

Sys 1965327

CÉSAR HIDEKI FUSSE

**APLICAÇÃO DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS NO
DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES PARA
HIDROGERADORES.**

910

Edson Gomes

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia Mecânica.

Área de Concentração:
Estruturas Mecânicas

Orientador:
Edson Gomes

São Paulo
1999

Este livro é dedicado à toda minha família que tanto concedeu apoio e em especial à minha namorada Juliana pelo amor intenso e dedicação sem igual.

Resumo

O presente trabalho visa o dimensionamento de um componente específico de hidrogerador, a bobina polar, pela aplicação do Método de Elementos Finitos. O carregamento consiste, basicamente, das forças de inércia. Como a velocidade de rotação da máquina e as distâncias relativas ao centro do rotor são elevadas, essas forças de inércia resultam em um esforço de flexão nas espiras da bobina considerável. Para que a deformação da bobina não afete a integridade da mesma, é necessário limitar o comprimento livre das espiras. Para tanto, o suporte lateral é quem garante que as tensões da bobina não ultrapassem os limites de projeto (tensões admissíveis), mesmo diante das condições de temperatura adversas. Neste contexto, foram desenvolvidos três modelos de elementos finitos, um para a bobina polar e dois para o suporte lateral da bobina polar.

A SIEMENS KWU HE em conjunto com a POLI USP desenvolveram um modelo que simula o comportamento da espira mais crítica da bobina (mais interna). Neste modelo de bobina polar, o suporte é modelado pela meia largura como vínculo ideal e o efeito de atrito também é introduzido. Ao longo do trabalho de graduação, o modelo foi ensaiado e testado, verificando o grau de refinamento da malha, as condições de contorno, a relação entre tensão na estrutura e tensão admissível para diferentes critérios, o efeito causado pela temperatura e os deslocamentos da espira. Esta etapa do projeto serviu como validação do modelo e análise do comportamento da estrutura frente às diferentes condições de contorno impostas. A reação de apoio apresentada pelo referido modelo no local do suporte para cada espira será aplicada no modelo seguinte, o modelo de suporte lateral.

Para o suporte lateral, foram construídos dois modelos: um com elementos de viga e outro com elemento sólido. Aqui, o carregamento é representado pela resultante do pacote de espiras (reação de cada espira sobre o suporte x número de espiras) mais a inércia própria do suporte, quando postos a girar. Os modelos foram simulados e analisados quanto aos critérios de tensão e deslocamentos predefinidos. Ao final, consta uma comparação entre os dois modelos frente às hipóteses assumidas e aos resultados obtidos.

Como resultado do trabalho obteve-se o dimensionamento do suporte que atende a uma gama considerável de máquinas, além dos modelos parametrizados que podem ser utilizados em projetos futuros. No entanto, o ganho maior que obtive foi o aprendizado da utilização desta ferramenta moderna que se torna tão essencial na área de desenvolvimento de produtos. Somado a isso, a complexidade e um grande número de variáveis relacionadas ao problema contribuíram para o aprimoramento das técnicas de projeto e a formação de uma visão sistêmica integrada.

Agradecimentos

Gostaria de deixar registrado meus sinceros agradecimentos ao professor orientador Edson Gomes, coordenador do curso de Engenharia Mecânica da POLI, pelo imenso apreço, dedicação, simplicidade e humildade com que exerce a nobre função de professor. Mais que um professor, sempre manteve uma relação estreita para com todos os alunos, encorajando-nos a exercer com a devida dignidade e orgulho o papel de engenheiro mecânico. Ao professor Lopes e a todos aqueles que nos guiaram ao longo destes cinco anos, muito obrigado.

Eu também gostaria de lembrar todos os meus colegas de trabalho da SIEMENS-LAPA KWU HE, em geral, que contribuíram direta ou indiretamente para meu aprimoramento profissional, intelectual e pessoal. Em especial, ao gerente de projetos Eng. Oscar Passos Jr. que concedeu-me recursos e a oportunidade de integrar o ambiente de trabalho positivo desta renomada empresa. Não poderia deixar de agradecer aos Engs. Norio, Meyer, Moisés e Valter pela imensa contribuição técnica ao meu aprendizado, pela experiência vivida e sobretudo pela amizade e paciência. Muito obrigado também à João Bosco e Benedetti pela participação ativa neste projeto.

Por fim, porém não menos importante, aos meus amigos de um modo geral, pela força e união que sempre estiveram presentes.

César Hideki Fusse

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	PRÉ-PROCESSAMENTO	2
1.2	SOLUÇÃO	3
1.3	PÓS-PROCESSAMENTO	3
2	ESTUDO DE VIABILIDADE	4
2.1	ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	4
2.2	SÍNTESE DAS NECESSIDADES	6
2.3	FORMULAÇÃO DO PROJETO	6
2.3.1	ESPECIFICAÇÕES FUNCIONAIS	6
2.3.2	ESPECIFICAÇÕES OPERACIONAIS	7
2.3.3	ESPECIFICAÇÕES CONSTRUTIVAS	7
2.3.4	CRITÉRIOS DE RESISTÊNCIA	8
2.4	SÍNTESE DE SOLUÇÕES	9
2.4.1	VALOR ECONÔMICO	9
2.4.2	VIABILIDADE FINANCEIRA	10
3	MODELO ANALÍTICO DO CARREGAMENTO	11
3.1	DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS CENTRÍFUGAS	13
3.2	CARREGAMENTOS DEVIDO À FORÇA CENTRÍFUGA, DISTRIBUÍDOS NO EIXO DA ESPIRA	13
3.2.1	RESULTANTE DA FORÇA CENTRÍFUGA TANGENCIAL	13
3.2.2	RESULTANTE DA FORÇA CENTRÍFUGA RADIAL	14
3.3	EFEITO DO ATRITO	14
3.4	MODELOS ESTRUTURAIS	16
3.4.1	MODELO ANALÍTICO DE ESPIRA ESCORREGANDO, SEM SUPORTE	16
3.4.2	MODELO ANALÍTICO PARA CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES NOS CANTOS DA BOBINA	17

4 MODELAMENTO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM) 20

4.1	VERIFICAÇÃO DO GRAU DE REFINAMENTO DA MALHA	20
4.2	VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	20
4.3	ANÁLISE DE RESULTADOS	21
4.4	ALGUMAS CONVENÇÕES PARA A SIMBOLOGIA UTILIZADA	21

5 O MODELO DA BOBINA POLAR 22

5.1 ANÁLISE ESTRUTURAL DO MODELO DE BOBINA POLAR SEM INFLUÊNCIA DO EFEITO TÉRMICO 26

5.1.1	MALHA INICIAL	26
5.1.2	VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	27
5.1.3	TENSÕES NA BOBINA POLAR	28
5.1.4	DESLOCAMENTOS DA BOBINA POLAR	32
5.1.5	MALHA FINAL	34
5.1.6	VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	34
5.1.7	TENSÕES NA BOBINA POLAR	36
5.1.8	DESLOCAMENTOS DA BOBINA POLAR	39
5.1.9	APLICAÇÃO DOS CRITÉRIOS DE RESISTÊNCIA À BOBINA POLAR	40

5.2 ANÁLISE ESTRUTURAL DO MODELO DE BOBINA POLAR COM A INFLUÊNCIA DO EFEITO TÉRMICO 40

5.2.1	TENSÕES NA BOBINA POLAR	40
5.2.2	DESLOCAMENTOS DA BOBINA POLAR	42
5.2.3	APLICAÇÃO DOS CRITÉRIOS DE RESISTÊNCIA À BOBINA POLAR COM A INTRODUÇÃO DE TENSÕES SECUNDÁRIAS	44

6 MODELO FEM DO SUPORTE LATERAL 45

6.1 MODELO DE SUPORTE LATERAL COM ELEMENTOS DE VIGA 46

6.1.1	VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	48
6.1.2	TENSÕES NO SUPORTE LATERAL	49
6.1.3	DESLOCAMENTOS DO SUPORTE LATERAL	51

6.2 MODELO DE SUPORTE LATERAL COM ELEMENTO SÓLIDO 54

6.2.1	VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	57
6.2.2	TENSÃO NO SUPORTE LATERAL	58
6.2.3	DESLOCAMENTOS DO SUPORTE LATERAL	65

6.3 ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS MODELOS DE VIGA E SÓLIDO PARA SUPORTE LATERAL 67

7	RESULTADOS E CONCLUSÕES	69
----------	--------------------------------	-----------

8	CONSIDERAÇÕES FINAIS	70
----------	-----------------------------	-----------

9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74
----------	-----------------------------------	-----------

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1	1
Fig. 2	2
Fig. 3	3
Fig. 4 - Diagrama das forças	5
Fig. 5 - Espiras empilhadas formando a bobina polar	11
Fig. 6 – Simetrias da geometria da espira; vista de frente da bobina	12
Fig. 7 – Sistema de eixos coordenados para o problema	12
Fig. 8 – Contribuição da força de atrito	15
Fig. 11 – Modelo analítico para concentração de tensões em curvas	18
Fig. 12 – Modelo de Bobina Polar: vista frontal.	22
Fig. 13 – Modelo de Bobina Polar: vista isométrica.	23
Fig. 14 – Detalhe “A” representando meia largura do suporte (nós 69 a 72).	23
Fig. 15 – Elementos de contato simulando o atrito entre as espiras; aplicação do vetor rotação na direção Y (vista frontal).	24
Fig. 16 - Elementos de contato simulando o atrito entre as espiras; aplicação do vetor rotação na direção Y (vista isométrica).	25
Fig. 17 – Detalhe “B” ilustrando os elementos de contato.	25
Fig. 18 – Malha inicial aplicada ao modelo de Bobina Polar.....	26
Fig. 19 – Tensão de Membrana (ou Tensão Normal) na bobina; malha inicial.	28
Fig. 20 – Tensão de Flexão na bobina; malha inicial.	29
Fig. 21 – Tensão Total na bobina (membrana+flexão); malha inicial.	30
Fig. 22 – Deslocamento da Bobina Polar na direção X (malha inicial)	32
Fig. 23 – Deslocamento da Bobina Polar na direção Y (malha inicial)	33
Fig. 24 – Deslocamento Total da Bobina Polar (malha inicial)	33
Fig. 25 – Numeração dos Nós da Bobina Polar para Malha Fina	34

Fig. 26 – Tensão de Membrana (ou Tensão Normal) na bobina; malha final	36
Fig. 27 – Tensão de Flexão na bobina; malha final	37
Fig. 28 – Tensão Total na bobina (membrana + flexão); malha final	37
Fig. 29 – Deslocamento Total da Bobina Polar; malha final	39
Fig. 30 – Tensão de Membrana (com efeito térmico)	41
Fig. 31 – Tensão de Flexão (com efeito térmico)	41
Fig. 32 – Tensão Total (membrana + flexão + efeito térmico)	42
Fig. 33 – Deslocamento da Bobina Polar na direção X (com efeito térmico)	43
Fig. 34 – Deslocamento da Bobina Polar na direção Y (com efeito térmico)	43
Fig. 35 – Deslocamento Total da Bobina Polar (com efeito térmico)	44
Fig. 36 – Sistema de Coordenadas para modelo de viga	45
Fig. 37 – Modelo de Suporte Lateral com Elementos de Viga (vista frontal)	47
Fig. 38 – Modelo de Suporte Lateral com Elementos de Viga (vista isométrica)	47
Fig. 39 – Numeração dos Nós para Modelo de Suporte Lateral	48
Fig. 40 – Tensão de Membrana atuando no Suporte Lateral	50
Fig. 41 – Tensão de Flexão atuando no Suporte Lateral	50
Fig. 42 – Tensão Total atuando no Suporte Lateral (membrana + flexão)	51
Fig. 43 – Deslocamento do suporte na direção X	52
Fig. 44 – Deslocamento do suporte na direção Y	52
Fig. 45 – Deslocamento Total do Suporte	53
Fig. 46 – Vista frontal do suporte lateral (Modelo Sólido)	54
Fig. 47 – Interface entre dois batoques representado como um apoio pontual; unha do pólo modelada como uma linha inteira apoiada	55
Fig. 48 – Pressão distribuída sobre uma área;	56
Fig. 49 – Modelagem da solda por vinculação tri-axial; interface com a aresta final da placa de pressão simulada como uma linha inteira apoiada	56

Fig. 50 – Tensão Equivalente de Von Mises (média); concentração de tensões pontual devida à condição de contorno (apoio simples aplicado a um único nó)

..... **58**

Fig. 51 – Primeira camada da região de análise, sob influência da condição de contorno, foi suprimida para melhorar o mapeamento das tensões **59**

Fig. 52 – Vista frontal com “plot” das tensões equivalentes de Von Mises (“No Average”) com supressão das duas camadas de elementos do batoque..... **60**

Fig. 53 – Tensões na lateral direita do suporte..... **61**

Fig. 54 – Tensões na lateral esquerda do suporte **62**

Fig. 55 – Tensões na região da curva do suporte **62**

Fig. 56 – Tensões na lateral direita do suporte com malha refinada **63**

Fig. 57 – Tensões na lateral esquerda do suporte com malha refinada **64**

Fig. 58 – Tensões na região da curva do suporte com malha refinada **64**

Fig. 59 – Deslocamento do Suporte Lateral na direção X **65**

Fig. 60 – Deslocamento do Suporte Lateral na direção Y **66**

Fig. 61 – Vista frontal mostrando a comparação entre os deslocamentos totais das estruturas original e deformada..... **66**

Fig. 62 – Deslocamentos Totais do Suporte Lateral..... **67**

Fig. 63 – Dimensões Finais do Suporte..... **69**

UNIDADES

Grandeza	Unidade
Massa	kg
Comprimento	mm
Velocidade Angular	rad/s
Força	N
Tensão	N/mm ²

1 INTRODUÇÃO

A Análise por Elementos Finitos é um método computacional para prever como um componente/conjunto reagirá a fatores externos tais como forças, calor e vibração. É chamado "análise" mas no ciclo de projeto do produto é usado como uma ferramenta de "protótipo virtual " para prever o que vai acontecer quando o produto for usado.

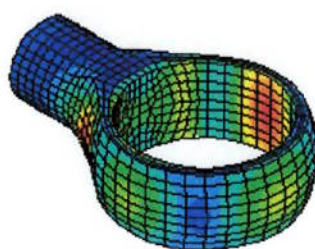


Fig. 1

A análise por Elementos Finitos, relacionado à mecânica dos sólidos, é a solução de um conjunto finito de equações matriciais algébricas que aproximam as relações entre carga e deflexão para análise estática bem como velocidade, aceleração e tempo para análise dinâmica.

Em 1678, Robert Hooke fixou a base para análise de tensão por Elementos Finitos moderna como a Lei de Hooke. Simplesmente, um corpo elástico estira (deformação) em proporção à força (tensão) nele aplicada. Matematicamente:

$$F=k*x.$$

Esta é a única equação que precisa-se ter conhecimento para entender a análise linear de tensões por Elementos Finitos.

O Método de Elementos Finitos trabalha dividindo um objeto real em um número grande (1000 ou 100000) de elementos (por exemplo cubos). O comportamento de cada pequeno elemento, que é regular na forma, é predito prontamente através de um conjunto de equações matemáticas. A soma dos comportamentos de cada elemento individual produz o comportamento esperado do objeto atual.

O "elemento finito" é uma pequena parte, mas não infinitesimal, da estrutura mecânica sendo modelada que incorpora uma formulação complexa de resistência dos materiais em uma forma geométrica relativamente simples.

Os exemplos mais simples são barras, vigas e chapas triangulares. Elementos mais complicados incluem chapas com formato de quadrilátero, cascas encurvadas e sólidos 3-D como hexaedros.

O termo “finito” em Análise de Elementos Finitos vem da idéia de que há um número finito de elementos em um modelo de elemento finito. Antes deste, engenheiros empregavam técnicas de cálculo integral e diferencial para resolver problemas de análise em engenharia. Estas técnicas dividiam os objetos em um número infinito de elementos, para resolver o problema. À seguir, serão apresentados os três passos básicos do processo de Análise por Elementos Finitos.

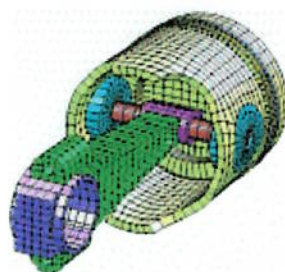


Fig. 2

1.1 Pré-Processamento

A análise por Elementos Finitos começa com o “finite-element modeler” (às vezes chamado mesher ou preprocessor). O custo x efetividade do FEA é fortemente dependente do pré-processador, visto que a maior parte do tempo humano é gasta na criação do modelo. Para incorporar a análise efetivamente no ciclo de projeto, deve-se poder criar os modelos exigidos de forma rápida. O pré-processador cria os dados físicos necessário para análise, criando uma malha de elementos utilizando um modelo 3-D importado de um sistema CAD ou gerado-o internamente.

Há dois tipos de malhas básicas caracterizadas pela conectividade entre seus pontos. Malhas estruturadas têm conectividade regular, ou seja, cada ponto tem o mesmo número de vizinhos (para alguns “grids”, um número pequeno de pontos terá um número diferente de vizinhos). Malhas não estruturadas têm conectividade irregular (por exemplo, cada ponto pode ter um número diferente de vizinhos). Malhas não estruturadas têm sido mais desenvolvidas para o método de elemento finito. Há uma grande variedade de

formas possíveis para elementos finitos: tetraedros, prismas, blocos, e pode haver conectividade arbitrária, conduzindo a malhas não estruturadas. As malhas podem ser geradas automaticamente usando triângulos 2-D e tetraédros e agora blocos em 3D.



Fig. 3

1.2 Solução

“Solvers” são as máquinas de análise por elemento finito. Eles tomam os elementos, condições de contorno, cargas e produzem uma solução que contém todas as informações necessárias para revisar e entender os resultados. “Solvers” podem ser divididos em duas categorias: linear e não linear.

FEA linear é diferente do não linear pelo fato de que todas as deflexões são assumidas pequenas, nenhuma condição de contorno sofre mudança durante a análise e as propriedades do material são lineares, isto é, o material é elástico.

1.3 Pós-Processamento

“Postprocessors” ou “visualizers” utilizam os dados gerados pelo “solver” para criar gráficos e relatórios que facilitem a compreensão.

O Método de Elemento Finito é empregado para prever o comportamento de objetos sujeitos a, virtualmente, todos fenômenos físicos:

- Tensões Mecânicas (análise de tensão);
- Vibração mecânica;
- Transferência de calor - condução, convecção, radiação;
- Mecânica dos Fluidos - fluidos líquidos e gasosos ;
- Fenômenos Elétricos e Magnéticos;
- Acústica

2 ESTUDO DE VIABILIDADE

2.1 Estabelecimento da Necessidade

Uma usina hidrelétrica é composta por várias partes: sistema eletro-mecânico gerador-turbina, a construção civil (barragens, vertedouros, casa de máquinas, etc.), sistemas de acionamento das comportas, subestação elevadora de tensão (para transmissão de energia), sistema de controle do funcionamento e operação da usina (CLP's) e assim por diante. O projeto de hidrogeradores por sua vez é subdividido em partes menores, os chamados grupos de construção, cada um desempenhando uma função. Dentro do contexto ao qual o trabalho se aplica, cada subsistema é importante para o bom funcionamento da usina hidrelétrica como um todo. Imagine, por exemplo, o que acarretaria uma eventual falha desta máquina por algum motivo, frente as responsabilidades civis, econômicas e ambientais para com a sociedade e o cliente.

Numa usina hidrelétrica, a água é represada de forma a se acumular energia potencial. Essa água é então canalizada, através de dutos até as turbinas. A energia potencial da água se transforma em energia cinética de rotação pelas pás da turbina. Através de um acoplamento com o eixo do hidrogerador, faz-se girar este último, ou seja, todo o rotor (eixo, cubo, parte móvel dos mancais de guia, coroa, pólos, anel coletor, etc.). A conversão da energia mecânica cinética em energia elétrica se dá na parte ativa da máquina, por meio de bobinas de cobre montadas sobre um núcleo de aço (pólo). As partes principais de um hidrogerador podem ser vistas nas folhas 1,2 e 3 do Anexo1: cubo, coroa, pólos, estator, carcaça, mancais, anéis coletores e sistema de excitação.

Através de cálculos elétricos, definem-se o número de pólos da máquina (sempre par: um norte e outro sul). Aos pólos especificam-se as dimensões básicas das bobinas polares, por onde circula uma corrente contínua fornecida por um sistema de excitação, gerando um campo magnético. Quando postas à girar, surge uma corrente alternada induzida no enrolamento do estator, provocada pela variação do campo magnético das bobinas polares. Essa

energia gerada passa então por um transformador elevador de tensão para diminuir as perdas no transporte.

As bobinas polares são constituídas de barras de cobre soldadas formando um quadro em espiral, sendo o número de espiras relacionadas com a minimização das perdas por correntes de fuga. Cada espira é isolada uma da outra pela deposição de uma resina entre as chapas. O conjunto bobina é montado sobre o pólo, sendo isolado por camadas isolantes (folhas de 4 à 7 do Anexo1). O pólo por sua vez é constituído de chapas empilhadas e prensadas pelas placas de pressão, (Anexo1, folha 5). Devido à rotação da máquina, as bobinas polares tendem a se deformar, aumentando seu diâmetro, como será mostrado mais adiante. Para que essa deformação não cause tensões acima do admissível, faz-se necessária a presença de um elemento limitador, o suporte da bobina polar.

As cargas atuantes no suporte são devidas basicamente à força centrífuga gerada pela sua própria inércia e a das espiras. No modelo atual são admitidas como distribuídas uniformemente ao longo da altura do conjunto bobinado em contato com o suporte.

A maior parte da força centrífuga "A" (Fig. 4), atuando nas bobinas polares de pólos retangulares, é absorvida pela sapata polar. Há, também, uma componente livre "C", na direção do eixo x (simétrico da bobina), a qual será tanto maior, quanto menor for a quantidade dos pólos. O esforço de flexão do cobre, resultante das forças existentes, pode atingir valores que tornam necessário o emprego de um ou de vários suportes da bobina polar sem, no entanto, prejudicar a ventilação da bobina. No caso de pólos muito longos, podem ocorrer variações no comprimento das espiras, devido às excessivas deformações causadas pela variação da temperatura.

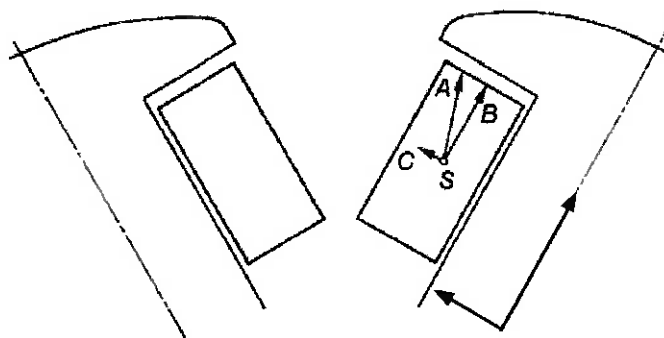


Fig. 4 - Diagrama das forças.

- A - Força centrífuga na lateral da bobina;
- B - Componente a ser absorvida pela sapata polar;
- C - Componente a ser absorvida pelo suporte da bobina;
- S - Centro de gravidade do lado da bobina;

Como dito anteriormente, deve-se dimensionar cada componente de forma a não haver manutenções. Também, deve-se propor uma solução que atenda uma determinada gama de máquinas de portes (potências) diferentes e seja parametrizável.

2.2 Síntese das Necessidades

O objetivo deste trabalho é uma otimização do modelo de análise de tensões pelo método de elementos finitos para o dimensionamento do suporte das bobinas polares. Este suporte deve ser suficiente para que as bobinas apresentem tensões dentro do admissível.

2.3 Formulação do Projeto

O projeto consiste na elaboração de um modelo FEM parametrizado para dimensionamento e análise de tensões do suporte da bobina polar. Isto compreende a definição do tipo de elemento a ser utilizado no modelo, o material, o carregamento e as condições de vinculação. A função do suporte é diminuir a deformação (tensão) da bobina, desta forma, a análise deve compreender o dimensionamento de ambos frente às tensões atuantes. Comparação com os resultados fornecidos pelo modelo de cálculo atual, no qual é verificado as tensões atuantes na bobina, sem a contribuição do suporte. Validação dos resultados. Devem ser satisfeitas as seguintes especificações:

2.3.1 Especificações funcionais

- suporte deve resistir à força centrífuga devido ao conjunto das bobinas polares (espiras de cobre e isolamento) e devido a sua própria inércia, ou seja, não se deve ultrapassar a tensão admissível para as condições nominal e de disparo da máquina;

- nível de deformação das espiras deve ser compatível com a tensão admissível imposta para as condições nominais e de disparo da máquina. É admissível uma deflexão até a metade da espessura em um modelamento por elemento de viga, compatível com a hipótese do material trabalhar no regime elástico linear.

2.3.2 Especificações operacionais

Rotação nominal: 600 rpm;

Rotação de disparo: 1020 rpm;

Variação da temperatura de operação, deste a partida da máquina (20° C) até o regime permanente: 90°C;

Obs.: a perda da resistência eletromagnética entre as bobinas do pólo e o enrolamento do estator, oriunda de uma eventual falha no sistema de excitação, permite que o conjunto gerador-turbina comecem a acelerar da rotação nominal até uma rotação 70% maior que esta, denominada rotação de disparo.

2.3.3 Especificações construtivas

- BOBINA:

Material da bobina: E-Cu57F25;

$$\rho_b = 8.9 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 ;$$

$$\sigma_{esc} = 60 \text{ N/mm}^2 \text{ (para cobre recozido);}$$

Dimensões máximas de uma espira: $a_{m\acute{a}x} = 174 \text{ mm}$, $b_{m\acute{a}x} = 636.5 \text{ mm}$,

$c = 4 \text{ mm}$ e $LB = 76 \text{ mm}$.

- ISOLANTE:

Material isolante: HM 694.5;

$$\rho_i = 2 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 ;$$

- SUPORTE:

Material do suporte:

$$\text{① (ASTM) A36 : } \begin{cases} \sigma_{esc} = 250 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{rup} > 400 \text{ N/mm}^2 \end{cases}$$

ou

$$\text{② (DIN17100) St 52-3: } \begin{cases} \sigma_{esc} = 355 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{rup} > 490 \text{ N/mm}^2 \end{cases}$$

Largura máxima do suporte para manter refrigeração adequada: 100mm. Caso esta especificação não seja satisfeita com um suporte, faz-se necessário dois deles.

2.3.4 Critérios de Resistência

Para cada tipo de modelo serão adotados critérios de resistência compatíveis com este. No caso de modelamento com elementos de viga, utilizaremos os três primeiros critérios. Já para o modelo sólido será aplicado o quarto critério. Contudo, a análise da contribuição do efeito térmico será realizada apenas para o dimensionamento da bobina.

- Tensão de Membrana (Normal):

$$\sigma_m \leq \frac{2}{3} \sigma_{esc}$$

- Tensão de Membrana + Flexão:

$$\sigma_{m+b} \leq \sigma_{esc}$$

- Tensões Primárias (Membrana+Flexão) + Secundárias (efeito térmico):

$$\sigma_{m+b+s} \leq 2\sigma_{esc}$$

- Tensão Equivalente de Von Mises:

Devem ser adotados coeficientes de segurança diferentes para cada condição de operação no que se refere ao requisito tensão admissível:

- condição nominal:

$$\sigma_{eqVM} \leq \frac{1}{3} \sigma_{esc}$$

- condição de falha (disparo):

$$\sigma_{eqVM} \leq \frac{1}{3} \sigma_{esc}$$

O projeto deve compreender uma definição precisa do carregamento devido às forças centrífugas oriundas do conjunto bobina + isolamento. Levar em consideração a força de atrito devido à resina aplicada entre as espiras que compõem a bobina polar. Este se contrapõe à componente tangencial da força centrífuga. Para isso prevê-se a necessidade de levantamento experimental do

coeficiente de atrito (μ), através de “ensaios de tração”. Atualmente μ é tomado com valor 0.06.

2.4 Síntese de soluções

O problema será modelado em dois programas de Elementos Finitos, o ALGOR e o ANSYS. A concepção do tipo de suporte ainda está em aberto. Atualmente são dois tipos: o modelo de “cinta” apresentado nas folhas A-7 e A-9; e o modelo de cunha apresentado nas folhas A-11 e A-12.

No modelo de cunha, os suportes da bobina são instalados nos espaços entre dois pólos vizinhos. Assim, as forças centrífugas nas duas laterais da bobina compensam-se entre si, permanecendo somente uma componente radial, dependente da quantidade dos pólos. Para absorvê-la, utiliza-se um simples suporte, fixado ao quadro de pressão e à sapata polar de um dos pólos. Através de um parafuso, o suporte apoia-se contra um igual arranjo, instalado no pólo adjacente. Contudo, este modelo se depara com limitações de espaço para o parafuso de fixação em determinadas máquinas, além de implicar no içamento do rotor quando do seu reparo ou troca. Possivelmente, tais características tornam essa solução não tão adequada.

Já no modelo tipo cinta, o suporte deve aguentar, além do carregamento do conjunto bobinado, o seu peso próprio; também a solda é executada numa situação um tanto desfavorável representada por uma superfície irregular formada pelas chapas empilhadas do pólo. Entretanto, facilita sua montagem e manutenção, não necessitando de içamento do rotor para tal.

2.4.1 Valor econômico

O valor econômico agregado é o quanto a empresa deixaria de gastar se ocorresse uma falha no suporte da bobina polar. Possivelmente, haverá também uma ligeira economia de material para cada caso. A parametrização reduzirá o tempo de dimensionamento da peça, além de permitir um estudo para o desenvolvimento de um componente padronizado.

2.4.2 Viabilidade financeira

A determinação experimental do coeficiente de atrito entre as espiras da bobinas, conforme especificado, é perfeitamente viável visto a simplicidade do ensaio e visto a disposição de máquina de ensaio de tração tanto no laboratório de metrologia do departamento de Eng. Mecânica da EPUSP como na própria empresa Siemens-Lapa.

