor faz com que seu movimento seja praticamente nulo. Dessa forma essa diferença de vinculação afeta consideravelmente o valor da frequência.

Apesar do erro entre as frequências naturais encontradas pelo programa aumentarem conforme aumentam o número de diâmetros nodais, é o primeiro modo que possui real importância pois possui a frequência mais próxima da frequência de trabalho; pois caso seus valores estejam muito pertos há problema de auto-excitação que provocaria grandes danos no rotor.

O fato das frequências, para maiores número de diâmetros nodais, também apresentarem-se significativamente maiores que as encontradas experimentalmente é devido as chapas de desgaste estarem incluídas nas pás do impelidor na malha criada, impossibilitando a movimentação das chapas sobre as pás e, conseqüentemente, aumentando a rigidez do rotor e as frequências dos modos de vibrar.

9) CONCLUSÃO

Para um impelidor radial, os testes de frequência natural e de modos de vibrar eram realizados experimentalmente e numericamente. O confronto entre os resultados demonstra que a exatidão dos resultados numéricos encontrados não é tão confiável quanto para levantamentos experimentais. Assim é necessário que sejam levados em consideração características do modelo real como a forma real de fixação do rotor, chapas de desgaste desvinculadas das pás do rotor, dentre outras.

Pelos resultados encontrados concluímos que as condições de contorno influenciam significativamente no resultado obtido, fazendo o analista ter de pesquisar a melhor forma de representar o caso real.

10) BIBLIOGRAFIA

- [1] CAMPBELL, W. The protection of steam turbine disk wheels from axial vibration Transaction of the ASME, v.46, pp 31-160, 1994.
- [2] IRRETIER, H. Experiments and calculation on the vibration of rotating radial impellers Transaction of the ASME, v.110, pp 137-142, 1988.
- [3] BATHE, K.J. Structural analysis program for static and dynamic response of linear systems Berkeley, University of California, 1974.
- [4] MASSARANI, M. Estudo do método de lanczos no cálculo de frequência naturais e modos de vibração de estruturas mecânicas São Paulo, 1990 37p Monografia EPUSP/PMC /Datilografado.
- [5] PONGE-FERREIRA, W.J.A. Método de ensaio e análise de características dinâmicas e velocidades críticas em impelidores de ventiladores centrífugos excitados aerodinamicamente São Paulo, 1994 48p Monografia(Exame de qualificação) EPUSP/PMC /Datilografado.
- [6] SALVAGNI, R.B. Noções da teoria de placas e sua utilização em projeto. São Paulo, EPUSP/PMC, 1993 Notas de aula /Datilografado.