O modelamento por FEM será feito com os programas ANSYS, fornecido pela empresa, e ALGOR, fornecido pela faculdade.

3 MODELO ANALÍTICO DO CARREGAMENTO

Todo este capítulo foi retirado do trabalho realizado em conjunto com a USP, com algumas pequenas adaptações. O carregamento é devido basicamente às forças centrífugas.

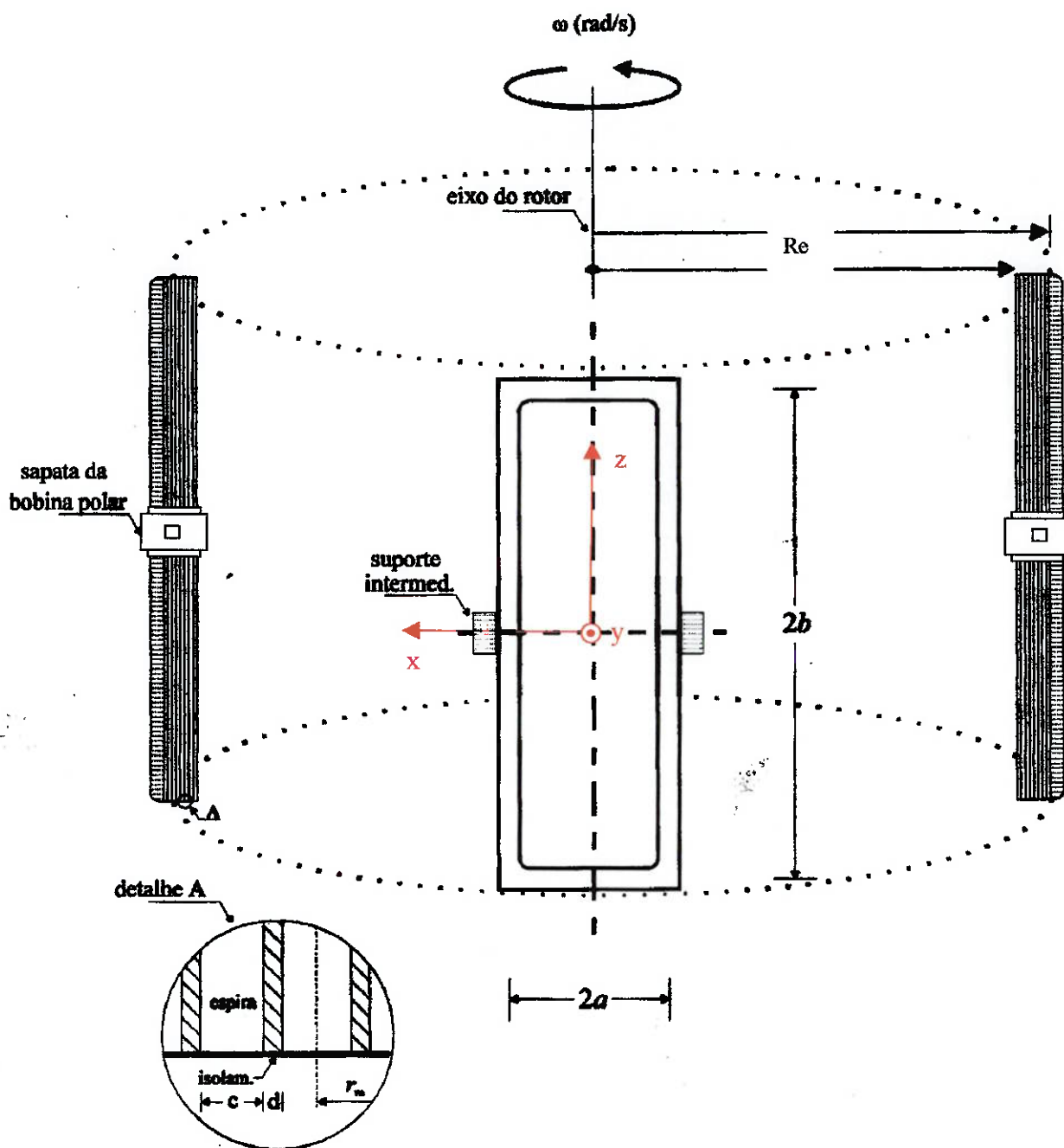


Fig. 5 - Espiras empilhadas formando a bobina polar.

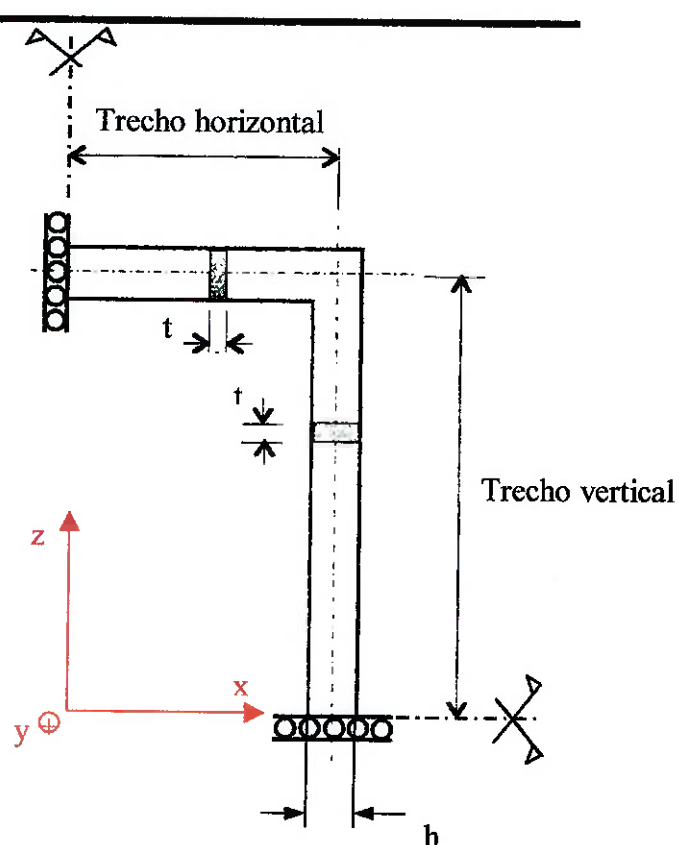


Fig. 6 – Simetrias da geometria da espira; vista de frente da bobina.

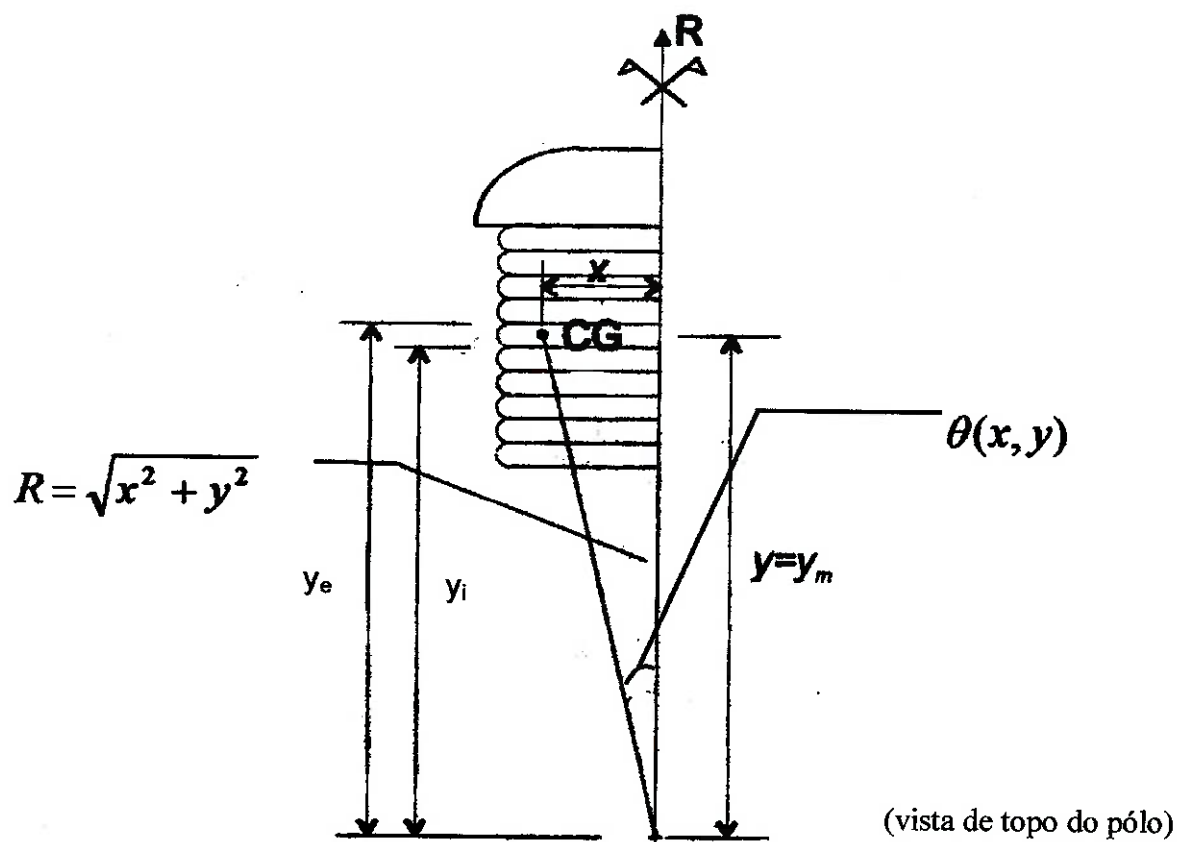


Fig. 7 – Sistema de eixos coordenados para o problema.

O carregamento é devido basicamente às forças centrífugas. No desenvolvimento do modelo de carregamento analítico a seguir, considera-se as Fig. 5, 6, 7 e o referido referencial.

3.1 Determinação das forças centrífugas

Seja um dado ponto (x,y,z) de uma espira. Devido a rotação da máquina, surge uma força centrífuga por unidade de volume igual a:

$$f_c(r) = \omega^2 \cdot \rho \cdot R = \omega^2 \cdot \rho \cdot \sqrt{x^2 + y^2}$$

Nota-se que essa força para um ponto qualquer de uma dada espira não depende de sua coordenada z .

Chamando-se de direção tangencial a direção x , e de direção radial a direção y , tem-se as seguintes componentes da força centrífuga por unidade de volume:

$$f_R(x, y) = f_c(r) \cdot \cos(\theta) \Rightarrow f_R(x, y) = \omega^2 \cdot \rho \cdot y$$

$$f_T(x, y) = f_c(r) \cdot \sin(\theta) \Rightarrow f_T(x, y) = \omega^2 \cdot \rho \cdot x$$

3.2 Carregamentos devido à força centrífuga, distribuídos no eixo da espira

Os carregamentos distribuídos a serem considerados em um modelo de vigas correspondem às resultantes tangencial e radial da força centrífuga, agindo em cada seção transversal da espira. Cada espira é individualizada pelo seu raio médio y_m e é simplificada, aproveitando-se da simetria do problema, por uma viga em "L" com dois engastamentos deslizantes. Assim temos dois trechos a serem analisados, o trecho horizontal e o trecho vertical, conforme Fig. 6.

3.2.1 Resultante da força centrífuga tangencial

A resultante da força centrífuga tangencial por unidade de comprimento em uma seção transversal da espira é:

- nos trechos horizontais

$$q_T(x, y_m) = f_T(x, y_m) \cdot A \Rightarrow q_T(x, y_m) = \omega^2 \cdot \rho \cdot x \cdot h \cdot t$$

sendo A a área da seção transversal ao eixo x . Fazendo-se $k = \omega^2 \cdot \rho \cdot h \cdot t$, resulta:

$$q_T(x, y_m) = k \cdot x \quad (I)$$

e sendo, $y_m = \frac{y_e + y_i}{2}$, onde y_i e y_e são, respectivamente, os raios internos e externos da espira em questão.

- nos trechos verticais

$$q_T(a, y_m) = f_T(a, y_m) \cdot A \Rightarrow q_T(a, y_m) = \omega^2 \cdot \rho \cdot a \cdot h \cdot t$$

logo:

$$q_T(a, y_m) = k \cdot a \quad (II)$$

3.2.2 Resultante da força centrífuga radial

A resultante da força centrífuga radial em uma seção transversal da espira é dada por:

- nos trechos horizontais

$$q_R(x, y_m) = f_R(x, y_m) \cdot A = \omega^2 \cdot \rho \cdot y_m \cdot h \cdot t$$

portanto:

$$q_R(x, y_m) = k \cdot y_m \quad (III)$$

- nos trechos verticais

$$q_R(a, y_m) = f_R(a, y_m) \cdot A = \omega^2 \cdot \rho \cdot y_m \cdot h \cdot t$$

portanto:

$$q_R(x, y_m) = k \cdot y_m \quad (\text{equação igual à III})$$

3.3 Efeito do atrito

As forças radiais comprimem uma espira contra a outra, e o conjunto contra a sapata do pólo. Em um modelo de vigas as componentes radiais não aparecem. Elas poderiam ser consideradas independentemente e seu efeito somado ao estudo do estado de tensões das espiras. No entanto, essas tensões são de pequena monta quando comparadas às tensões relativas ao esforço tangencial. O efeito relevante é que, devido à sua existência, as forças radiais provocam forças tangenciais de atrito que se contrapõem às forças tangenciais.

No caso de haver escorregamento, a força de atrito resultante, no sentido negativo do eixo x, é dado por:

$$fat = |fat_e - fat_i| \quad (IV)$$

sendo

fat_e - Força de atrito que age na face externa da espira

fat_i - Força de atrito que age na face interna da espira

conforme Fig. 8.

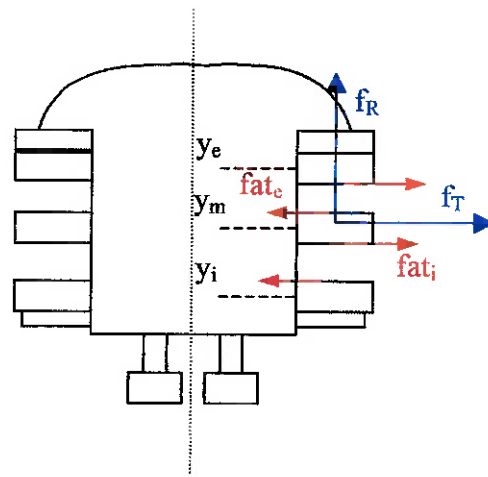


Fig. 8 – Contribuição da força de atrito

Designando como N a contribuição da força radial de todas as espiras mais internas que atuam pressionando a espira y_m sobre a face interna, tem-se:

$$fat_i = \mu \cdot N \quad (V)$$

Da mesma forma, a contribuição da força radial na face externa da espira y_m é acrescida pela sua própria força radial. Então:

$$fat_e = \mu \cdot (N + f_R(a, y_m)) \quad (VI)$$

Portanto, substituindo (V) e (VI) em (IV) temos:

$$fat = \mu \cdot |(N + f_R(a, y_m)) - N|$$

$$fat = \mu \cdot f_R(a, y_m)$$

$$fat = \mu \cdot k \cdot y_m \quad (VII)$$

Podemos então compor este efeito de atrito com a força tangencial no trecho vertical, rescrevendo a equação (II):

$$p = k \cdot (a - \mu \cdot y_m) \quad (VIII)$$

Nota-se que o carregamento distribuído tangencial cai com o raio y_m , razão pela qual a espira mais interna é o caso mais crítico. Conclui-se ainda que não há escorregamento para $\mu \geq \frac{a}{y_m} = \operatorname{tg} \theta$, ou seja, a força de inércia não supera a força de atrito máxima. Particular atenção deve ser dada a este fato, visto que o coeficiente de atrito é um fator decisivo no comportamento das espiras, isto é, se vão trabalhar solidariamente como um bloco rígido ou não. No caso de um bloco rígido, aumentaríamos em muito a rigidez do conjunto bobinado e possivelmente eliminaríamos a necessidade do suporte lateral. Contudo, atualmente sabemos as nossas limitações quanto ao coeficiente de atrito, dado pela tecnologia da resina empregada. Possivelmente, com as pesquisas e os desenvolvimentos nessa área, pode-se prever no futuro a eliminação de tal componente.

3.4 Modelos estruturais

Inicialmente, analisaremos o caso em que há escorregamento entre espiras, ou seja, $y_m \leq \frac{a}{\mu}$. Nesta situação, o caso crítico, como já frisado, é o da espira mais interna, que poderá ser analisada isoladamente.

3.4.1 Modelo analítico de espira escorregando, sem suporte

Desprezando-se as forças tangenciais no trecho horizontal, tem-se os seguintes diagramas de esforços:

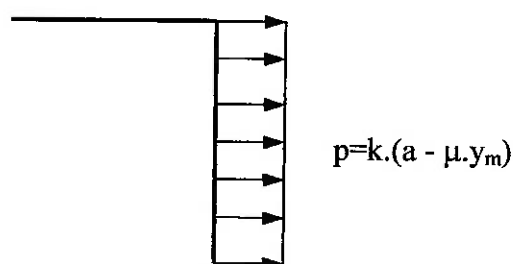


Fig. 9 - Força tangencial
no trecho vertical

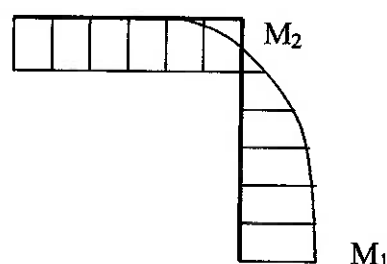


Fig. 10 - Diagrama de
momento fletor

Os momentos M_1 e M_2 são dados por:

$$M_1 = \frac{p.b^2}{6} \frac{3a+b}{a+b},$$

$$M_2 = -\frac{p.b^2}{3} \cdot \frac{b}{a+b}$$

Observa-se que, em relação a um modelo em que o trecho vertical é considerado como perfeitamente engastado nos trechos horizontais, ocorre um decréscimo do momento experimentado nos vértices, às custas de um maior momento no meio do vão.

No caso do engastamento perfeito, tem-se $a = 0$ e portanto

$$M_1 = \frac{p.b^2}{6}$$

$$M_2 = -\frac{p.b^2}{3} = M_{EP}$$

onde M_{EP} é o momento de engastamento perfeito no vértice.

Para uma relação qualquer entre “a” e “b”, a relação entre M_2 e M_{EP} é:

$$M_2 = \frac{b}{a+b} M_{EP}$$

A situação que minimiza os momentos fletores em toda a estrutura é aquela em que se tem perfeito balanceamento entre M_1 e M_2 , isto é, quando:

$$M_1 = -M_2 = \frac{p.b^2}{4}$$

situação obtida com:

$$a = \frac{1}{3}b$$

O balanceamento perfeito de momentos reduz o máximo momento em 30%, em relação ao momento de engastamento perfeito e conseqüentemente, permite vãos maiores em até 15%, em relação àqueles que se obtém considerando o trecho vertical como perfeitamente engastado nos trechos horizontais.

3.4.2 Modelo analítico para concentração de tensões nos cantos da bobina

As tensões em uma viga curva, conforme Fig. 11, sujeita a um estado de tensões de flexão pura são (TIMOSHENKO, 82):

$$\sigma_r = -\frac{4.m}{N} \left(\frac{a^2.b^2}{r^2} \log \frac{b}{a} + b^2 \cdot \log \frac{r}{b} + a^2 \cdot \log \frac{a}{r} \right)$$

$$\sigma_{\theta} = -\frac{4.m}{N} \left(\frac{a^2.b^2}{r^2} \log \frac{b}{a} + b^2 \cdot \log \frac{r}{b} + a^2 \cdot \log \frac{a}{r} + b^2 - a^2 \right)$$

$$\tau_{r\theta} = 0$$

onde se considera como positivo o momento tracionado o lado interno da curva, r é a direção radial e θ a direção tangencial e sendo:

$$N = (b^2 - a^2)^2 - 4.a^2.b^2 \cdot \left(\log \frac{b}{a} \right)^2$$

onde define-se

$$m = \frac{M}{t}$$

como sendo o momento por unidade de comprimento de espessura, a é o raio interno da viga e b é o raio externo da viga.

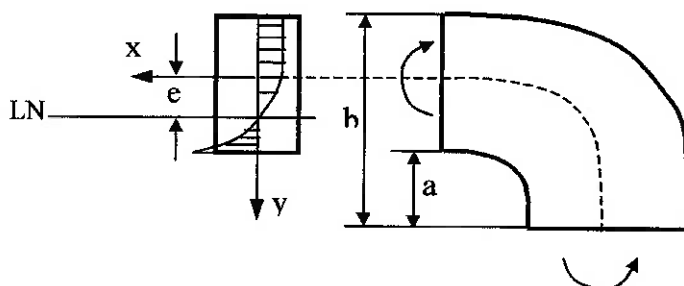


Fig. 11 – Modelo analítico para concentração de tensões em curvas

A solução da resistência dos materiais para vigas curvas admite que as tensões transversais permaneçam planas, em caso em que se pode mostrar que a distribuição das tensões σ_{θ} ao longo de uma seção transversal é hiperbólica.

Conforme Timoshenko, no caso de flexão pura de fato as tensões transversais permanecem planas, e as discrepâncias entre a solução da Resistência dos Materiais, RM, e da Teoria das Estruturas, TE, são pequenas, devendo-se ao fato de que na primeira desprezam-se os efeitos da componente σ_r da tensão, que porém é sempre muito menor que $(\sigma_{\theta})_{\text{máx}}$. A solução da RM é usada por Leonhard para tratar do nó de pórtico de concreto, justificando-se o seu emprego pelo fato de que a porção de material adicional

na parte externa do nó é muito pouco solicitada, conforme demonstrado por Nilsson (citado por Leonhard).

Referindo-se à nomenclatura da Fig. 11 tem-se, para as tensões circunferenciais:

$$\sigma_{\theta} = \frac{m.(y-e)}{(b-a).e.\left(\frac{b+a}{2}-y\right)}$$

$$e = \left(\frac{a+b}{2}\right) - \left(\frac{b-a}{\log \frac{b}{a}}\right)$$

Evidentemente, para raios internos tendendo a zero, a tensão circunferencial tende ao infinito, o que se observa tanto na solução da RM como na solução exata da TE. Além disso, no caso de um pórtico, deve-se observar que em geral tem-se um estado de solicitação envolvendo (N+Q+M), portanto a solução acima dá uma parcela das tensões, em geral a maior delas.

4 MODELAMENTO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

A SIEMENS em conjunto com a POLI-USP desenvolveu um modelo FEM para a análise das tensões na espira crítica (mais interna) da bobina polar. Neste modelo, a espira é representada com elementos de viga e o suporte lateral foi representado como um apoio rígido, aproveitando-se também da simetria do problema representada na Fig.6. Após a aplicação do vetor rotação (forças centrífugas), as tensões ao longo da espira devem ser compatíveis com a admissível em cada condição de operação. O mesmo é aplicável para as deformações da espira. Uma vez atendidos os requisitos de projeto para a espira, o próximo passo é o dimensionamento do suporte.

Como resultado do modelo de bobina polar acima descrito, pode-se obter as reação de apoio aplicadas ao suporte lateral da bobina polar. Estes esforços em conjunto com a força centrífuga do próprio suporte serão suportadas pelo mesmo. Sob estas condições foram apresentados dois modelos de suporte, um com elemento de viga e outro com elemento sólido. Para a validação e análise de cada modelo, será adotada a metodologia a seguir:

4.1 Verificação do grau de refinamento da malha

Será analisado a sensibilidade dos resultados quanto ao grau de refinamento da malha. A discretização do modelo será incrementada até o ponto em que se verifique a proximidade dos resultados entre dois nós consecutivos ou adjacentes, isto é, a convergência dos resultados.

4.2 Verificação das Condições de Contorno

Deve-se assegurar que o modelo esteja sujeito às condições de contorno do problema. Para isso pode-se comparar a somatória do carregamento aplicado com a somatória das reações de apoio do modelo. Desta forma, garante-se a integridade do mesmo.

4.3 Análise de Resultados

Esta será realizada com base nas condições de contorno impostas, nas hipóteses simplificadoras e no tipo de elemento utilizado para o modelamento. Para tanto, tomaremos como escopo de estudo alguns pontos especiais de análise. A partir destas considerações pode-se concluir quanto aos critérios de projeto em questão.

4.4 Algumas Convenções para a Simbologia Utilizada

Para um bom entendimento dos modelos apresentados a seguir, será exposto uma breve explicação para cada tipo de vínculo:

- um triângulo azul representa uma vinculação de deslocamento na direção indicada pela seta formada pelo mesmo;
- dois triângulos laranjas sobrepostos representam uma vinculação de rotação na direção indicada pelas setas formadas pelos mesmos;
- a representação da malha no modelo de vigas será feita por uma linha tracejada e no modelo sólido por paralelepípedos.

Os três modelos foram construídos de forma paramétrica, ou seja, são flexíveis quanto às dimensões, ao carregamento e à malha para uma futura aplicação. A listagem da parametrização está apresentada em anexo.

5 O MODELO DA BOBINA POLAR

Como dito anteriormente, a bobina polar foi modelada com elementos de viga (Fig. 12 e 13). A numeração presente representa os nós para a primeira malha. Note que as condições de simetria aplicada ao modelo FEM e as variáveis de entrada do arquivo parametrizado (vide Anexo2) são conforme a Fig. 6.

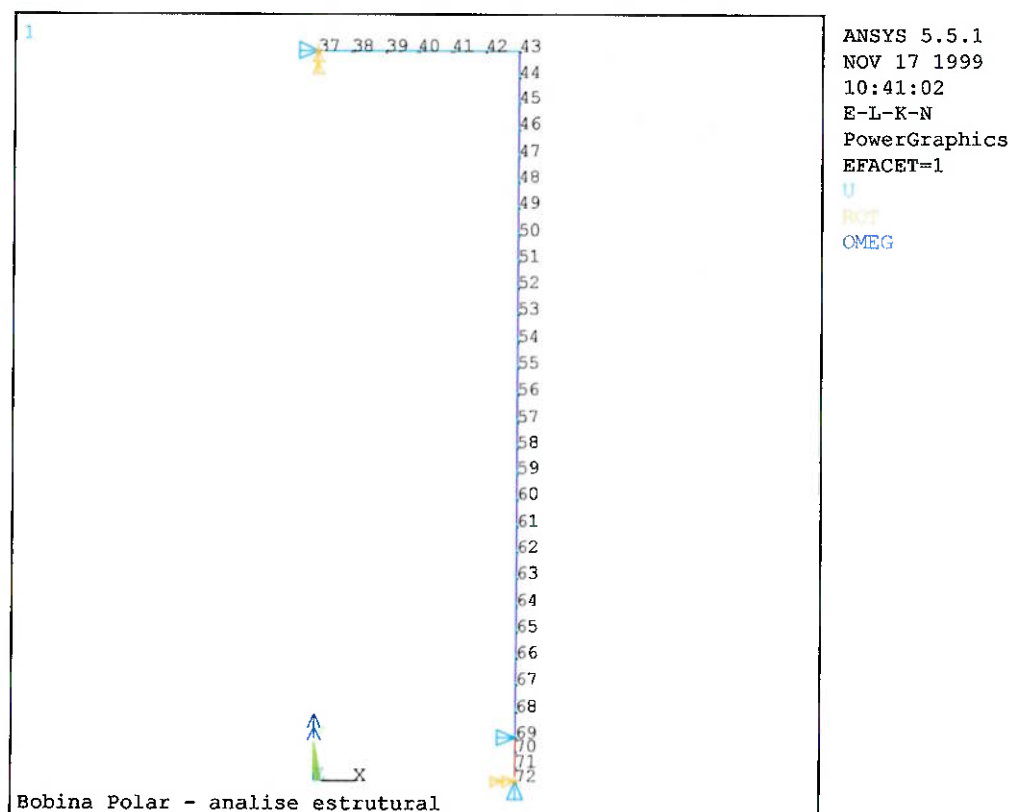


Fig. 12 – Modelo de Bobina Polar: vista frontal.

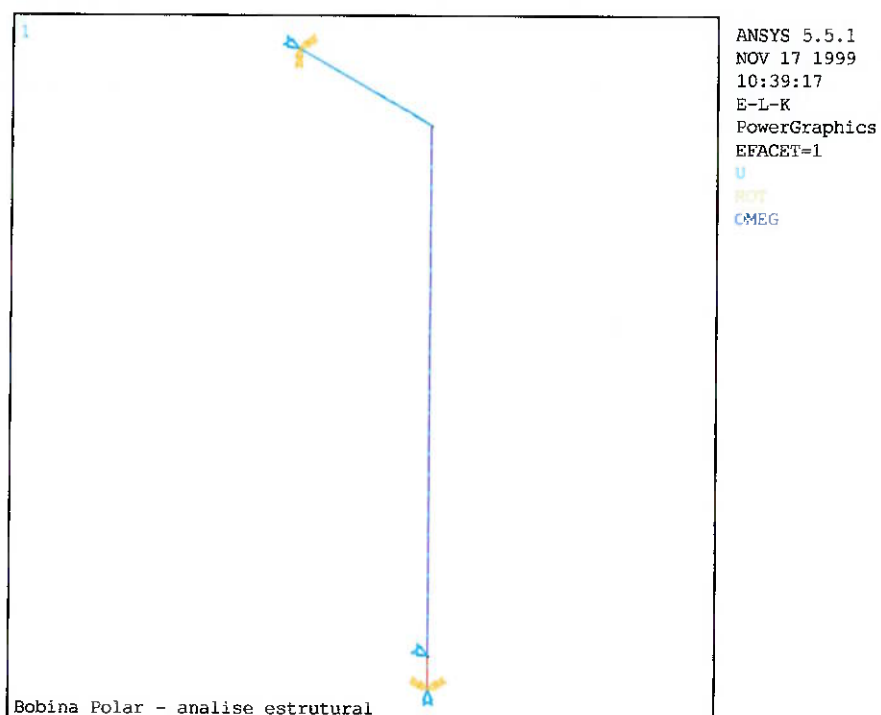


Fig. 13 – Modelo de Bobina Polar: vista isométrica.

O suporte foi representado por apoio um rígido de forma a simular a atuação de metade do comprimento (nós 69 a 72) . De acordo com a Fig.14, somente a extremidade na largura do suporte foi apoiado (nó 69).

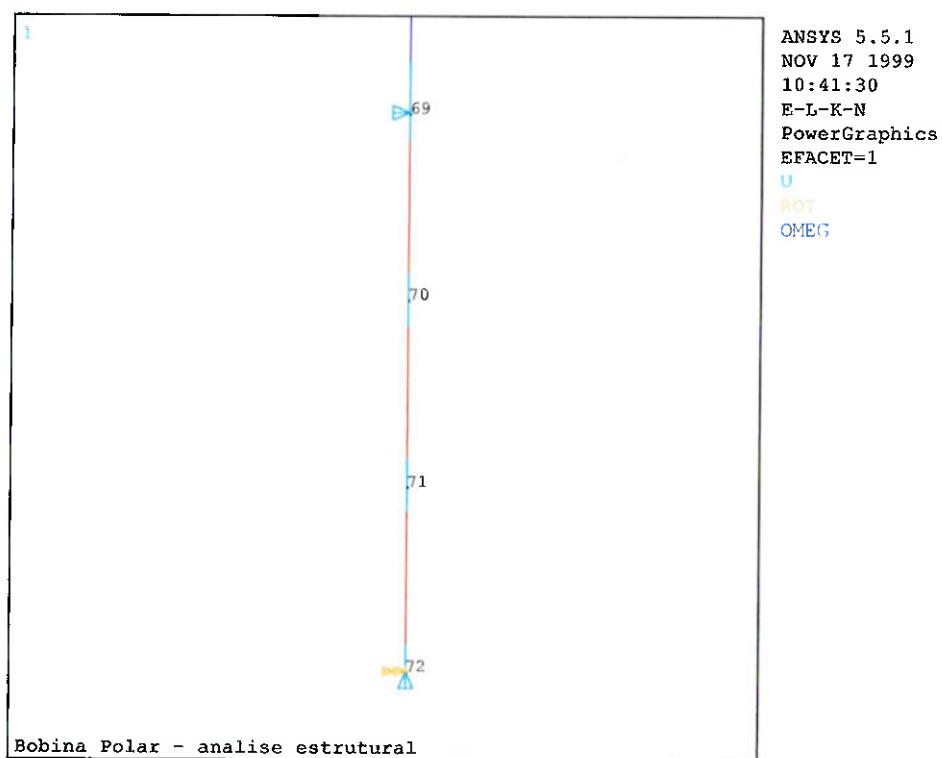


Fig. 14 – Detalhe "A" representando meia largura do suporte (nós 69 a 72).

O carregamento (forças centrífugas) foi simulado pela aplicação de um vetor rotação na direção Y e o efeito de atrito entre as espiras da bobina foi representada por elementos de contato (Fig. 15, 16 e 17).

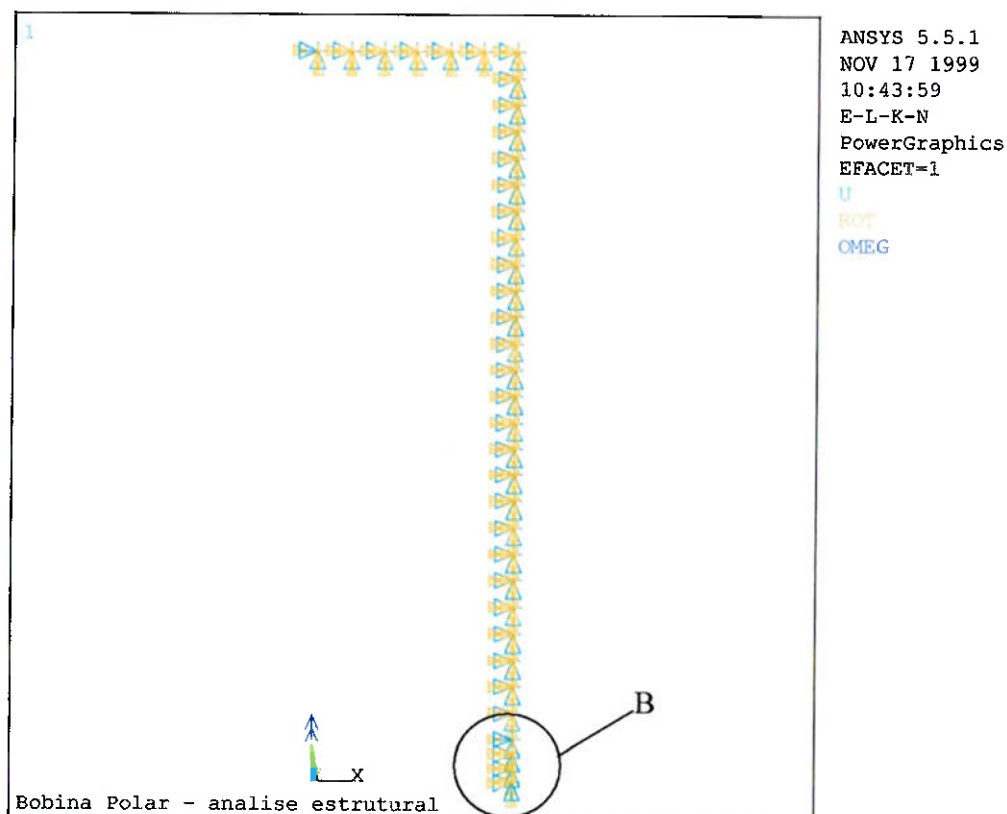


Fig. 15 – Elementos de contato simulando o atrito entre as espiras; aplicação do vetor rotação na direção Y (vista frontal).

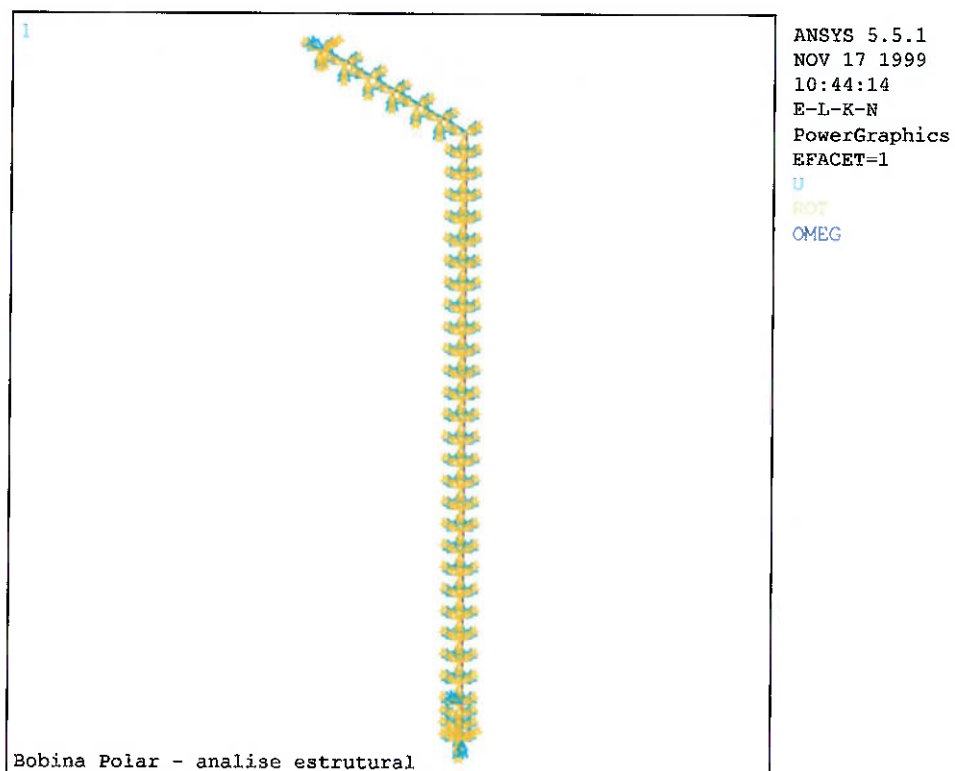


Fig. 16 - Elementos de contato simulando o atrito entre as espiras; aplicação do vetor rotação na direção Y (vista isométrica).

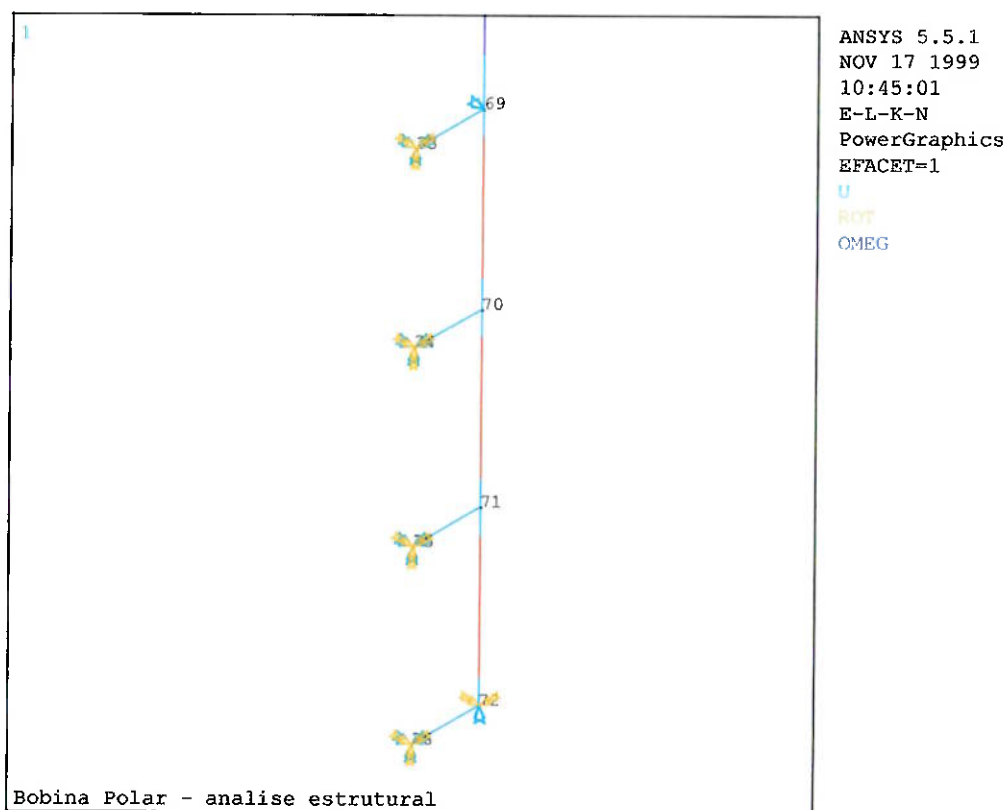


Fig. 17 – Detalhe “B” ilustrando os elementos de contato.

A seguir, será apresentada a análise do modelo de bobina polar para duas condições, seguindo-se os passos descritos no capítulo 3. A primeira não leva em consideração o efeito térmico, fato que é estudado na segunda condição. Para cada uma das condições foram aplicados dois níveis de discretização (malha). No ANSYS, o elemento de viga utilizado foi o “BEAM4” e o elemento de contato foi o “CONTACT52”, sendo que uma descrição mais detalhada com os demais parâmetros pode ser encontrada na listagem do modelo paramétrico contido no Anexo2.

5.1 Análise Estrutural do Modelo de Bobina Polar Sem Influência do Efeito Térmico

Nesta análise, a bobina somente está sujeita à própria inércia, quando posta a girar. A composição deste carregamento com o efeito térmico será analisado no item 5.2.

5.1.1 Malha Inicial

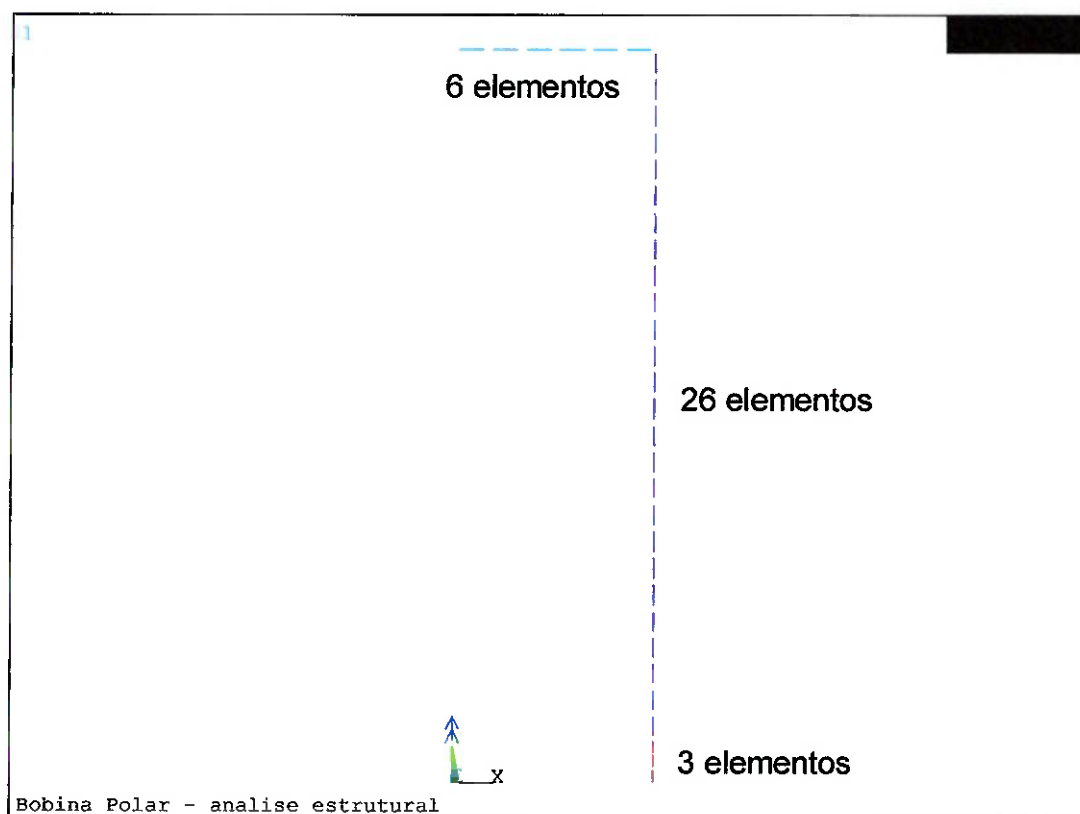


Fig. 18 – Malha inicial aplicada ao modelo de Bobina Polar.

5.1.2 Verificação das Condições de Contorno

Como proposto anteriormente no item 4.2, o valor da resultante do carregamento aplicado deve ser bem próximo ao valor da resultante das reações de apoio. Isto pode ser comprovado pela comparação das tabelas 1 e 2 abaixo. Note que os resultados estão de acordo com a 2ª Lei de Newton (ação e reação) e que as forças preponderantes são aquelas na direção X. Há uma diferença de 1.2% entre os valores de F_x . A componente em F_y que aparece nas reações de apoio é desprezível quando comparado com os demais esforços. Concluindo, as condições de contorno estão efetivamente aplicadas e o suporte está submetido a um carregamento:

$$F_x = 2 \times 1185.3 N = 2370.6 N$$

Tab. 1 – Reações de Apoio da Bobina Polar (Malha Inicial)

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
37	-1181.6				1475.7	-35109.
69	-1185.3					
72		-140.98		-265.69		88870.
TOTAL VALUES	-3104.8	7.4153	-17079.	-265.69	1475.7	53761.

Tab. 2 – Carregamento Nodal da Bobina Polar (Malha Inicial)

PRINT SUMMED NODAL LOADS

***** POST1 SUMMED TOTAL NODAL LOADS LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
37	1181.6	0.91620			-1475.7	35109.
69	1185.3	-1.2156				
72	0.38891	140.98		265.69		-88870.
TOTAL VALUES	3067.9	0.0000	17079.	265.69	-1475.7	-53761.

5.1.3 Tensões na Bobina Polar

Tomou-se para este tipo de elemento as tensões normais, tensões devidas à flexão e a tensão total (composição das duas). Note que, o trecho horizontal (tangencial) da espira recebe uma contribuição maior da força normal. Cada seção deste trecho está submetida à inércia das seções do seu lado direito, além da contribuição de todo o trecho vertical. Desta forma, o perfil das tensões é decrescente do nó 37 para o 43 no trecho horizontal, conforme ilustrado na Fig. 19. A tensão normal no trecho vertical é quase nula, como previsto anteriormente.

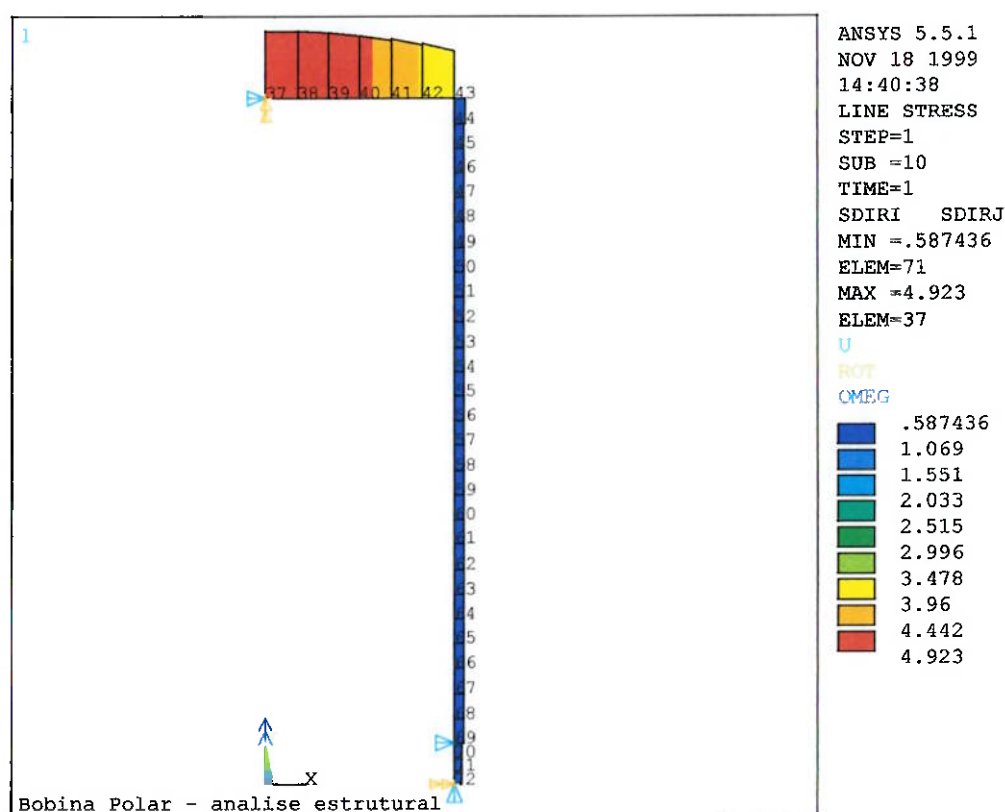


Fig. 19 – Tensão de Membrana (ou Tensão Normal) na bobina; malha inicial.

Analisando os valores de tensão de flexão da Fig. 20, observa-se que a flexão se dá na direção do eixo Z. A meia largura do suporte trabalha como uma espécie de engastamento, apresentando um nível de tensão de flexão mais acentuado. O outro ponto que deve ser levado em consideração é aquele próximo ao nó 55, representando o ponto mais distante da atuação dos vínculos.

Se compararmos os valores de tensão de membrana e de flexão, verificamos que o nível apresentado pelo segundo efeito é maior, ou seja, a tensão devida à flexão é a parcela mais significativa para a verificação do dimensionamento da bobina. Observe este fato no gráfico de tensão total da Fig. 21. Ao compararmos a distribuição de tensão sobre o componente, nota-se que esta é compatível com a previsão analítica do carregamento aplicado à bobina mostrado nas Fig. 9 e 10.

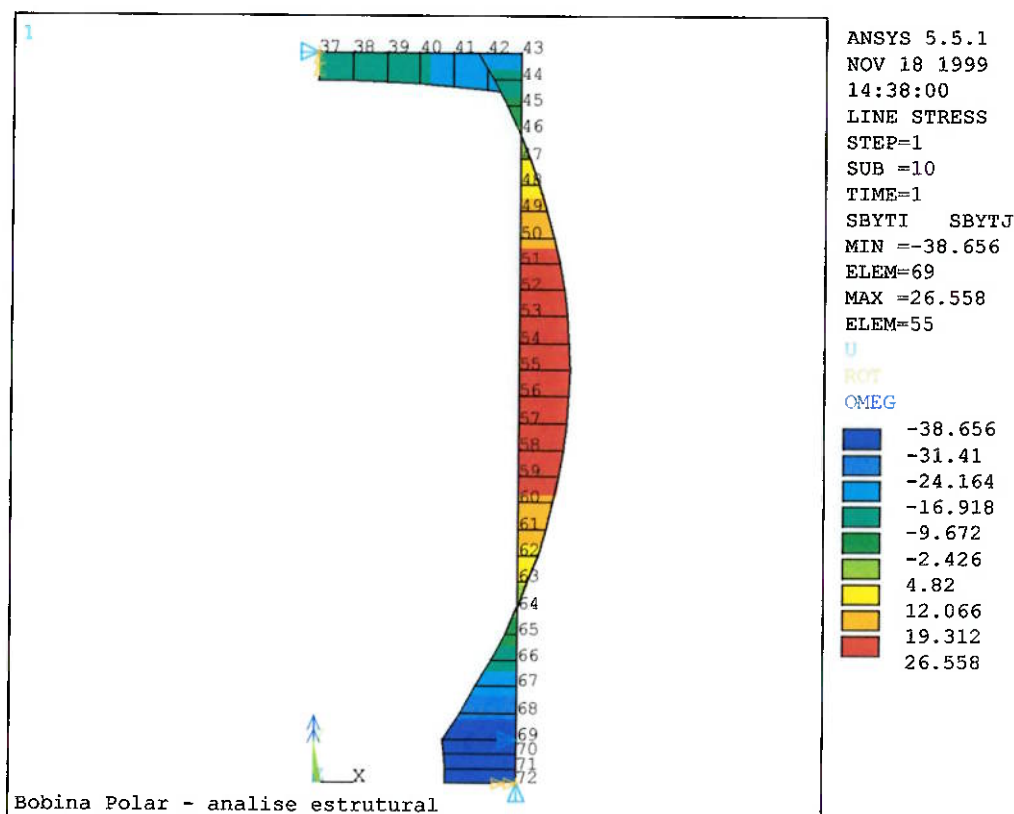


Fig. 20 – Tensão de Flexão na bobina; malha inicial.

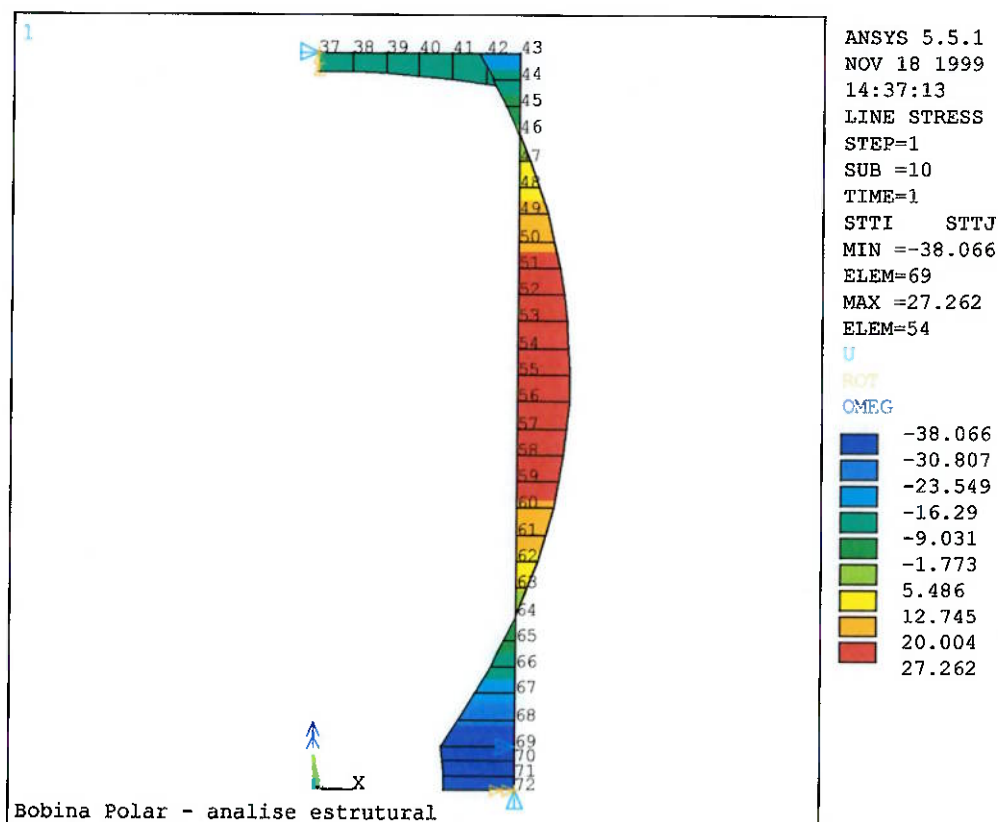


Fig. 21 – Tensão Total na bobina (membrana+flexão); malha inicial.

Com o intuito de uma análise quantitativa, segue a tabela 3 contendo a listagem de tensão para alguns pontos especiais de análise.

Tab. 3 – Listagem das Tensões Atuantes na Bobina Polar (malha inicial)

PRINT ELEM ELEMENT SOLUTION PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT SOLUTION LISTING *****

EL= 37 NODES= 37 38 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	4.9235	-14.629	14.629
2 (J)	4.8808	-14.839	14.839
EL= 43 NODES= 43 44 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.75194	-22.206	22.206
2 (J)	0.75194	-14.474	14.474
EL= 54 NODES= 54 55 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.70404	26.184	-26.184
2 (J)	0.70404	26.558	-26.558
EL= 68 NODES= 68 69 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.68588	-29.642	29.642
2 (J)	0.68588	-38.656	38.656

EL= 71 NODES= 71 72 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.58744	-37.210	37.210
2 (J)	0.58744	-37.029	37.029

5.1.4 Deslocamentos da Bobina Polar

Conforme o previsto no modelo analítico de carregamento apresentado nas Fig. 9 e 10, os deslocamentos na direção X são preponderantes sobre aqueles em Y, como pode ser observado através das Fig. 22 e 23. O valor de máximo deslocamento total (0.218986 mm) ocorre no nó 55 conforme mostra a Fig. 24, muito inferior à meia espessura da bobina (espessura = 4mm). Note que no nó 43, o ângulo de 90° do vértice que o contém na estrutura não deformada tende a se manter na estrutura deformada. Observa-se também, que o suporte trabalha como um engastamento (nós 69 a 72) e que o nó 37 tem um deslocamento em -Y.

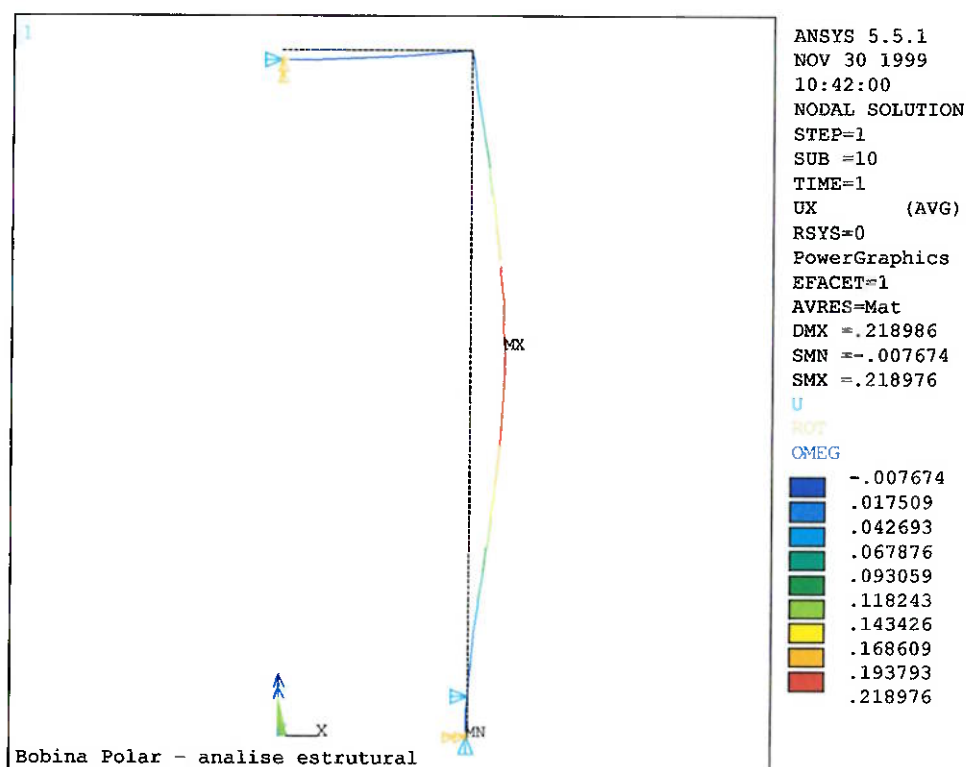


Fig. 22 – Deslocamento da Bobina Polar na direção X (malha inicial)

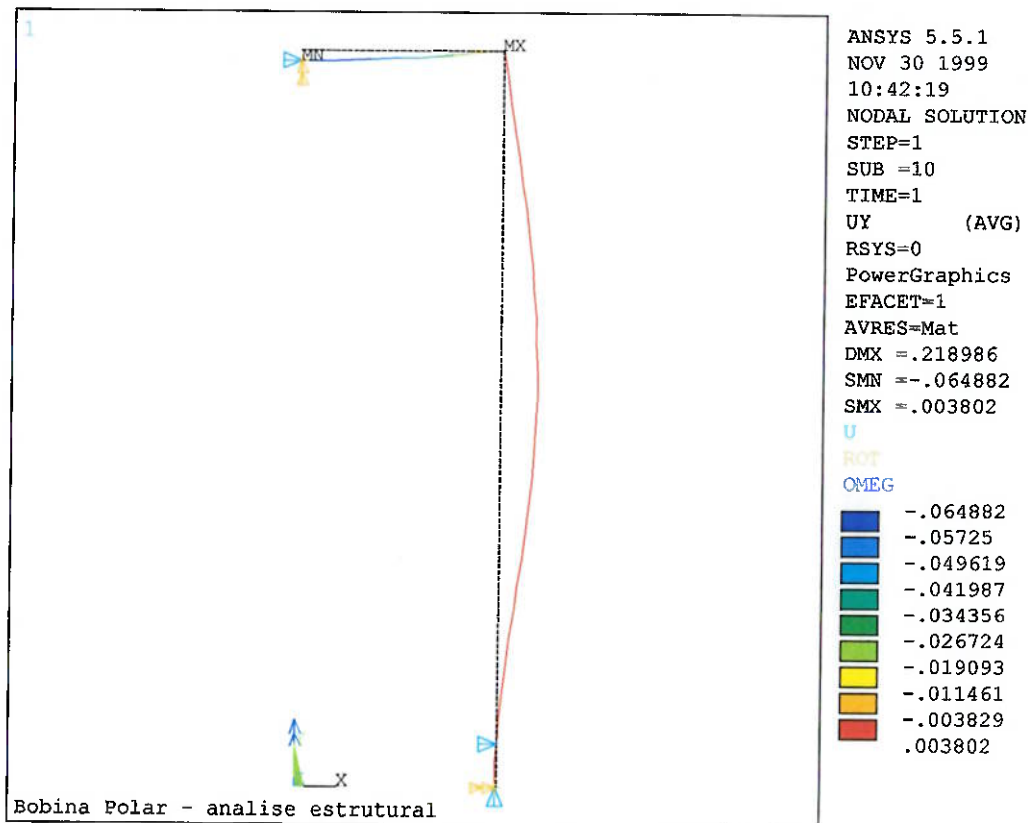


Fig. 23 – Deslocamento da Bobina Polar na direção Y (malha inicial)

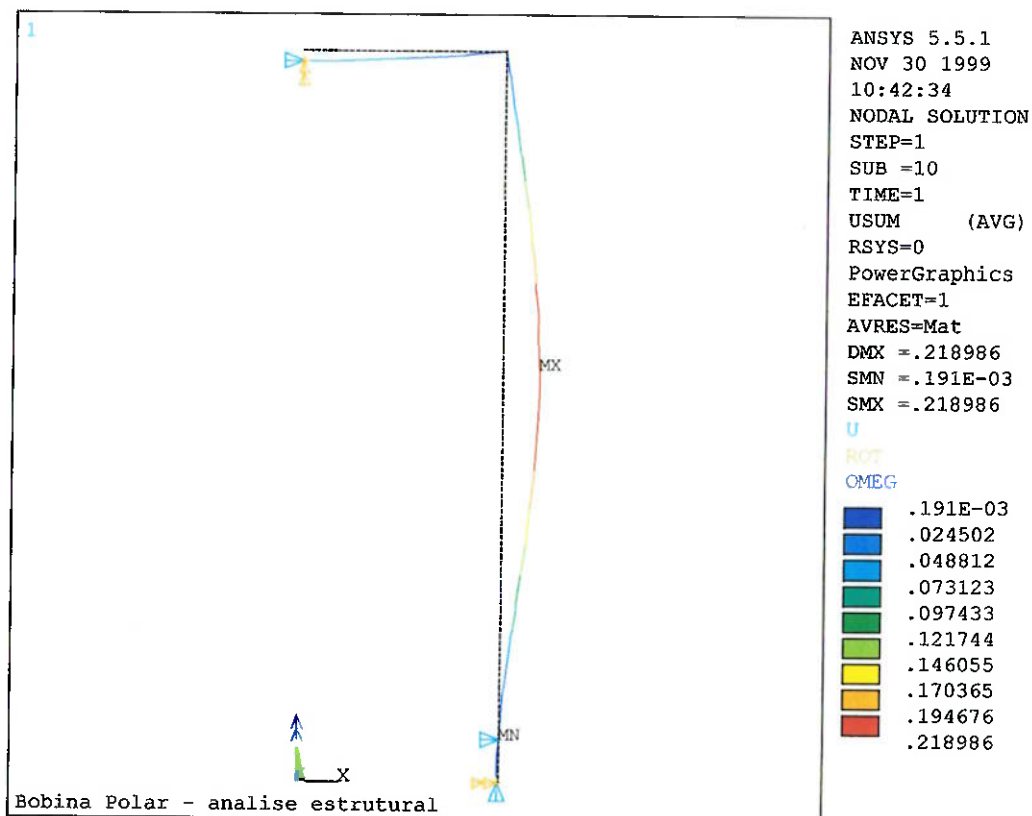


Fig. 24 – Deslocamento Total da Bobina Polar (malha inicial)

5.1.5 Malha Final

Nesta etapa, a malha do modelo apresentada na Fig. 18 será refinada com um número de elementos duas vezes maior do que na malha inicial. A Fig. 25 representa a nova numeração dos nós.

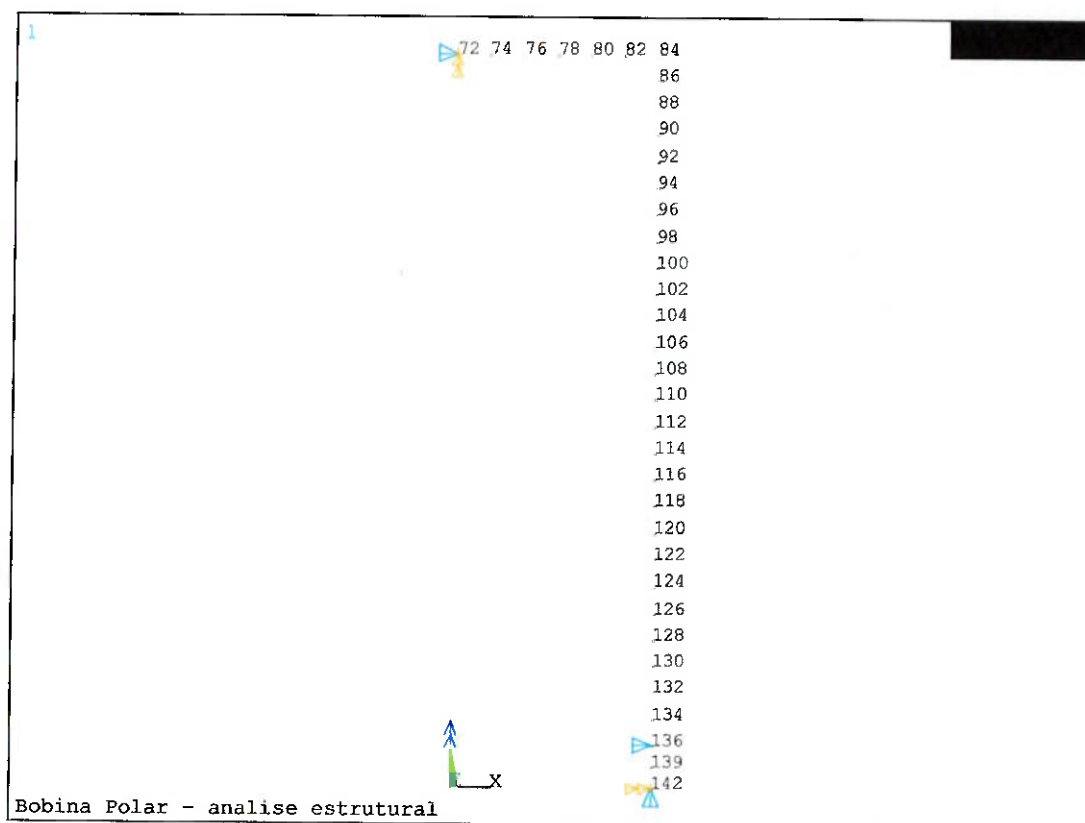


Fig. 25 – Numeração dos Nós da Bobina Polar para Malha Fina

5.1.6 Verificação das Condições de Contorno

A análise e conclusões do item 5.1.2 também são válidas aqui. É interessante notar que houve uma variação muito pequena (0.12%) entre os valores de F_x para o suporte, da malha inicial para a final (Tab. 4 e 5). Além disso, as resultantes de momento M_x e M_y sofreram uma variação significativa (3 a 4 vezes menor para malha final). No entanto, o momento mais significativo para a bobina é o M_z , cuja variação foi de 0.21%. O objetivo maior de se estudar o modelo de bobina é verificar a convergência dos valores de esforços aplicados ao suporte, não deixando de lado o dimensionamento da bobina.

Tab. 4 – Reações de Apoio da Bobina Polar (Malha Final)

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
72	-1179.3				369.21	-35195.
136	-1183.9					
142		-158.11		-70.509		88842.
TOTAL VALUES	-3105.1	8.3213	-17079.	-70.509	369.21	53647.

Tab. 5 – Carregamento Nodal da Bobina Polar (Malha Final)

PRINT SUMMED NODAL LOADS

***** POST1 SUMMED TOTAL NODAL LOADS LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
72	1179.3	.45856			-369.21	35195.
136	1183.9	-0.60792				
142	0.20039	158.11		70.509		-88842.
TOTAL VALUES	3067.9	0.0000	17079.	70.509	-369.21	-53647.

5.1.7 Tensões na Bobina Polar

O mesmo perfil de tensões foi verificado para as duas malhas, sendo confirmado a característica preponderante da contribuição fletora para a composição de tensões (Fig. 28). Para uma análise mais quantitativa foi listada a Tab. 6 e a comparação dos resultados obtidos com as malhas inicial e final, conforme Tab. 7. Note que os nós tabelados em Tab. 6 e 7 são aqueles correspondentes na malha inicial (Tab. 3), conforme pode ser visto nas Fig. 12 e 25.

A partir da comparação dos resultados (Tab. 7), pode-se afirmar que a malha tem um grau de refinamento bom, pois a máxima variação percentual entre os valores apresentados é de 10%. O sinal negativo indica que o valor de tensão da malha final sofreu um decréscimo com relação ao valor da malha inicial.

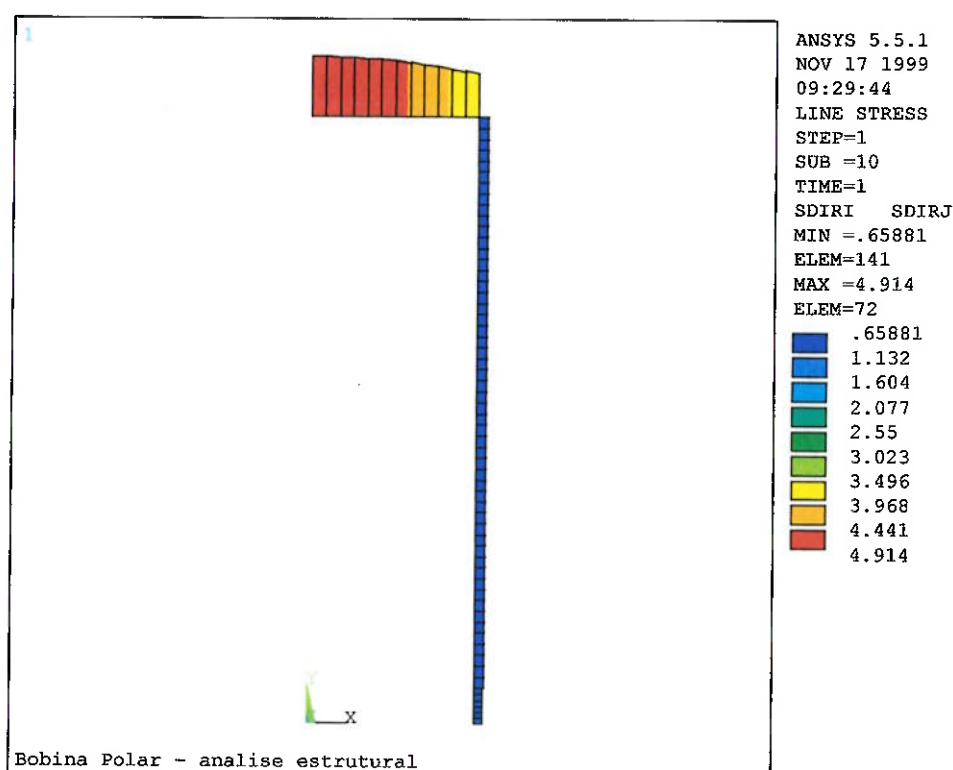


Fig. 26 – Tensão de Membrana (ou Tensão Normal) na bobina; malha final

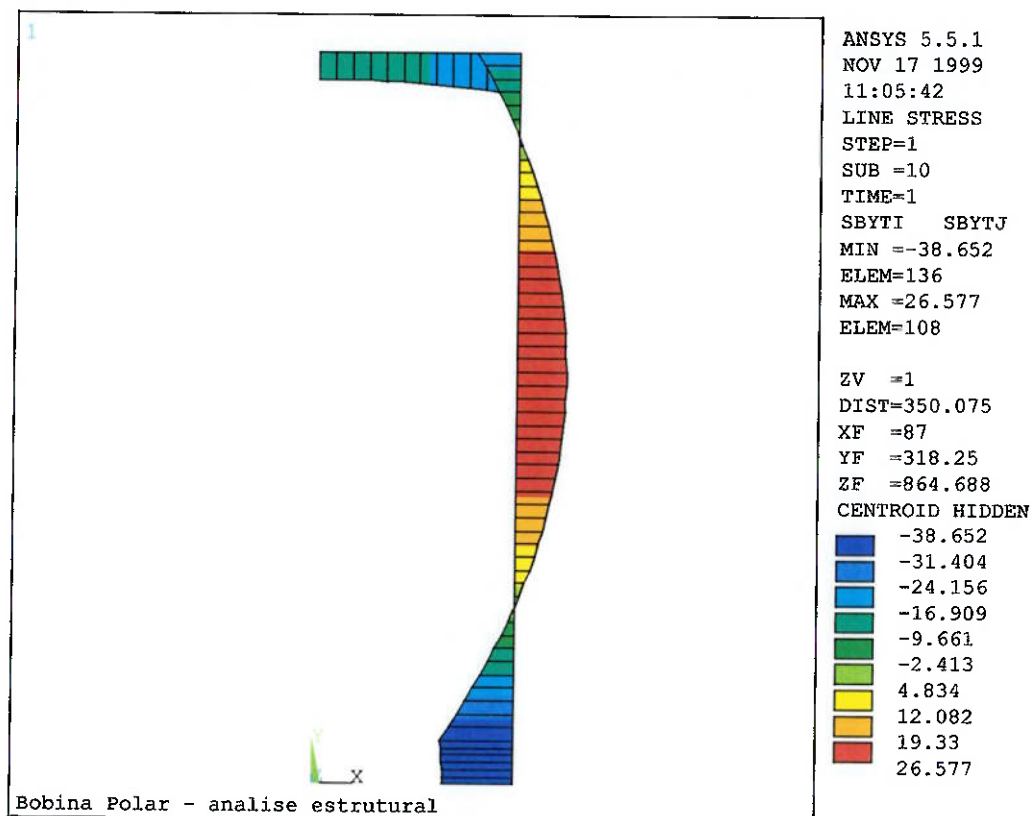


Fig. 27 – Tensão de Flexão na bobina; malha final

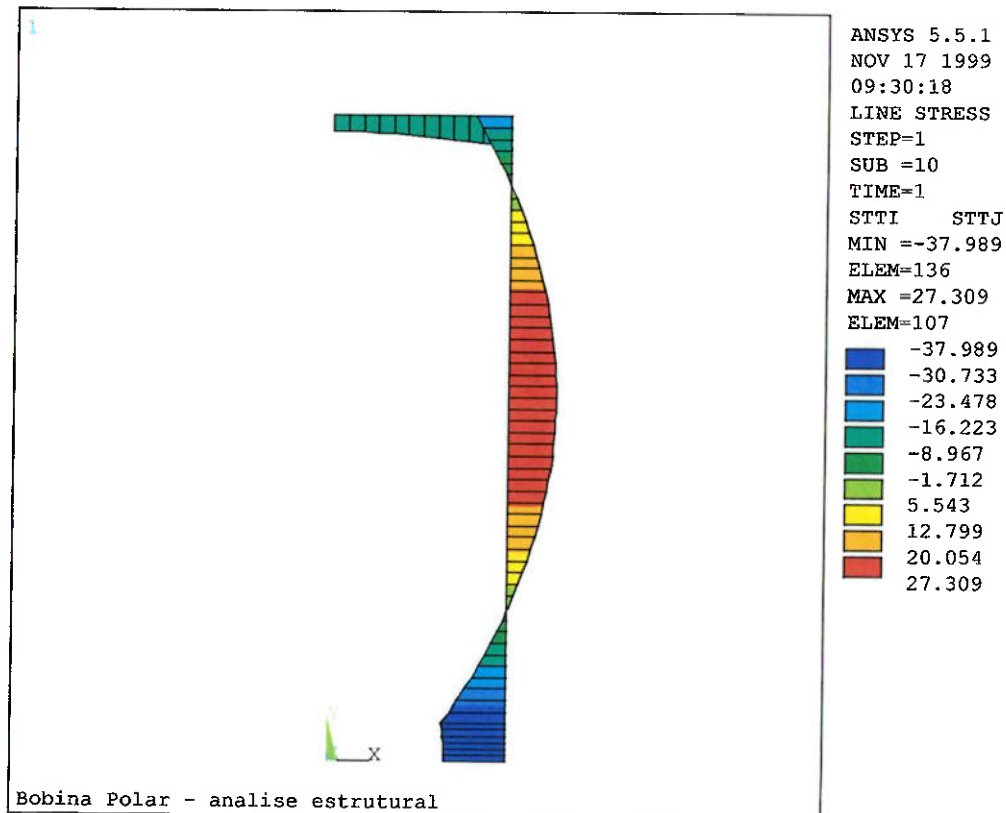


Fig. 28 – Tensão Total na bobina (membrana + flexão); malha final

Tab. 6 – Tensões na Bobina Polar (malha final)

PRINT ELEM ELEMENT SOLUTION PER ELEMENT

***** POST1 ELEMENT SOLUTION LISTING *****

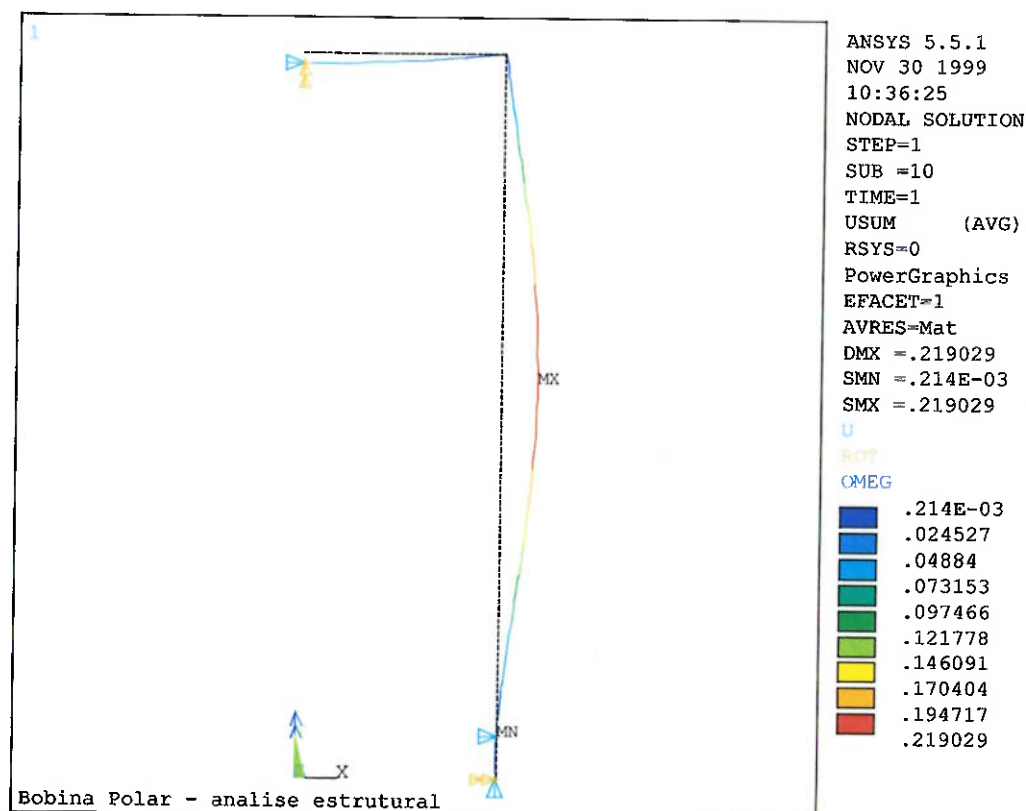
EL= 72 NODES= 72 73 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	4.9139	-14.665	14.665
2 (J)	4.9032	-14.717	14.717
EL= 84 NODES= 84 85 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.79073	-22.197	22.197
2 (J)	0.79073	-18.239	18.239
EL= 108 NODES= 108 109 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.73161	26.577	-26.577
2 (J)	0.73161	26.512	-26.512
EL= 135 NODES= 135 136 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.71113	-34.059	34.059
2 (J)	0.71113	-38.652	38.652
EL= 141 NODES= 141 142 MAT= 1 BEAM4			
TEMP	20.00	20.00	20.00
LOCATION	SDIR	SBYT	SBYB
1 (I)	0.65881	-37.063	37.063
2 (J)	0.65881	-37.017	37.017

Tab. 7 – Comparação de tensões entre as malhas inicial e final

Nodes	SDIR (%)	SBYT (%)	SBYB (%)
37 – 72	0.20	-0.25	-0.25
43 – 84	-4.91	0.04	0.04
55 – 109	-3.77	0.17	0.17
69 – 136	-3.55	0.01	0.01
72 – 142	-10.83	0.03	0.03

5.1.8 Deslocamentos da Bobina Polar

Como pode ser observado na Fig. 24, o deslocamento total é preponderantemente na direção X, constituindo-se fator suficiente para análise. Note que o perfil se mantém na Fig. 29, com os maiores deslocamentos sobre os mesmos nós da Fig. 24. Comparativamente, houve uma variação de 0.02% do máximo deslocamento apresentado da malha inicial (0.218986 mm) para a final (0.219029 mm). Portanto, pode-se concluir que os deslocamentos estão de acordo com a teoria de pequenas deflexões.

**Fig. 29 – Deslocamento Total da Bobina Polar; malha final**

5.1.9 Aplicação dos Critérios de Resistência à Bobina Polar

Uma vez garantida um grau de refinamento adequado da malha, podemos verificar o atendimento aos critérios de resistência descritos no item 2.3.4. Para isso, utilizaremos os resultados obtidos com a malha refinada.

De acordo com a Fig. 26, a máxima tensão de membrana não chega a 5MPa no nó 72, enquanto que a tensão admissível para este caso é 2/3 do escoamento do cobre ($\sigma_m \leq \frac{2}{3}60 = 40MPa$).

Para a tensão total (membrana + flexão) o critério prevê uma tensão admissível de, no máximo, igual a tensão de escoamento do material ($\sigma_{m+b} \leq 60MPa$), limite que é satisfeito pois a máxima tensão total é inferior à 38 MPa (em módulo) e ocorre por volta do nó 136 (vide Fig. 28).

Portanto, conclui-se que o nível de tensões apresentado pelo componente satisfaz os dois primeiros critérios de resistência preestabelecidos. A seguir, será estudado o efeito térmico no dimensionamento da bobina polar.

5.2 Análise Estrutural do Modelo de Bobina Polar com a Influência do Efeito Térmico

Nesta etapa do projeto, serão aplicadas as mesmas condições de contorno anteriores mais um degrau de temperatura de 90° C ao modelo de bobina polar. É de se prever que as tensões estruturais relativas ao carregamento pela força centrífuga será acrescido das tensões térmicas.

5.2.1 Tensões na Bobina Polar

De posse dos resultados obtidos para as tensões (Fig. 30, 31 e 32), verificamos que houve um acréscimo de tensão sensível quando comparado aos valores apresentados no item 5.1. A localização dos pontos de maior tensão se manteve.

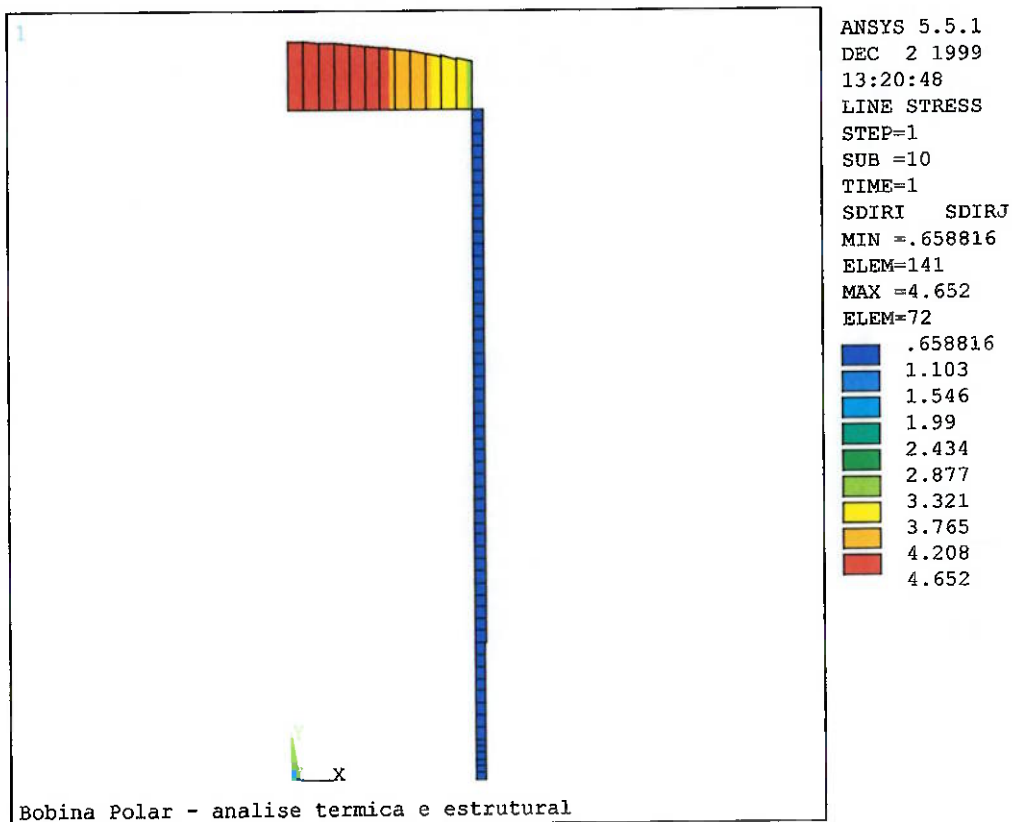


Fig. 30 – Tensão de Membrana (com efeito térmico)

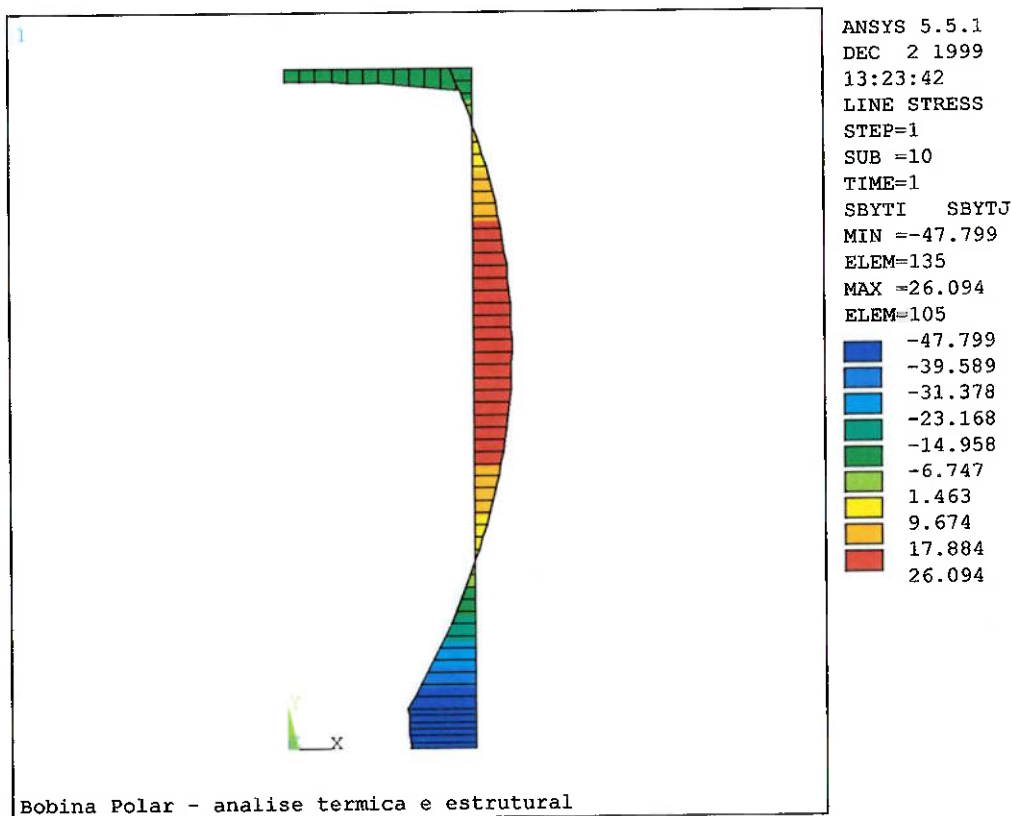


Fig. 31 – Tensão de Flexão (com efeito térmico)

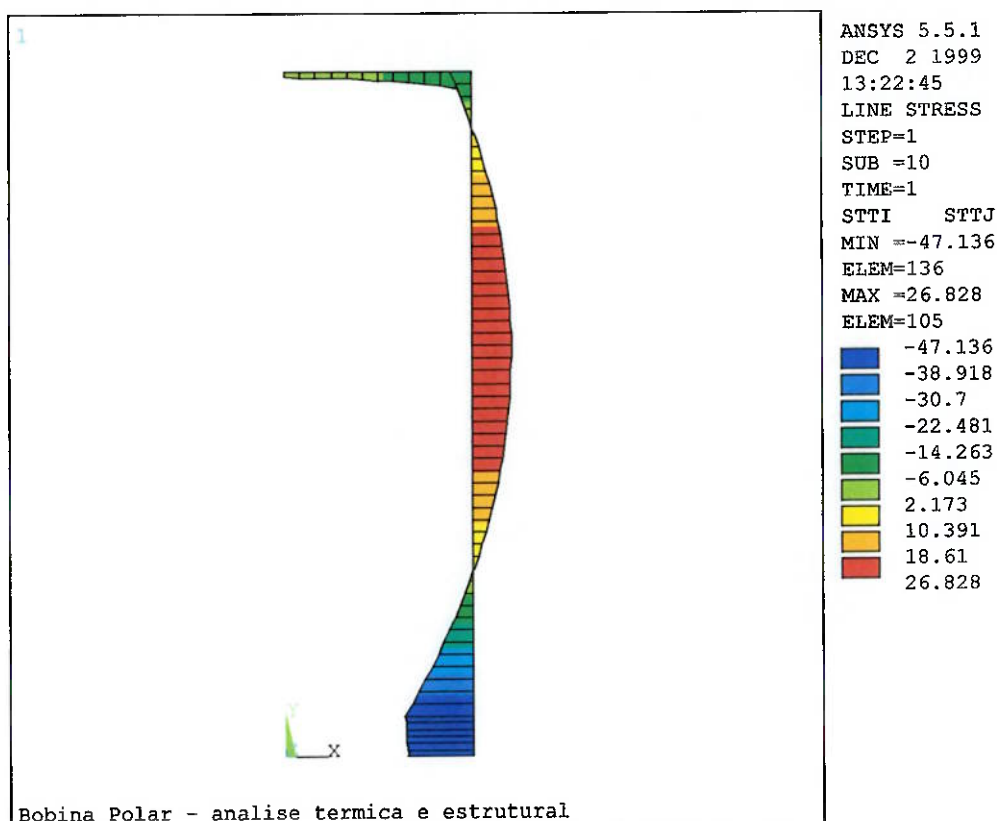


Fig. 32 – Tensão Total (membrana + flexão + efeito térmico)

5.2.2 Deslocamentos da Bobina Polar

O perfil de deslocamentos sofreu uma alteração. Com a inclusão do efeito térmico, os deslocamentos em Y tornaram-se preponderantes, como pode ser visto pela comparação entre as Fig. 33 e 34. O máximo deslocamento em Y (0.954903 mm) ocorreu no nó 72, no sentido positivo de Y, enquanto que o observado na Fig. 29 era no sentido negativo de Y. Note também que o deslocamento máximo em X chega a 0.361956 mm. No entanto, o maior deslocamento (0.991301mm) pode ser considerado pequeno pois, não chega à metade da espessura da bobina (4 mm).

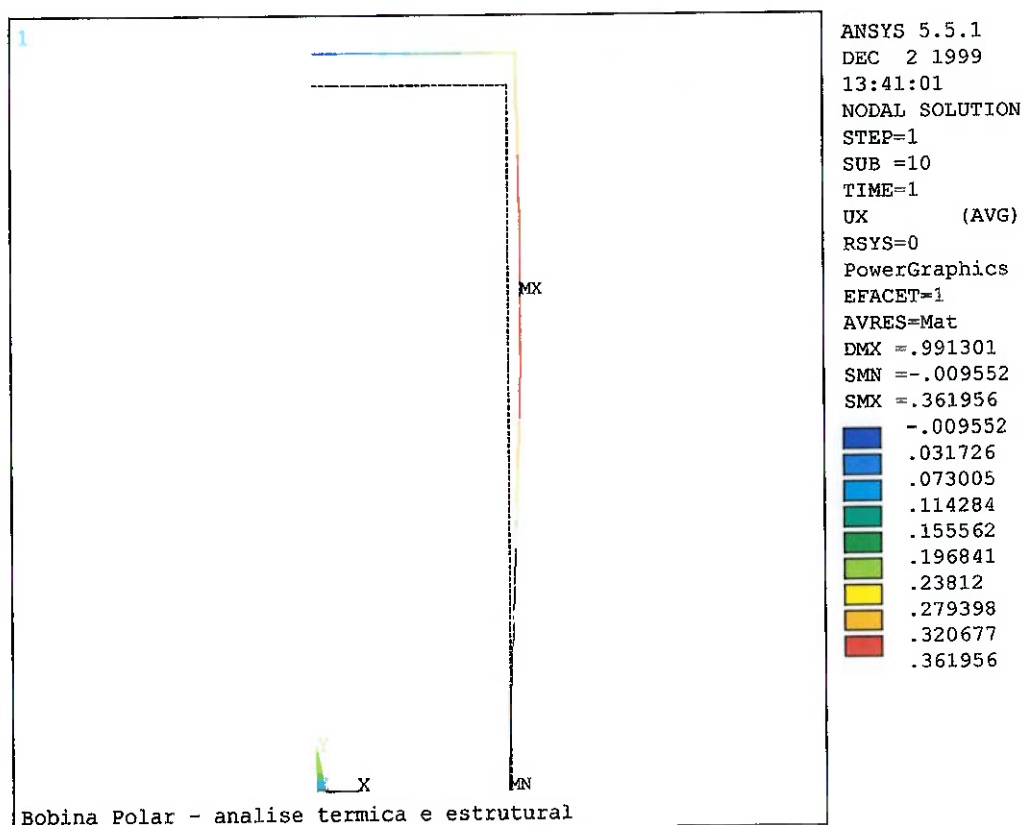


Fig. 33 – Deslocamento da Bobina Polar na direção X (com efeito térmico)

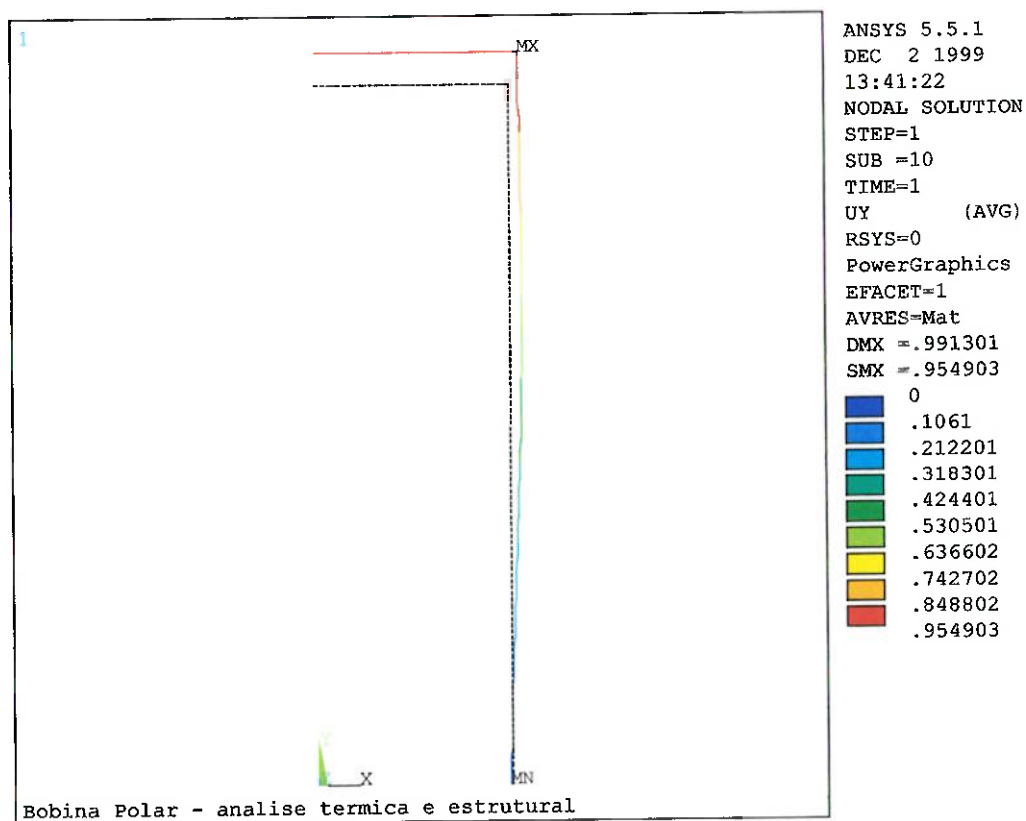


Fig. 34 – Deslocamento da Bobina Polar na direção Y (com efeito térmico)

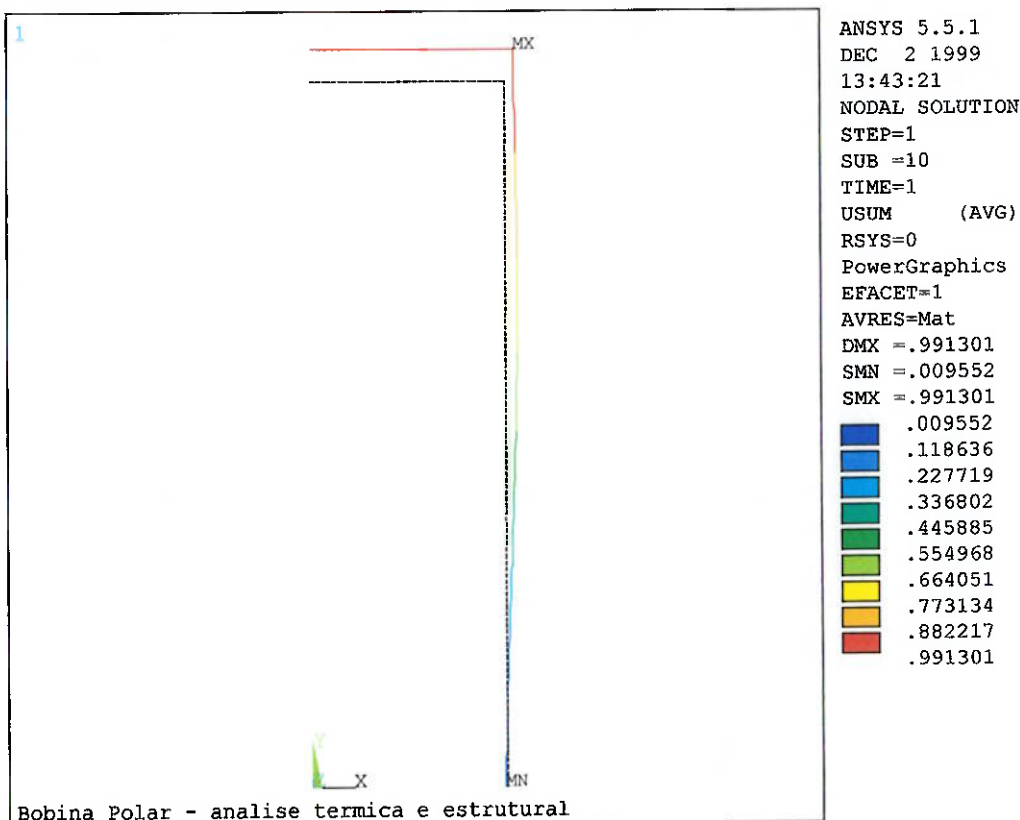


Fig. 35 – Deslocamento Total da Bobina Polar (com efeito térmico)

5.2.3 Aplicação dos Critérios de Resistência à Bobina Polar com a Introdução de Tensões Secundárias

O critério estabelece um limite maior para a tensão resultante da combinação das tensões primárias (membrana e flexão) com as tensões secundárias (térmicas). A tensão total neste caso pode chegar a duas vezes a tensão de escoamento do material ($\sigma_{m+b+s} \leq 2.60 = 120 \text{ MPa}$). Observe que a máxima tensão apresentada pela Fig. 32 não chega a 48 MPa, bem abaixo da admissível.

A partir de toda esta análise, podemos concluir que a limitação para o dimensionamento da bobina polar é a tensão total (membrana + flexão). A tensão de membrana ou a tensão total com efeito térmico, separadamente, estão submetidas à critérios de resistência pouco restritivos, quando comparados com os valores aqui apresentados.

6 MODELO FEM DO SUPORTE LATERAL

Uma vez dimensionado a bobina polar, passaremos a focalizar o dimensionamento do suporte lateral. O carregamento sobre o suporte lateral envolve as forças que o conjunto bobinado exerce sobre ele mais a inércia própria. Portanto, o resultado obtido com as reações de apoio da bobina serão aplicados em forma de pressão sobre o suporte.

O desenho de corte transversal do pólo na folha 7 do Anexo1 permite um melhor entendimento da modelagem e portanto deve ser consultado em paralelo. Observe que o desenho trás a concepção antiga da interface unha do pólo com o suporte. A curvatura superior do suporte é desfavorável uma vez que esta constitui fator de intensificação de tensões nesta região.

Como o suporte lateral deve ser montado no pólo, serão necessárias algumas dimensões referentes a este. Sendo assim, os parâmetros dimensionais básicos que o suporte deve atender estão indicados na Fig. 36. Estes mesmos parâmetros aparecem na listagem em anexo dos modelos parametrizados.

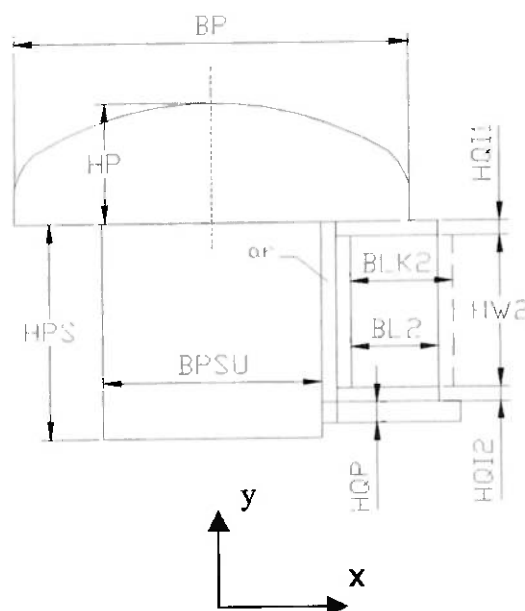


Fig. 36 – Sistema de Coordenadas para modelo de viga

6.1 Modelo de Suporte Lateral com Elementos de Viga

O posicionamento do suporte lateral (nó 1) será dado em função do sistema de coordenadas da Fig. 36. Neste sistema, a origem coincide com o centro do rotor. Todas as demais coordenadas estão em função das coordenadas do nó 1 (vide Anexo3).

A força que cada espira exerce sobre o suporte é igual a duas vezes a reação de apoio do nó 136 no modelo de bobina polar pois, imposta a condição de simetria, apenas metade do suporte foi representada naquele modelo. Para obter a força total aplicada ao suporte basta multiplicar a força de cada espira pelo número de espiras (40), resultando numa força total de:

$$F_{\text{tot}} = 2 \times 2183.3 \text{ N} \times 40 \text{ espiras} \Rightarrow F_{\text{tot}} = 102664 \text{ N}$$

A força total será distribuída uniformemente sobre todo o comprimento da linha que une os nós 22 e 122, ou seja, 215.8 mm. Portanto o carregamento distribuído por unidade de comprimento será 475.7 N/mm, aproximadamente.

A região da solda será simulada pela aplicação do engastamento no nó 1. O nó 2 representa o apoio do suporte sobre a placa de pressão do pólo, impondo vinculação na direção Y. De certa forma, toda a região compreendida entre o nó 1 e 2 trabalham como um engastamento.

O batoque de apoio entre os suportes de dois pólos adjacentes será modelado como apoio simples. Sua inércia foi desconsiderada neste modelo. A função principal deste elemento é dividir o comprimento livre do suporte pela metade, reduzindo assim as tensões neste trecho.

Adotou-se a hipótese de que rasgo da unha do pólo onde o suporte se aloca, só fornece restrição na direção X pois, supõe-se que os deslocamentos em Y não serão grandes o suficiente para vencer a folga na parte superior do rasgo.

Uma consideração importante a ser feita é com relação a malha. Como foram utilizados apenas elementos de viga (BEAM4) para esta modelagem, a discretização (grau de refinamento da malha) não interfere no resultado final pois, as equações a serem resolvidas são aquelas da Teoria de Vigas clássica da Resistência dos Materiais e, portanto, a solução é "exata".

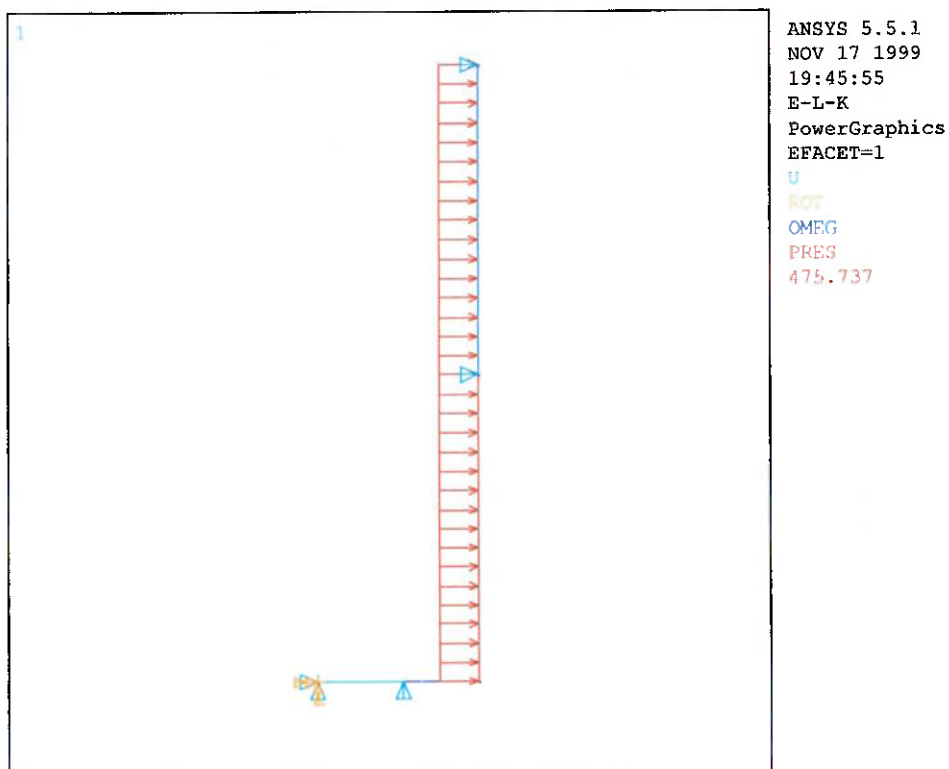


Fig. 37 – Modelo de Suporte Lateral com Elementos de Viga (vista frontal)

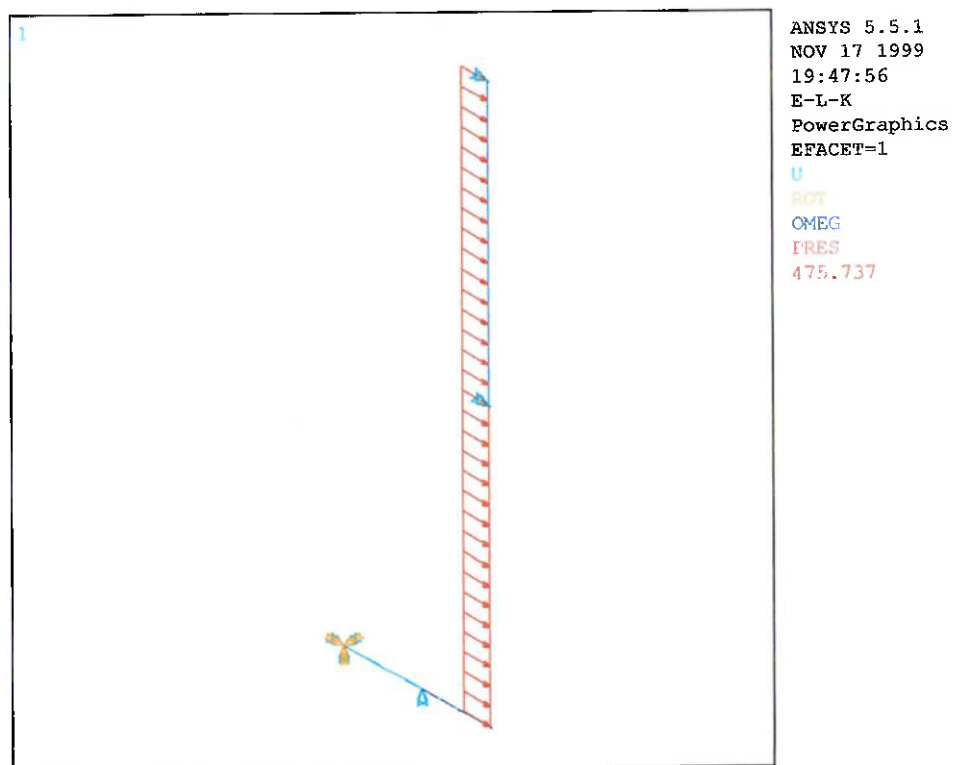


Fig. 38 – Modelo de Suporte Lateral com Elementos de Viga (vista isométrica)

**Tab. 9 – Reações de Apoio do Suporte Lateral
(Modelo de Viga)**

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
1	-24767.	4394.1	0.0000	0.0000	0.0000	48972
2		-24534.				
42	-62024.					
122	-20753.					
TOTAL VALUES	- 0.10754 E+6	-20140	0.0000	0.0000	0.0000	48972.

Verifique que os resultados são exatos.

6.1.2 Tensões no Suporte Lateral

No trecho L3 do suporte, note que o esforço normal cresce linearmente, como pode ser observado na Fig. 40. Já no trecho L1, a força normal varia de forma suave até seu valor máximo de 27.157 N. Como o critério estabelece uma tensão admissível menor que 2/3 da tensão de escoamento do material (355 MPa), podemos afirmar que este critério está satisfeito.

Comparativamente, os esforços de flexão tem a maior parcela de contribuição na tensão total da Fig. 42. O máximo de tensão total (360 MPa) ocorre na posição do batoque (nó 42). No entanto, devemos levar em consideração as regiões da curva (nó 22) onde a tensão chega a 200 MPa e a região de maior deflexão (nó 163) cuja tensão vale 280 MPa. Para este caso, a tensão admissível é igual ao escoamento do material. Portanto, apenas o ponto 42 ultrapassou este limite. Contudo, este valor está afetado pelas simplificações e hipóteses assumidas, como por exemplo, aplicação de um apoio rígido pontualmente. Desta forma, o suporte está dimensionado de acordo com os critérios de projeto.

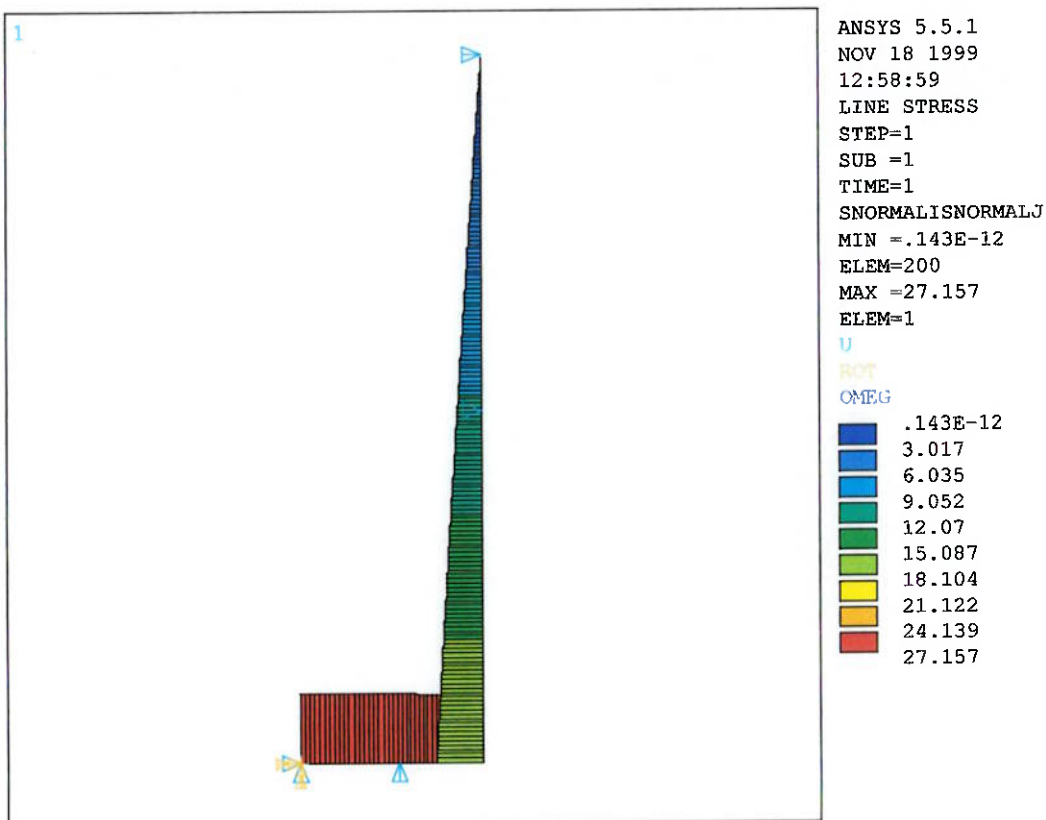


Fig. 40 – Tensão de Membrana atuando no Suporte Lateral

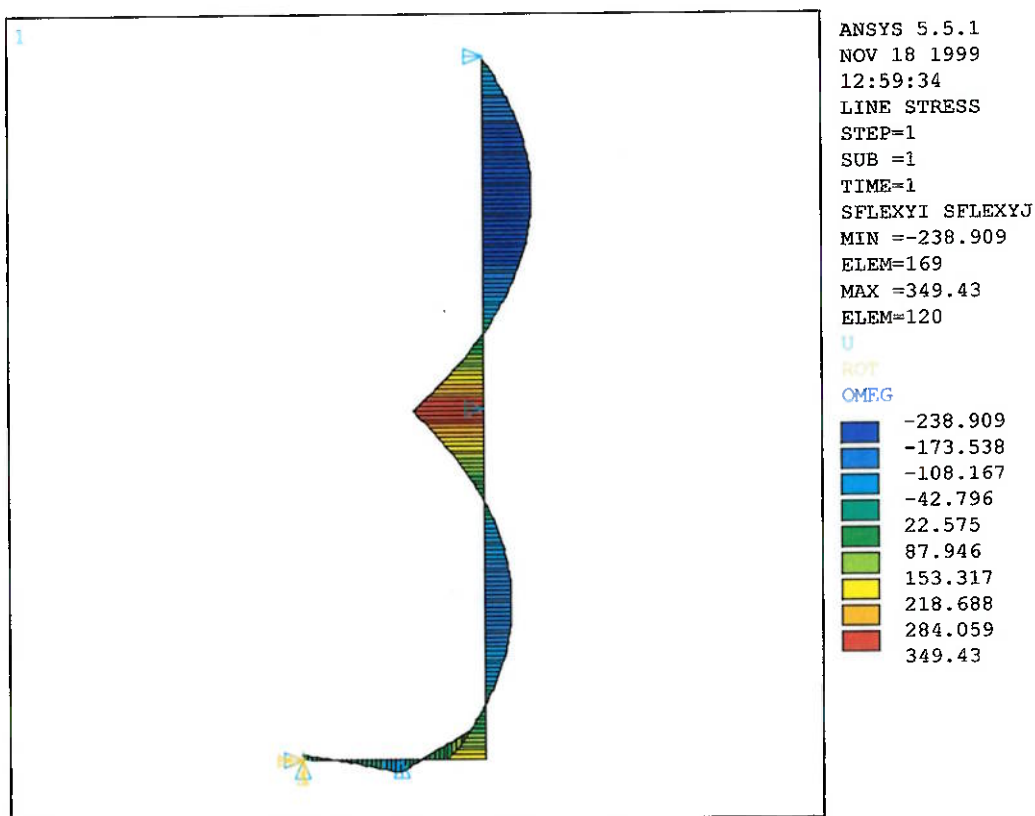


Fig. 41 – Tensão de Flexão atuando no Suporte Lateral

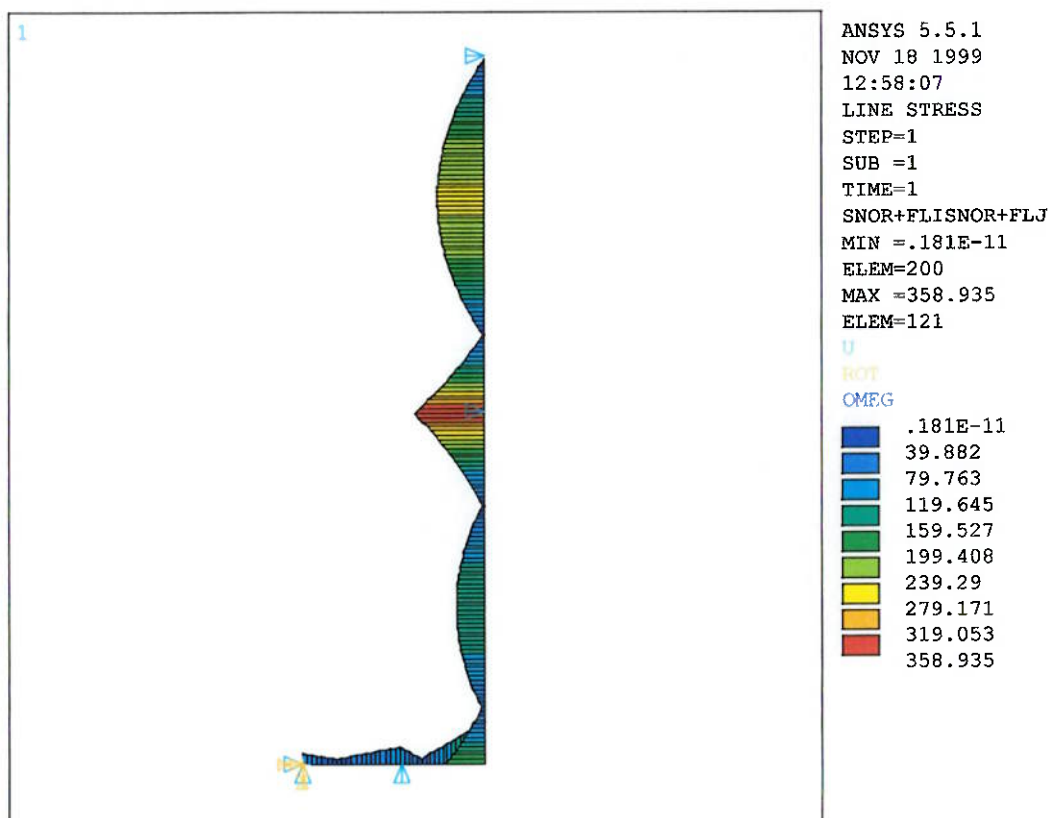


Fig. 42 – Tensão Total atuando no Suporte Lateral (membrana + flexão)

6.1.3 Deslocamentos do Suporte Lateral

O deslocamento predominante é na direção X conforme pode ser concluído das Fig. 43 e 44. Note que o deslocamento total máximo vale 0.181579 mm, por volta do nó 163, o que pode ser considerado bem menor do que a espessura do suporte (12mm). Pelo perfil da estrutura deformada podemos entender que o nó 42 se comportou como um engastamento e, por isso, apresentou valores de tensão elevados.

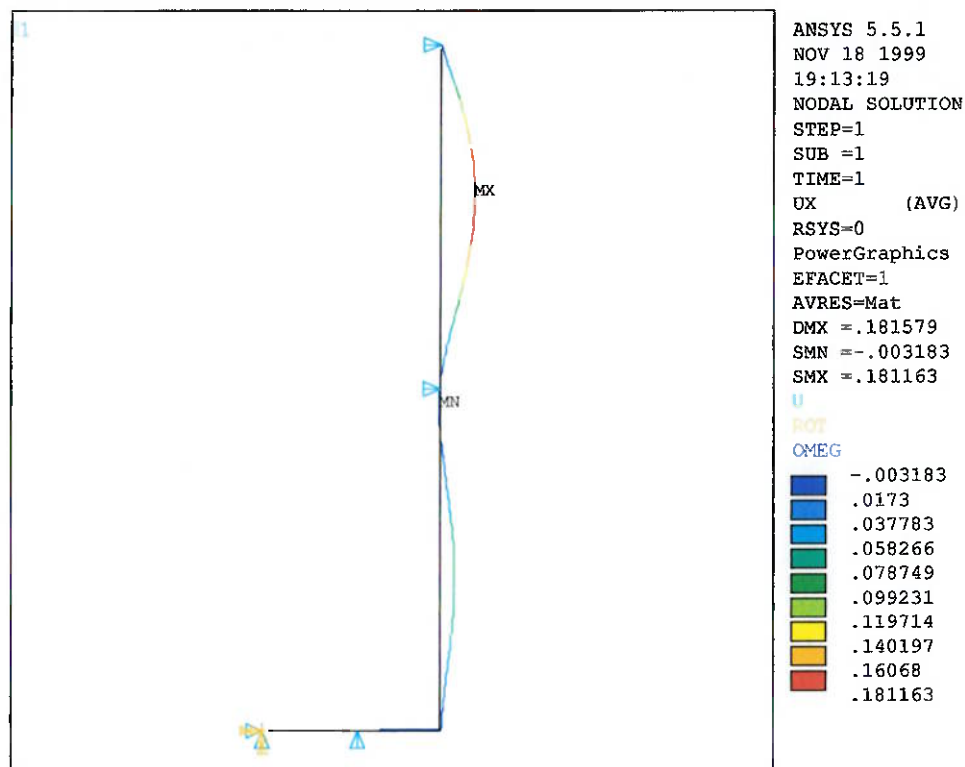


Fig. 43 – Deslocamento do suporte na direção X

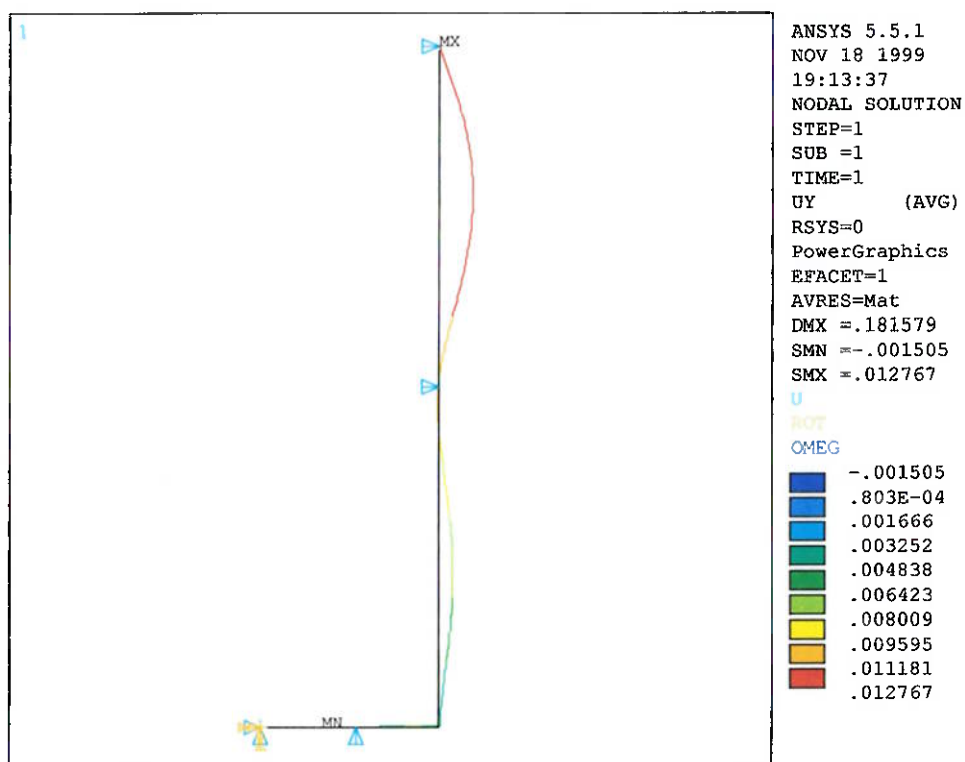


Fig. 44 – Deslocamento do suporte na direção Y

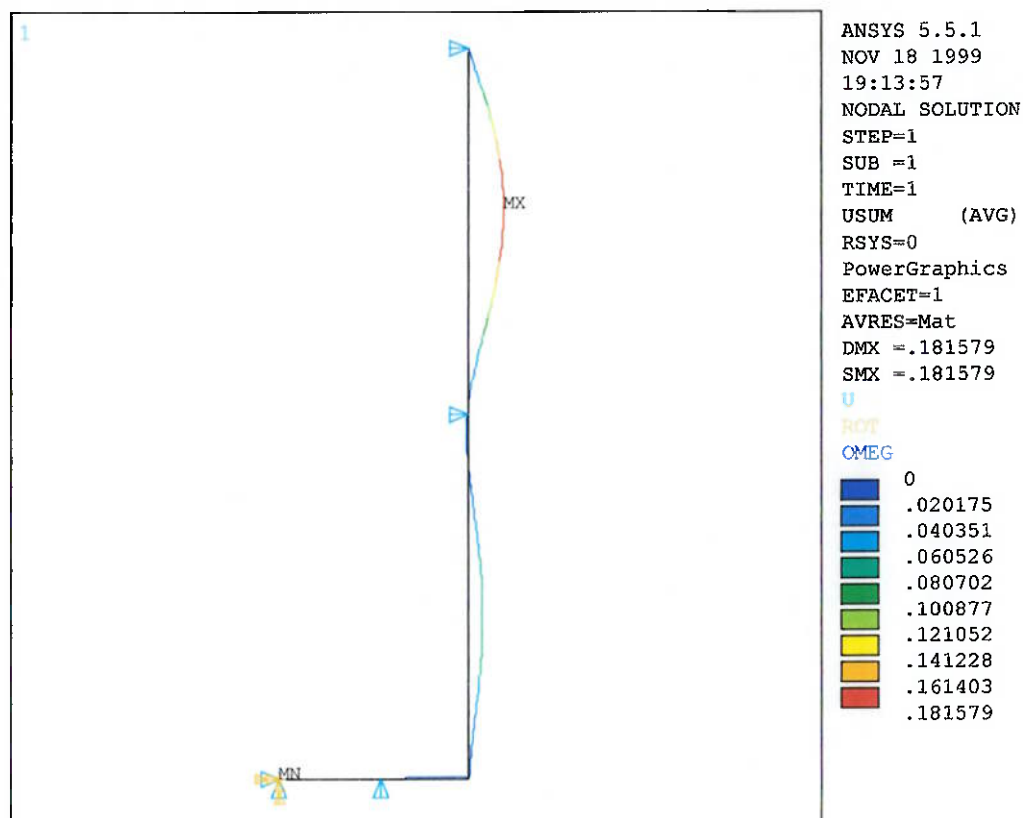


Fig. 45 – Deslocamento Total do Suporte

6.2 Modelo de Suporte Lateral com Elemento Sólido

A seguir, o suporte lateral será modelado como sólido (vide Anexo4). A construção do modelo parte da seção transversal do suporte no plano médio. Toda a definição da malha é feita sobre as linhas da seção transversal (LDIV). Podemos, então, gerar a malha com elementos de casca (SHELL63).

Uma vez definido o tipo de elemento sólido (SOLID45), extrudando-se a seção transversal nas duas direções perpendiculares ao plano médio, automaticamente, são gerados os elementos sólidos. O passo seguinte consiste na aplicação das condições de contorno do problema.

A força que o conjunto de bobinas exerce sobre o suporte é distribuída agora numa área, resultando em uma pressão (Fig. 46 e 48):

$$\text{Press}_{\text{esp}} = F_{\text{tot}} / \text{Area} = 102664 / (76 \cdot 196.8) \Rightarrow \text{Press}_{\text{esp}} = 6.86 \text{ N/mm}^2$$

Também é aplicado um vetor rotação para simular a inércia do conjunto suporte.

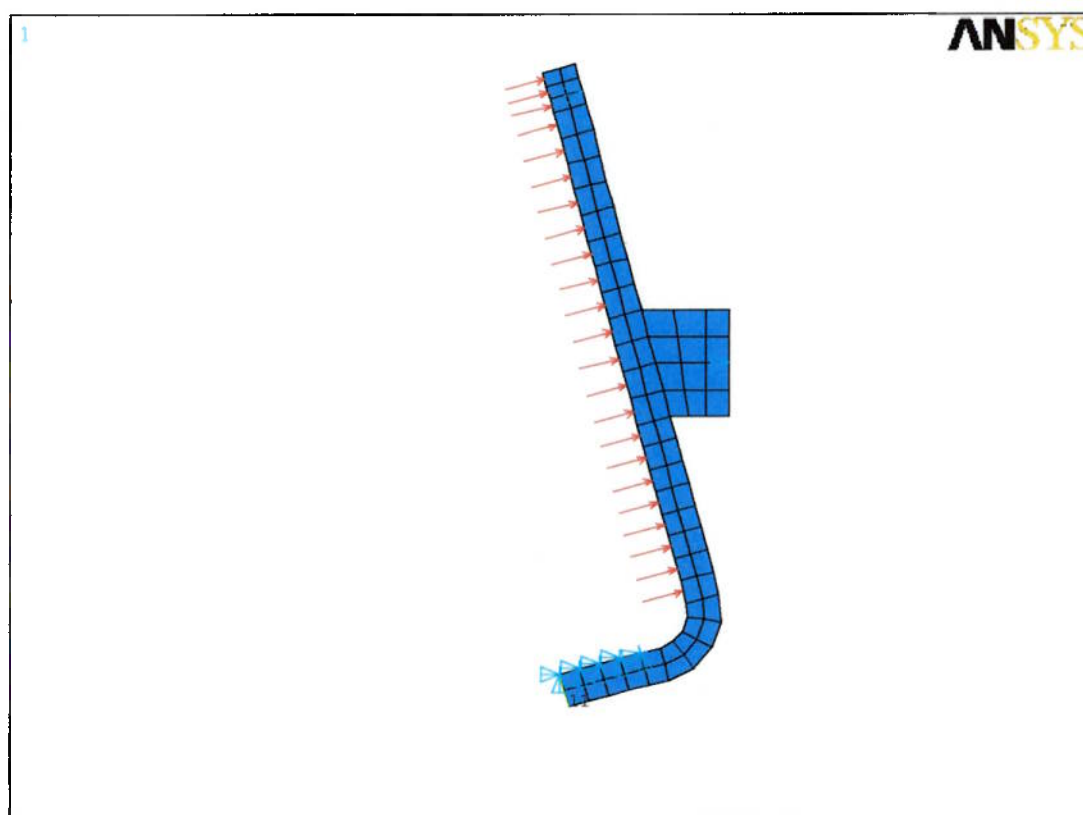


Fig. 46 – Vista frontal do suporte lateral (Modelo Sólido)

O contato entre o batoque deste pólo com aquele do pólo adjacente é representado como um ponto, pois a superfície real de contato é esférica. A unha do pólo é simulada como uma linha inteira de contato, vinculada na direção perpendicular a face que a contém (vide Fig. 47).

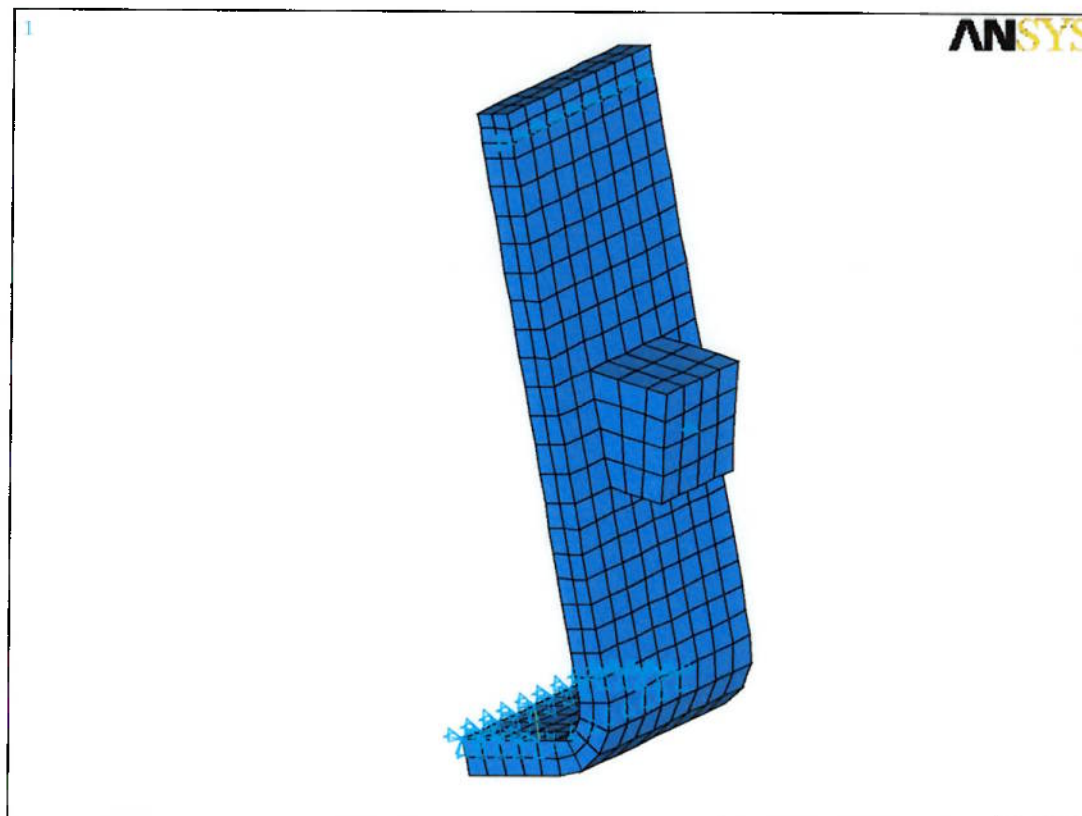


Fig. 47 – Interface entre dois batoques representado como um apoio pontual; unha do pólo modelada como uma linha inteira apoiada.

A solda entre o pé do suporte e a placa de pressão é simulada em todo seu contorno (linha) por uma vinculação tri-axial. Já a aresta de saída da placa de pressão foi simulada como uma linha apoiada na direção perpendicular à face correspondente (Fig. 49).

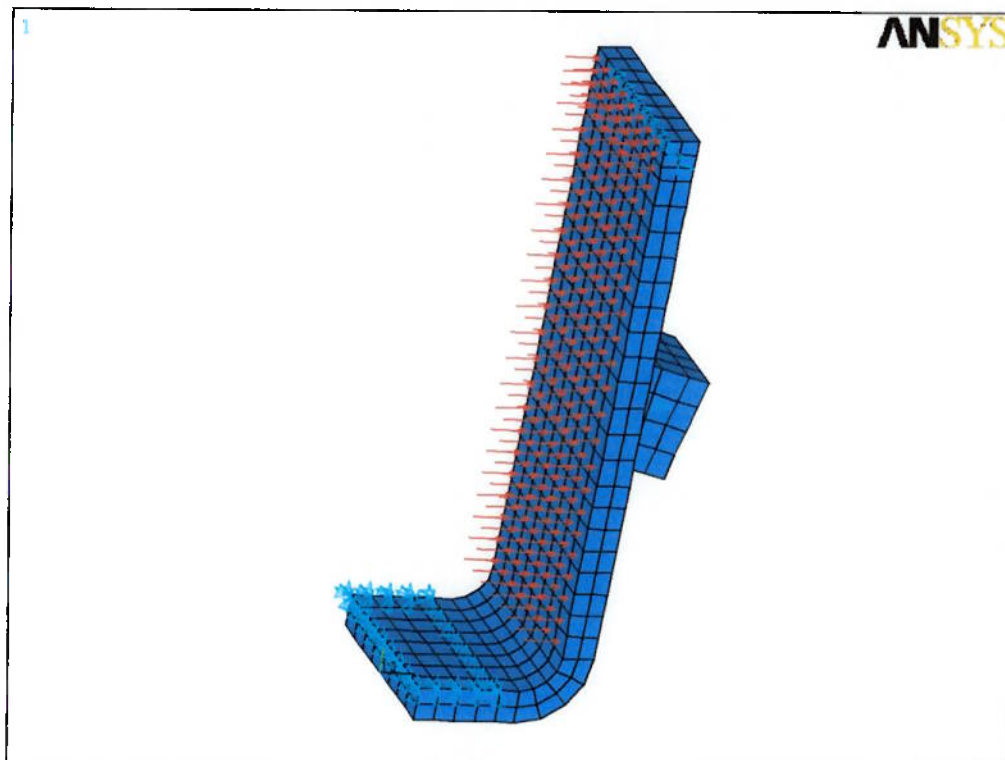


Fig. 48 – Pressão distribuída sobre uma área;

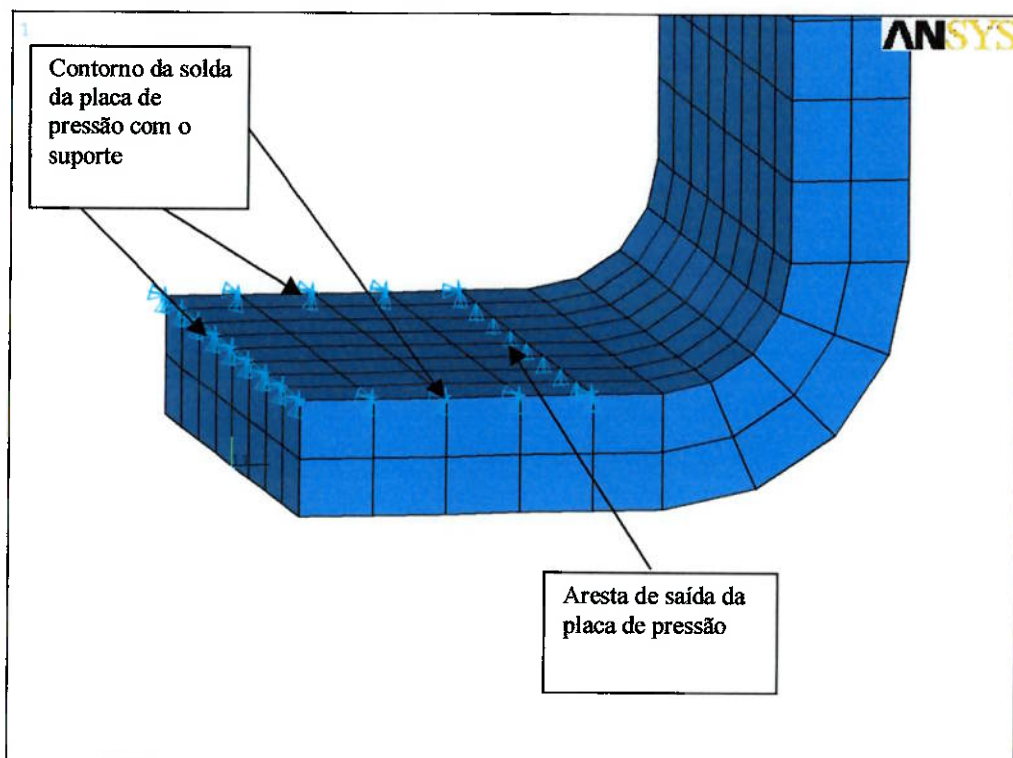


Fig. 49 – Modelagem da solda por vinculação tri-axial; interface com a aresta final da placa de pressão simulada como uma linha inteira apoiada

6.2.1 Verificação das Condições de Contorno

Como pode ser observado, as condições de contorno estão aplicadas pois, a resultante das forças nodais aplicadas é igual a resultante das reações de apoio (Tab. 10 e 11).

**Tab. 10 – Carregamento Nodal Aplicado ao Suporte Lateral
(Modelo Sólido)**

PRINT SUMMED NODAL LOADS

***** POST1 SUMMED TOTAL NODAL LOADS LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
TOTAL VALUES	98613.	49918.	-0.15793E-08	0.0000	0.0000	0.0000

**Tab. 11 – Reações de Apoio do Suporte Lateral
(Modelo Sólido)**

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
TOTAL VALUES	-98613.	-49918.	0.14816E-08	0.0000	0.0000	0.0000

6.2.2 Tensão no Suporte Lateral

Inicialmente, ao observarmos a Fig. 50, devemos tomar um certo cuidado na análise. Pelos critérios estabelecidos no item 2.3.4, a tensão admissível para a condição de falha na análise da tensão equivalente de Von Mises é $2/3$ do escoamento do material ($\sigma_{eq_{VM}} \leq \frac{2}{3} \cdot 355 = 237 \text{ MPa}$). No entanto, ao lançarmos mão do elevado valor de tensão apresentado (756.198 MPa) devemos nos recordar das hipóteses assumidas quando da aplicação das condições de contorno, sobretudo no batoque (Fig. 47). A interface entre os batoques de dois pólos adjacentes foi modelada como um apoio simples aplicado pontualmente. Portanto, este valor representa a influência da condição de contorno imposta e deve ser desconsiderado.

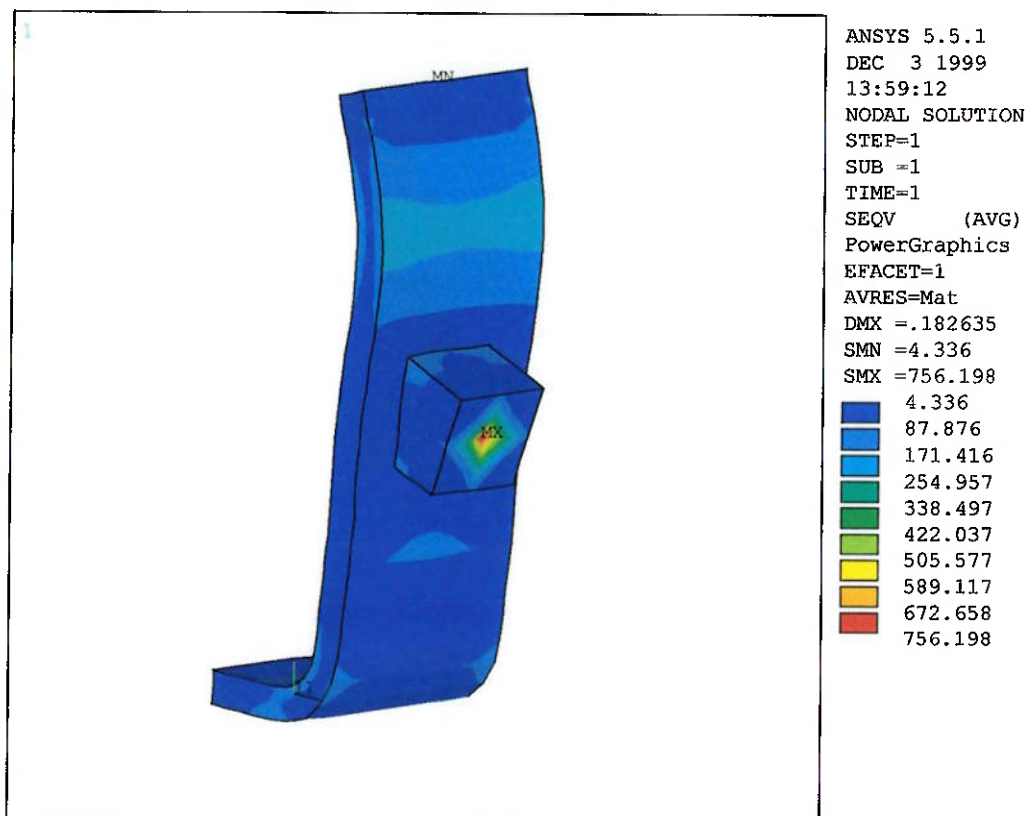


Fig. 50 – Tensão Equivalente de Von Mises (média); concentração de tensões pontual devida à condição de contorno (apoio simples aplicado a um único nó)

Suprimindo a camada de elementos do batoque que contém a referida condição de contorno, verificamos uma abrupta queda de tensão para um nível de 317.853 MPa. Esta variação de tensão entre as duas camadas de elementos representa a influência da condição de contorno como aplicada. Nota-se que houve uma melhor caracterização do nível de tensões no suporte como um todo, porém ainda pode ser observada uma variação grande de tensão na parte central do batoque. Desta forma, há a necessidade de suprimir mais esta camada de elementos para que a análise seja mais próxima da realidade.

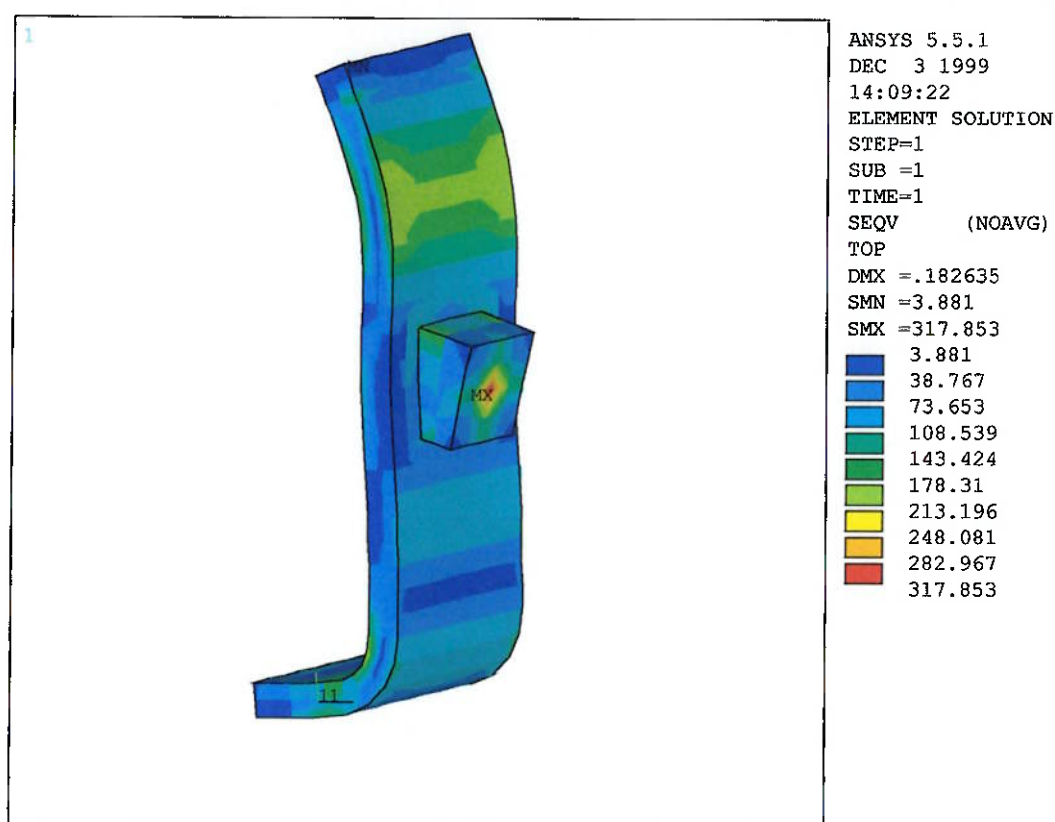


Fig. 51 – Primeira camada da região de análise, sob influência da condição de contorno, foi suprimida para melhorar o mapeamento das tensões

Uma consideração que deve ser levada em conta é o cuidado em se tomar as tensões reais de cada elemento ("No average"), ou seja, tensões que atuam de fato no elemento e não a média das tensões nas vizinhanças do mesmo. Isto possibilita a análise da continuidade da função na transição de um elemento ao outro, isto é, o refinamento adequado da malha. Com este procedimento, garante-se uma análise quantitativa mais precisa. Tomaremos como objeto de nosso estudo as regiões delimitadas na Fig. 52.

A região "A" indica um nível de tensão de 203.73 MPa, compatível com a tensão admissível. O nível de tensão aí apresentado está livre de influência das condições de contorno e, portanto, próximos aos valores reais. Esta região apresenta um nível justificável de tensão mais elevado quando comparado à região "B" pois, uma vez que as duas regiões estão submetidas à mesma pressão exercida pela bobina, a região "A" apresenta-se mais distante com relação ao centro do rotor e, conseqüentemente, sujeita a ação de forças centrífugas maiores. Observe a Fig. 53.

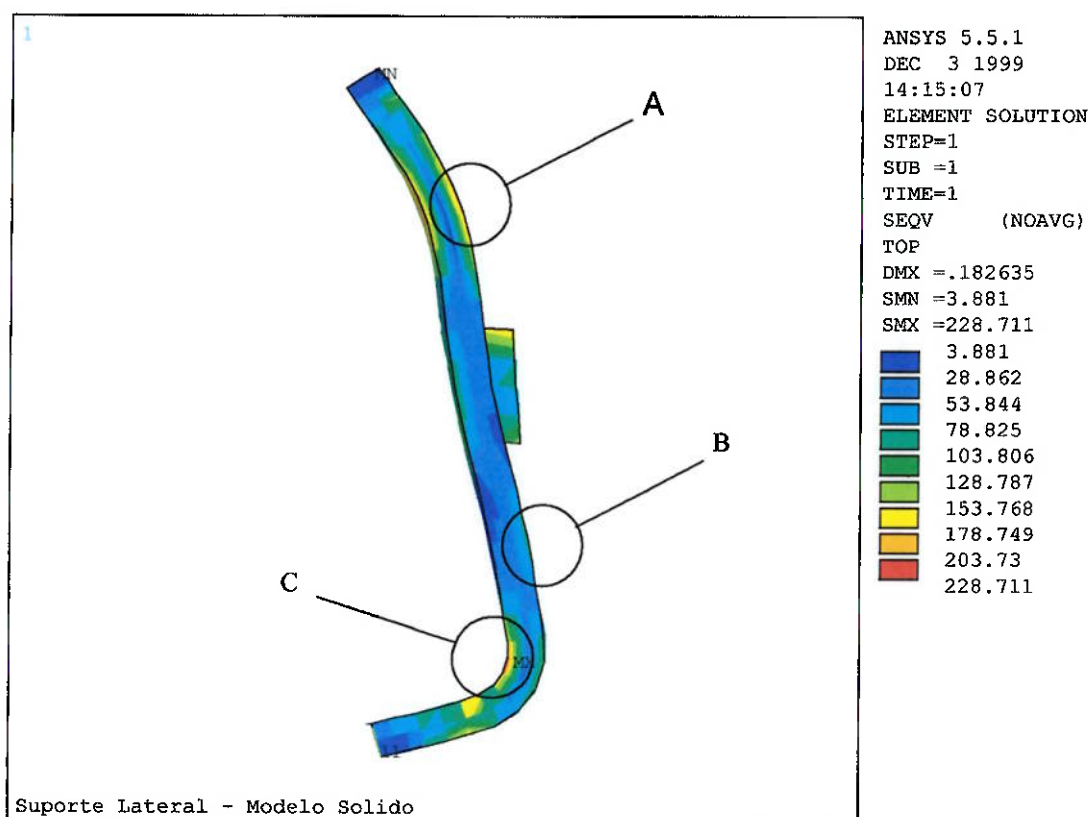


Fig. 52 – Vista frontal com "plot" das tensões equivalentes de Von Mises ("No Average") com supressão das duas camadas de elementos do batoque

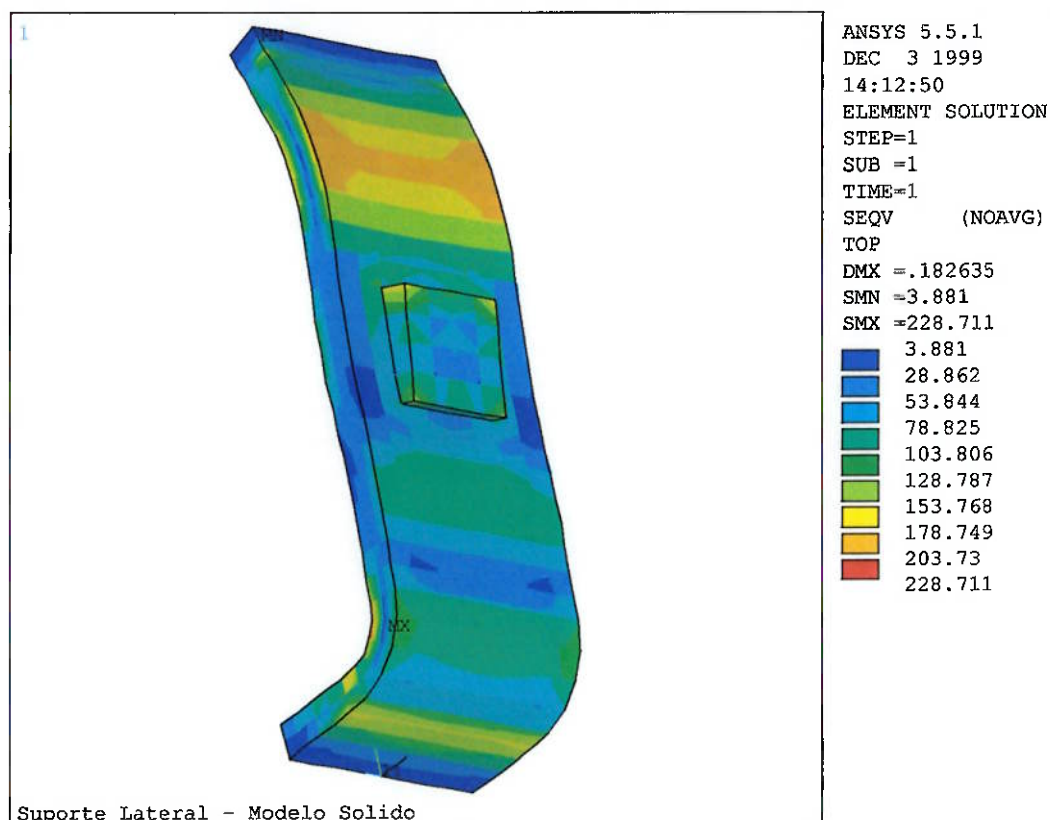


Fig. 53 – Tensões na lateral direita do suporte

A região “C” constitui a mais crítica no requisito de tensão. Os valores de tensão chegam a 228.71 MPa (Fig. 54). Isto se justifica pela concentração de tensões que a curvatura do componente introduz. Apesar deste nível ser compatível com o admissível, nota-se uma certa descontinuidade quanto ao nível de tensões dos elementos destacados nesta região (Fig. 55) e, portanto, deve ser melhor discretizada para uma análise mais apurada, de forma a minimizar este efeito.

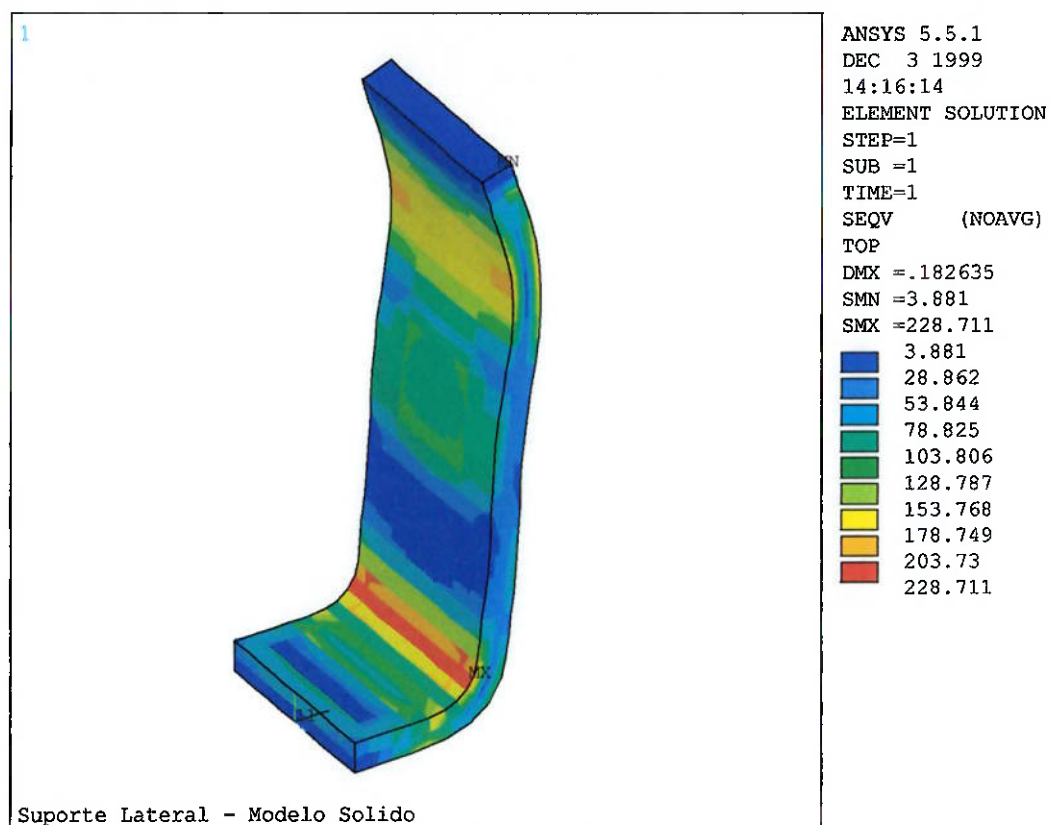


Fig. 54 – Tensões na lateral esquerda do suporte

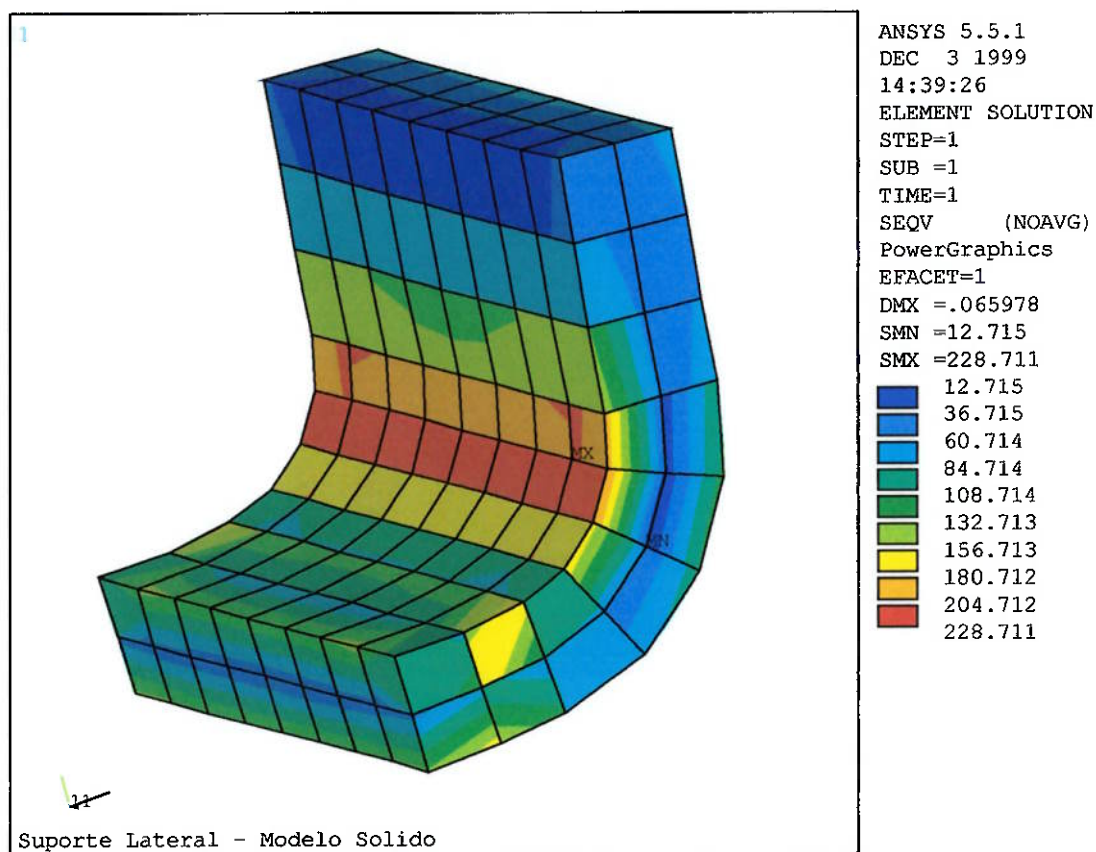


Fig. 55 – Tensões na região da curva do suporte

A seguir serão mostrados os resultados obtidos com uma malha basicamente idêntica à anterior, salvo na direção da espessura cuja malha foi refinada à metade da original, isto é, duplicação do número de elementos ao longo da espessura.

Através da comparação das Fig. 56 e 57 com as respectivas anteriores, verifica-se que as faixas de valores de tensão se repetiram, porém com uma distribuição de tensão mais suave, contínua e uniforme na malha refinada. Neste caso, pode-se afirmar que o nível de refinamento da malha é adequado ao modelo em questão.

Já os valores de tensão apresentados na região da curva aumentaram. Os valores chegam a 252 MPa (8.7% maior que a malha anterior) na região mais interna da curva. No entanto, podemos notar também que a profundidade com que atua tal nível de tensão diminuiu. Conclui-se então que, apesar do valor aí detectado ultrapassar o valor da tensão admissível, este representa um efeito superficial. Além disso, devemos considerar que o processo de fabricação (dobra) contribui com uma parcela de encruamento do material, conferindo um ganho na resistência. Portanto, pode-se afirmar que o suporte está dimensionado quanto ao nível de tensões presentes.

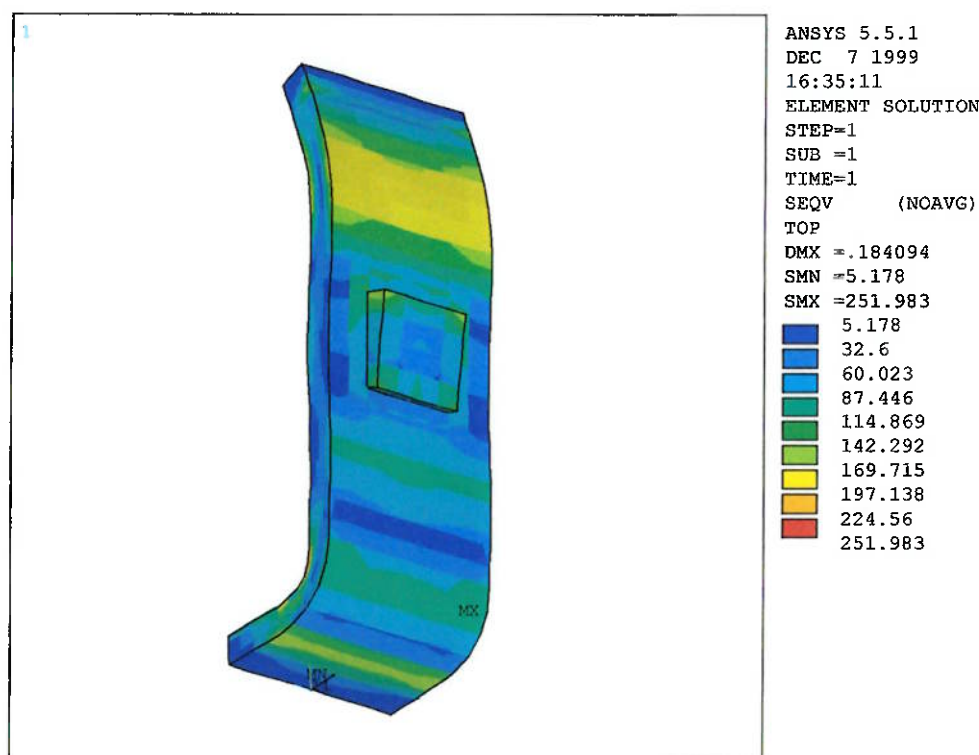


Fig. 56 – Tensões na lateral direita do suporte com malha refinada

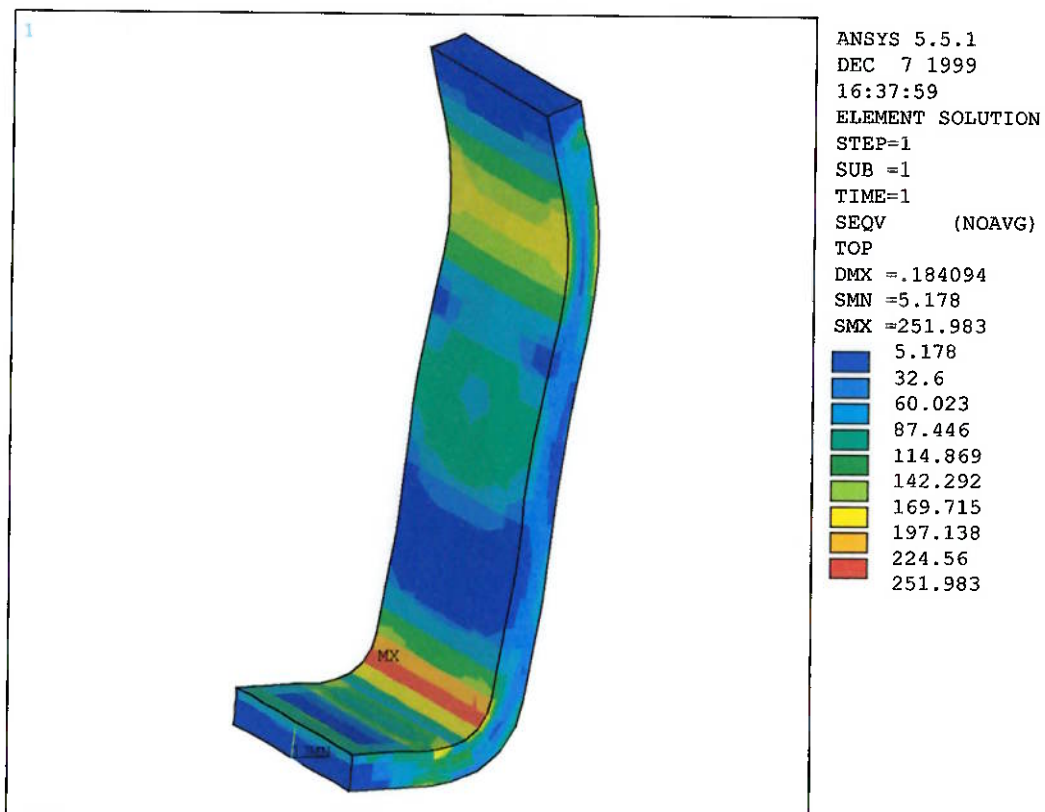


Fig. 57 – Tensões na lateral esquerda do suporte com malha refinada

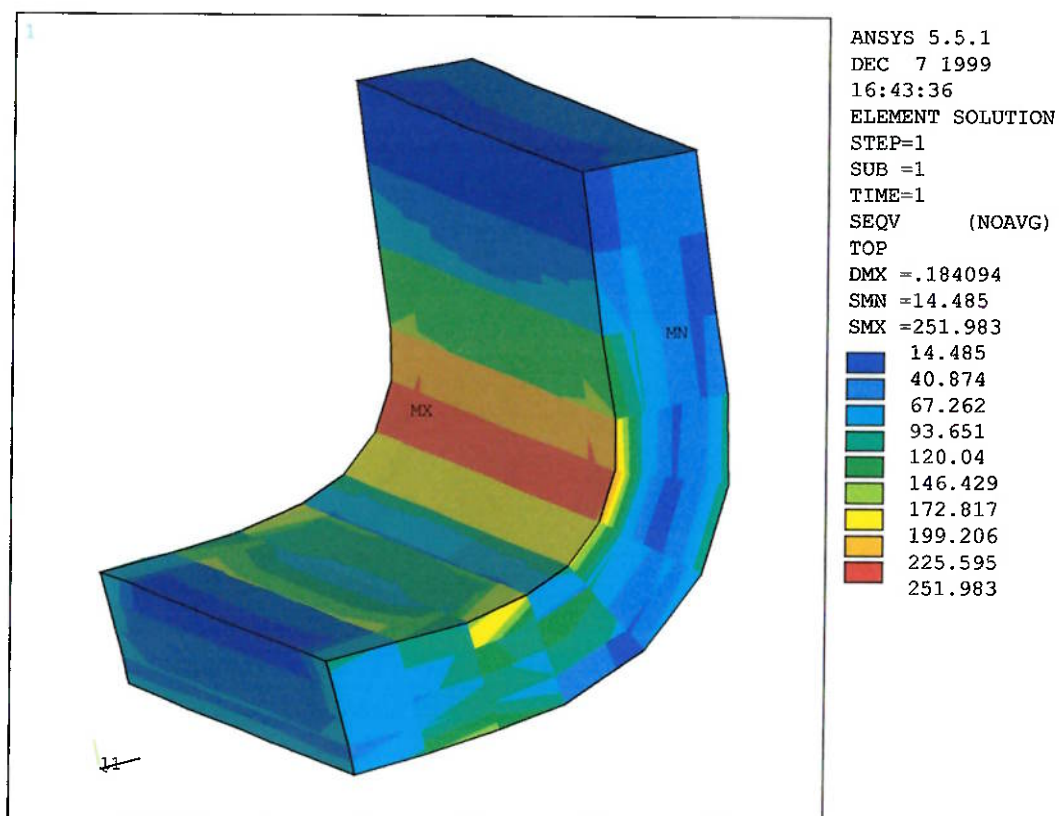


Fig. 58 – Tensões na região da curva do suporte com malha refinada

6.2.3 Deslocamentos do Suporte Lateral

De posse dos resultados obtidos (Fig. 59 e 60), verifica-se que os deslocamentos na direção X são predominantes com relação àqueles na direção Y. Atente para o fato de que no batoque, a região central sofreu uma compressão localizada, resultando numa zona de depressão. Isto também vem a comprovar a influência da hipótese assumida na modelagem, quando considerou-se que o contato entre batoques se dava por um único ponto. Conforme tomamos uma seção do batoque mais distante com relação ao ponto de aplicação da condição de contorno considerada, este efeito tende a ser minimizado. Observa-se que o valor de máximo deslocamento é bem pequeno, validando de certa forma as condições de contorno impostas durante a modelagem.

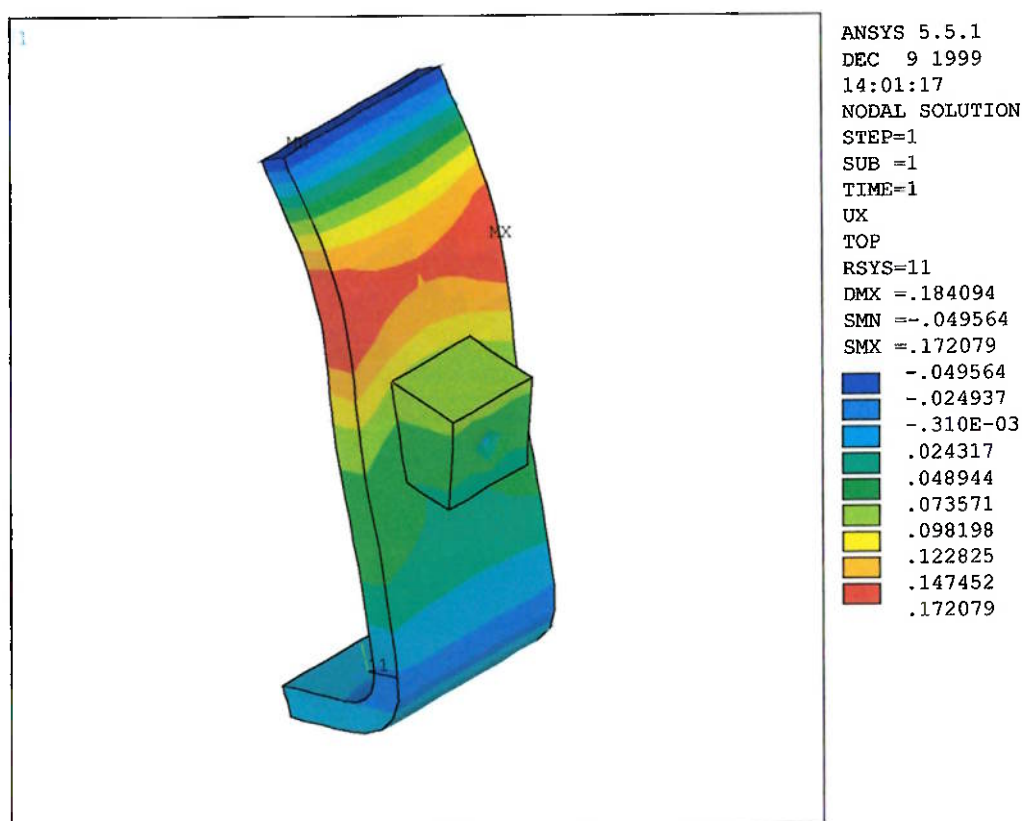


Fig. 59 – Deslocamento do Suporte Lateral na direção X

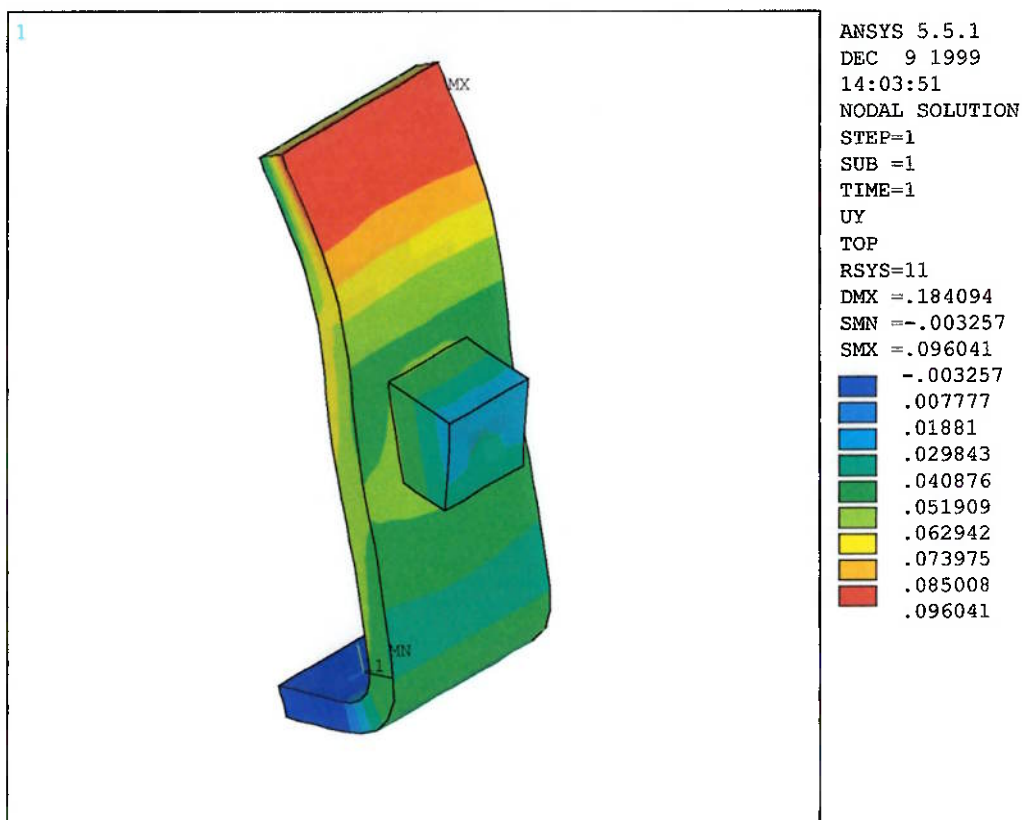


Fig. 60 – Deslocamento do Suporte Lateral na direção Y

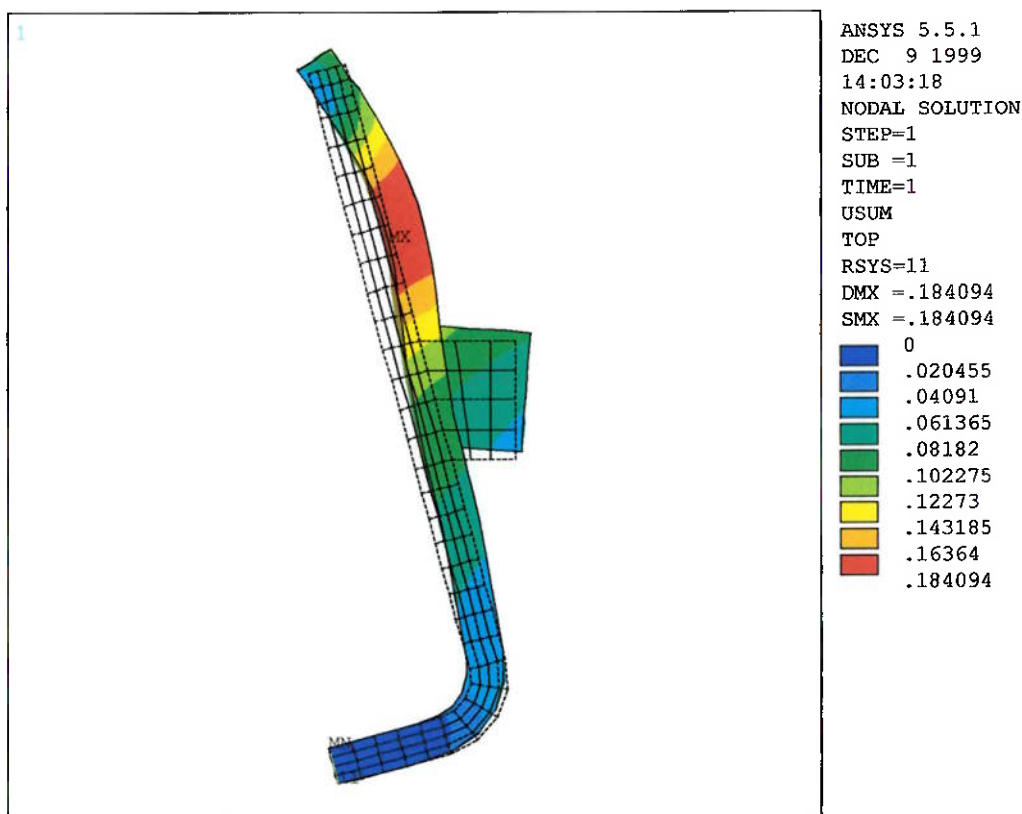


Fig. 61 – Vista frontal mostrando a comparação entre os deslocamentos totais das estruturas original e deformada

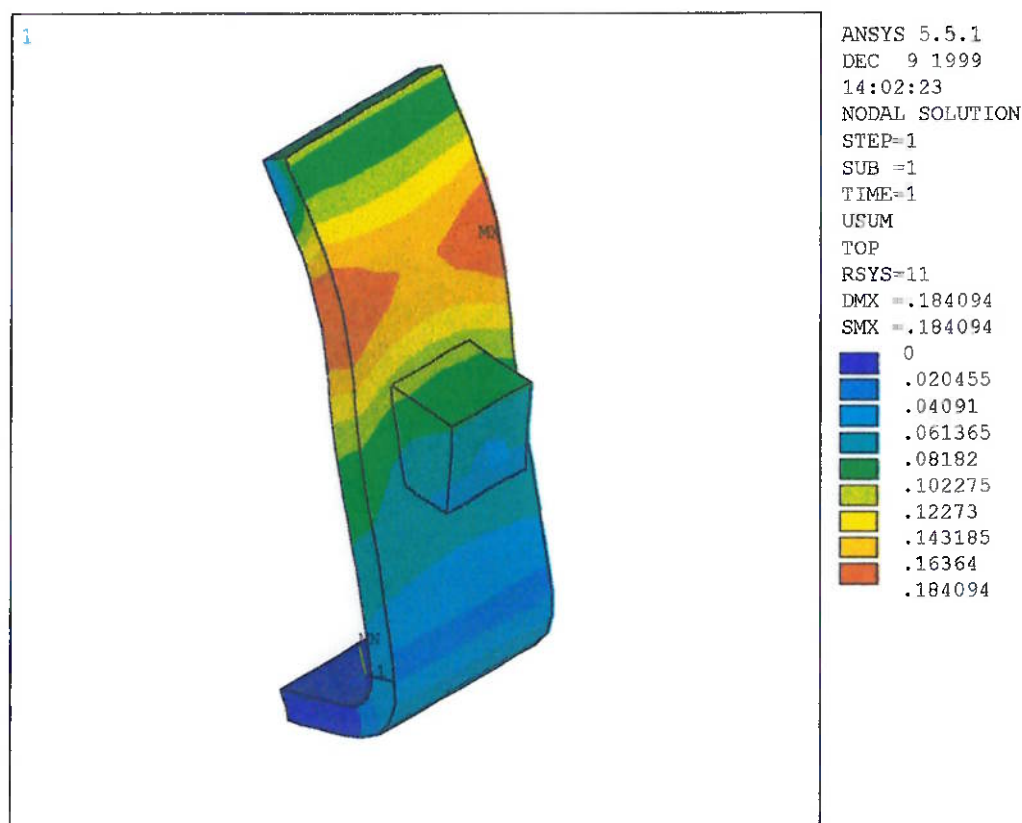


Fig. 62 – Deslocamentos Totais do Suporte Lateral

6.3 Análise Comparativa entre os Modelos de Viga e Sólido para Suporte Lateral

Nesta fase, vamos comparar os resultados obtidos com os dois modelos analisados nos itens anteriores, 6.1 e 6.2. É importante salientar que os valores de tensão apresentados no modelo de vigas leva em consideração as tensões de membrana e flexão, enquanto que no modelo sólido, foi utilizada a tensão equivalente de Von Mises. Contudo, estes valores tem uma correspondência direta, cabendo uma análise comparativa.

Ambos os modelos acusam a máxima tensão no ponto de apoio do batoque. Como já discutido anteriormente, este valor está sujeito à influência da condição de contorno aí imposta e pode ser desconsiderado. O segundo ponto a ser analisado é aquele de maior deslocamento (ou maior comprimento livre), isto é, entre o batoque e a unha do pólo. Para o modelo de vigas este ponto apresenta um nível de tensões mais elevado que o trecho compreendido entre a curvatura e o batoque e aquele entre o final da solda e a curvatura. Já

para o modelo sólido, o trecho da curvatura apresenta o maior nível de tensões devido à concentração de tensões neste local. Pode-se concluir portanto, que o elemento de viga caracteriza valores de tensões médios, não detectando efeitos localizados como a curvatura.

7 RESULTADOS E CONCLUSÕES

Diante de todo o desenvolvimento exposto ao longo deste livro, chegou-se às dimensões finais do suporte lateral e possíveis otimizações. A Fig. 63 resume o dimensional resultante.

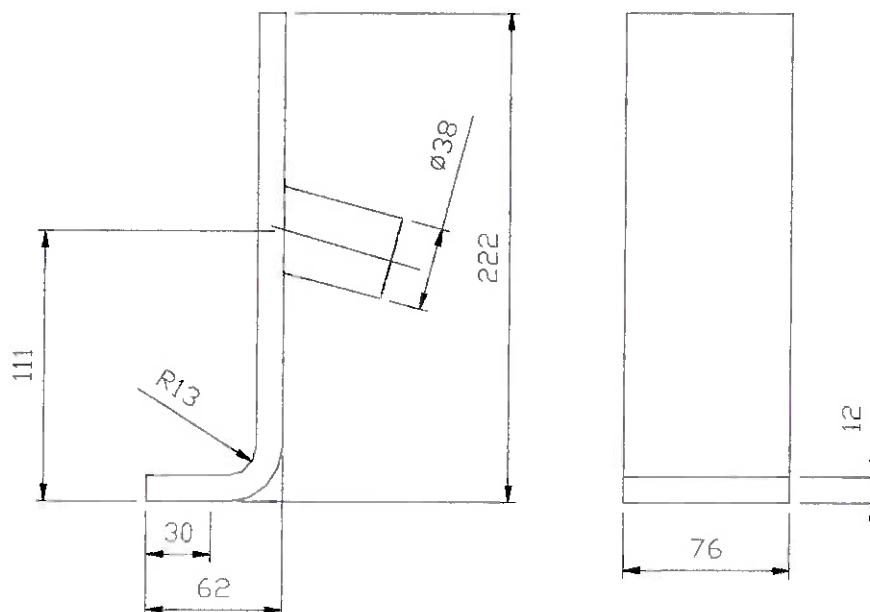


Fig. 63 – Dimensões Finais do Suporte (mm)

O cordão de solda deve ser aplicado o mais próximo possível do raio de curvatura, de forma a diminuir o comprimento livre sob flexão na seção indicada pela cota 30mm. O raio de curvatura interno é maior que a espessura, garantindo um processo de dobra adequado. O posicionamento do batoque (cota 111mm) influencia a distribuição de tensões ao longo do comprimento 222mm, por isso, este foi colocado numa posição tal que não sobrecarregasse a seção 30mm, a curva, ou trecho superior a ele.

A simulação do problema por modelos de viga e sólido permitiu a comparação do nível de complexidade entre os mesmos e os resultados obtidos. Observou-se que o modelo de vigas é mais conservativo que o sólido, porém não é sensível a efeitos localizados como a curvatura. Concluindo, o modelo sólido apresentou resultados melhores e mais próximos da realidade, sem fazer exigência a recursos de processamento exagerados.

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A modelagem da realidade física é uma tarefa muito importante para a engenharia. Cabe ao engenheiro assumir as hipóteses necessárias e transformar o problema do mundo real em um modelo físico e depois em um modelo matemático.

O modelo físico é a representação da realidade, com hipóteses simplificativas, enfatizando os fenômenos mais significativos, ou objetos de estudo, através das leis físicas conhecidas que os regem. É a definição de um sistema com seus vários elementos subsistemas, estabelecendo seu inter-relacionamento e sua relação com o meio externo. Em função das hipóteses simplificativas, deve-se esperar um certo grau de discrepância com a realidade. O modelo é importante pela sua praticabilidade e pela previsão que proporciona, e não necessariamente pela sua precisão quanto à todas as características do objeto de estudo.

Já o modelo matemático, é uma idealização, onde são usadas técnicas de construção lógica, não necessariamente naturais e, certamente, não completas. Com ele os fenômenos e as variáveis do problema são descritos por elementos idealizados que representam as características essenciais da situação real, sendo relacionados através de uma expressão matemática. Por ser uma representação, os resultados não apresentam garantia de precisão, devendo-se proceder constantes verificações.

Deve-se ter em mente que os sistemas físicos reais, são, em geral, complexos e que, criando-se um modelo matemático, simplifica-se o sistema a ponto de poder analisá-lo convenientemente e com mais facilidade. O primeiro passo é divisar um modelo conceitual que represente adequadamente o sistema físico real a ser estudado.

A modelagem – em especial a matemática – é uma arte altamente individualizada, e o engenheiro deverá decidir, por um lado, qual grau de realismo necessário para o modelo e, por outro, a sua praticabilidade para determinar uma solução numérica. Ela proporciona um meio eficiente de previsão, uma linguagem concisa e universal de comunicação e uma estimativa rápida do comportamento de um fenômeno. Quanto mais aperfeiçoado for o

modelo, menor o tempo gasto no processo iterativo, que é parte integrante do projeto.

O papel do engenheiro está na concepção desses modelos físicos e matemáticos que representem a situação física real da maneira mais simples possível, sem no entanto perder nenhuma informação de peso que implique em resultados errôneos para o estudo em questão. Na utilização da ferramenta de elementos finitos, cabe ao engenheiro a escolha do tipo de análise (estática, dinâmica, térmica, estrutural, modal, etc.), do método de solução (tipo de algoritmo), a escolha dos tipos de elementos, dos materiais, a aplicação dos carregamentos e da vinculação (fronteiras e interações), a aplicação da malha adequada, a solução dos problema e a análise dos resultados de maneira a melhor representar o comportamento do objeto de estudo.

Todavia, é importante ressaltar que, na solução de problemas, deve-se ter consciência das limitações que sempre estarão presentes quando da utilização de um modelo na descrição de um fenômeno físico ou na previsão do seu comportamento. É necessário fazer esta ressalva porque sempre aparecerão erros ou diferenças entre os resultados previstos – calculados – e os medidos. Estas diferenças ocorrem devido às simplificações introduzidas para a formulação dos modelos e também porque elas são dependentes da forma de abordagem do problema, bem como dos objetivos pretendidos com a solução. Deve-se lembrar, ainda, que os modelos não são únicos. Diferentes modelos podem ser empregados para analisar o desempenho de um sistema sob diferentes pontos de vista.

E o papel de engenheiro não termina por aí. Engenharia é uma mescla de Arte, Ciência, e Tecnologia. A arte fica por conta das habilidades específicas exigidas como a capacidade de representar idéias por meio de desenhos, intuir, deduzir, interpretar e visualizar. Os problemas são cercados de inúmeras variáveis e o engenheiro deve usar de sua criatividade para primeiro poder entendê-los, para transcrevê-los em especificações técnicas e resolvê-los. Experiência é algo que se adquire com o tempo, muita dedicação e, acima de tudo, humildade. Aliás, temos por obrigação sempre procurar a atualização e reciclagem de nosso conhecimento de maneira a abranger um leque cada vez maior, agregando, assim, capacitação adequada para propor melhores soluções.

A Ciência está presente na sistemática de resolução dos problemas, na reprodutibilidade dos fenômenos e nas teorias existentes. A Ciência nos fornece os fundamentos necessários, ou seja, a base de conceitos que está por trás das tecnologias mais avançadas. Já a tecnologia é um aperfeiçoamento e aplicação destes conceitos. Esta sim sofre mudanças cada vez mais rápidas e, por isso, é mais dinâmica. É como se o engenheiro fosse um pintor; a tinta e o papel a ciência; e a tecnologia a mistura das cores para formar o efeito desejado.

Além disso, devemos nos lembrar da função principal a que o engenheiro mecânico deve se propor, ou seja, o projeto de máquinas e dispositivos para beneficiar a humanidade. Os requisitos tradicionais que, até então, são empregados podem ser listados:

- requisitos estruturais: tensão, deformação, dilatação, vibração, peso, forma, tamanho, etc;
- requisitos de fabricação: usinagem, conformação, fundição, soldagem, sinterização, etc ;
- requisitos tribológicos: lubrificação, desgaste, corrosão, atrito, etc;
- segurança;
- vida útil;
- custo.

Entretanto, a globalização exige cada vez mais dos profissionais do futuro, devendo o engenheiro desenvolver e assimilar habilidades interpessoais, administrativas e estratégicas, além das habilidades específicas tradicionais. Isto se faz presente nas equipes de trabalho multidisciplinares, cada vez mais comum, incumbidas de canalizar seus esforços em torno de um objetivo comum. Agora, o horizonte de abrangência compreende a empresa como um todo, as condições e suas relações com o meio externo.

Por fim, diante de um novo milênio, de novas exigências mercadológicas e da escassez dos recursos, faz-se necessário revisarmos a utilização da engenharia e os objetivos propostos frente aos problemas ambientais, sociais e éticos que estão relacionados direta ou indiretamente com os resultados do nosso projeto. O papel de engenheiro mecânico é muito amplo, complexo e devemos exercê-lo com a devida dignidade, respeito e responsabilidade, pois

nós influenciemos o padrão de qualidade de vida das pessoas, de hoje e de amanhã.

César Hideki Fusse

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [I] Relatório Final: "Redução da Quantidade de Suportes Laterais da Bobina Polar" – Laboratório de Mecânica Computacional do Departamento de Engenharia de Estruturas e fundações da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (LMC).

Equipe: Prof. Ruy Marcelo de Oliveira Pauletti
Eng. Alfonso Pappalardo Jr. (doutorando)
Eng. Hudson Chagas dos Santos (mestrando)

Consultores: Prof. João Cyro André, diretor do LMC

Prof. Carlos Eduardo Nigro Mazzilli, chefe do Departamento de Engenharia de Estruturas e Fundações

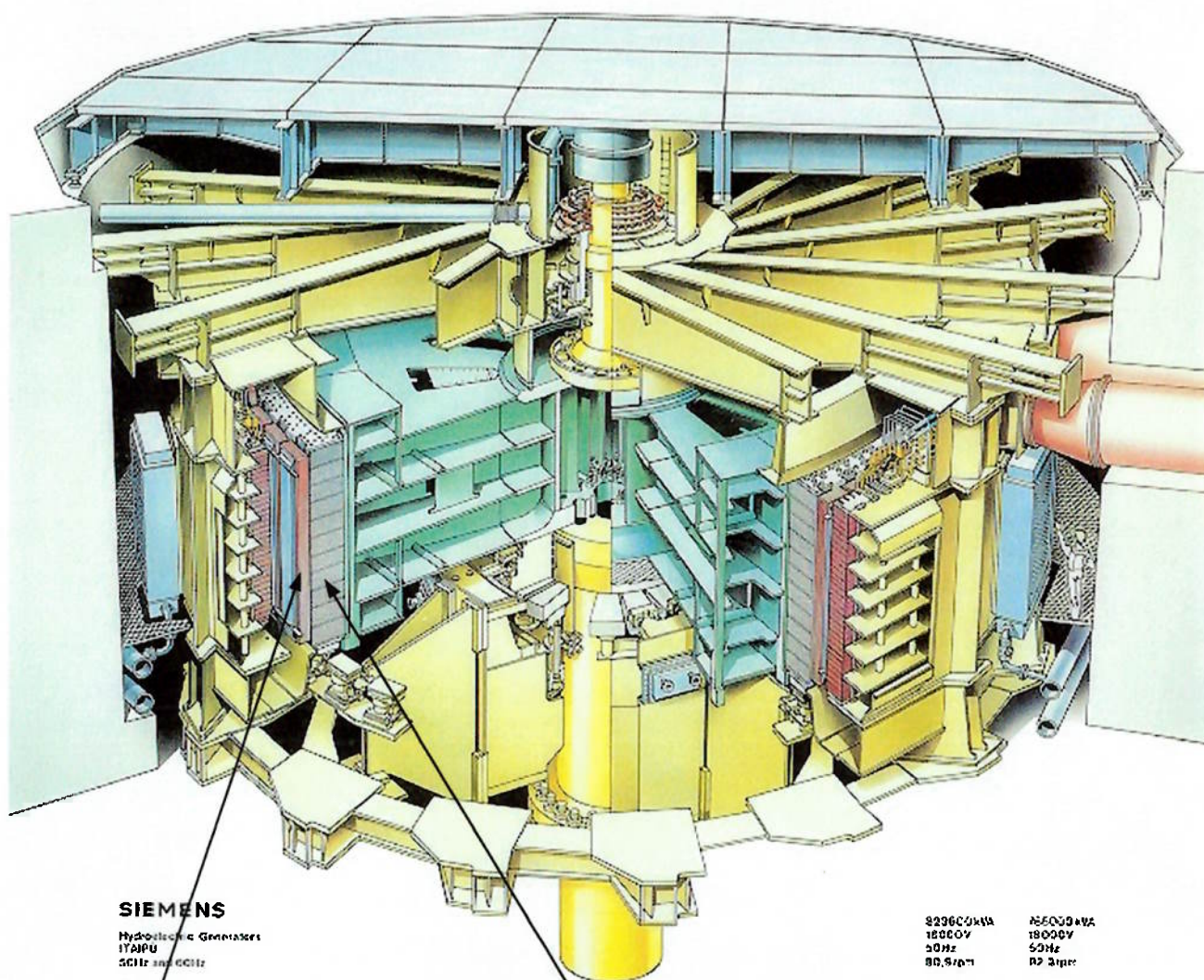
São Paulo, 5 de junho de 1997.

- [II] "ASM – Metals Handbook", 9th Ed.

- [III] "ANSYS – User's Manual"; vol. 1, 2 e 3

- [IV] "Fundamentals of Machine Component Design" – Juvinal, Robert C. & Marshek, Kurt M.

- [V] "Introdução à Engenharia" – Bazzo, Walter Antônio & Pereira, Luis Teixeira do Vale.



SIEMENS
Hydroelectric Generators
ITAPU
50112 and 60112

323600kVA	65000kVA
18000V	18000V
50Hz	50Hz
80,5rpm	82,5rpm

Pólo completo: núcleo,
enrolamento, isolamento,
tirantes

Chapas da coroa
montadas sobre o
cubo

HIDROGERADOR COMPLETO EM 3-D

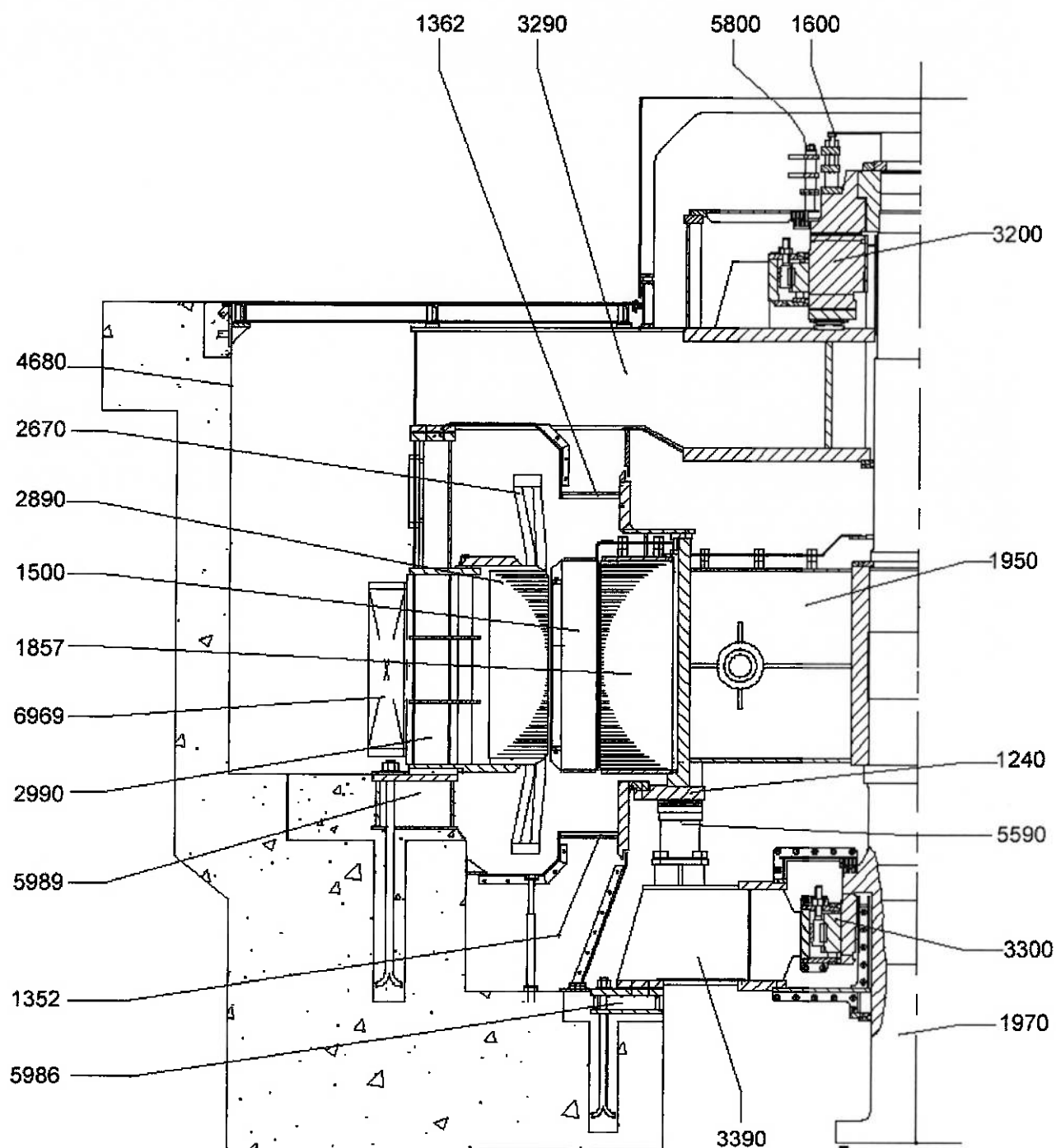


Fig. 1 : Desenho em corte W41
(exemplo com 2 ventiladores axiais)

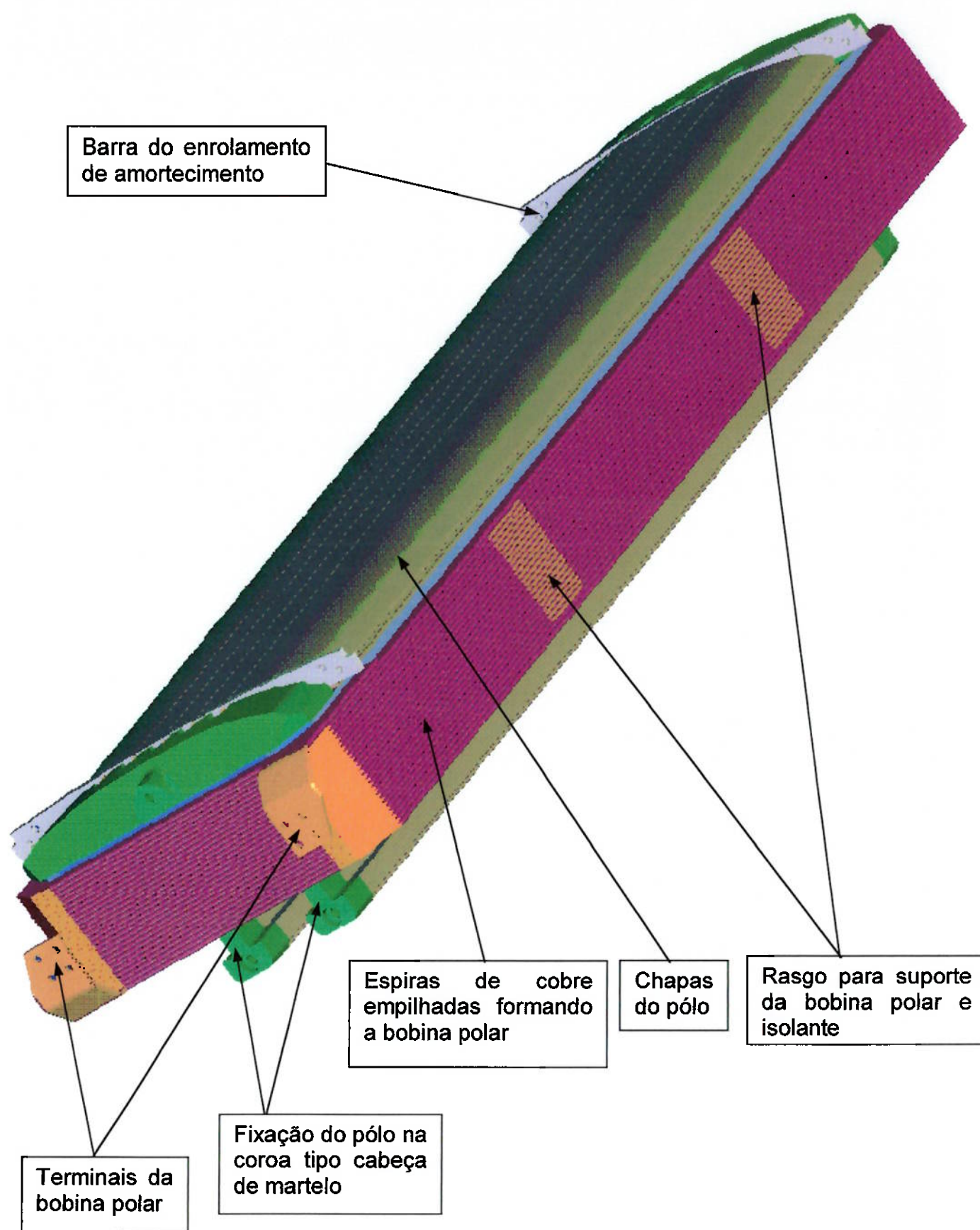
Fig. 1 : Sectional view W41
(example with 2 axial fans)

Face de acoplamento
Coupling face

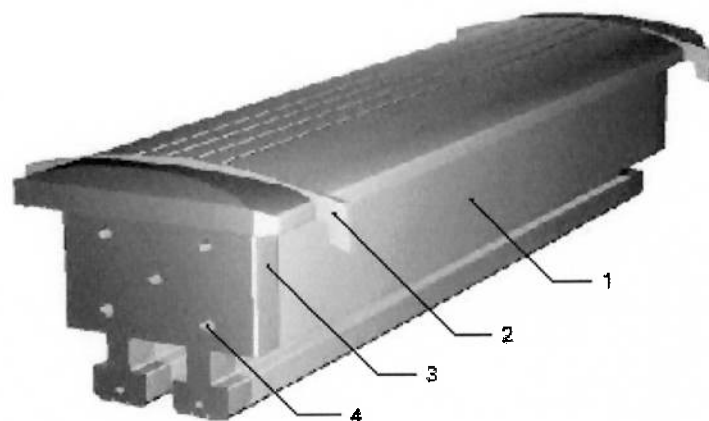
MEIO-CORTE TRANSVERSAL DO HIDROGERADOR

Legenda relativa ao desenho da folha A-2

GDC	NOME DO COMPONENTE
1240	Anel de frenagem
1352	Ventilador inferior
1362	Ventilador superior
1500	Polo com enrolamento
1600	Conjunto de anéis coletores
1857	Coroa do rotor
1950	Cubo do rotor
1970	Eixo
2670	Enrolamento do estator
2890	Núcleo do estator
2990	Carcaça
3200	Mancal combinado (guia e escora)
3290	Cruzeta de escora
3300	Mancal inferior de guia
3390	Cruzeta inferior de guia
4680	Revestimento lateral
5590	Equipamento de frenagem e levantamento
5800	Porta-escovas
5986	Placas de base para cruzeta
5989	Placas de base para carcaça
6969	Trocador de calor ar-água

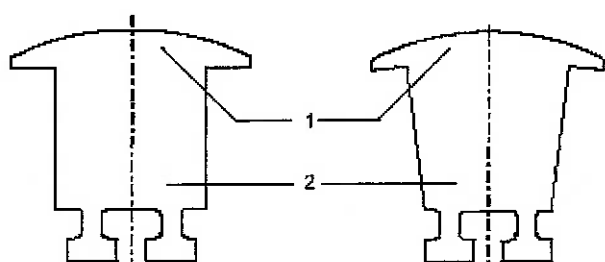


PÓLO COMPLETO EM 3-D



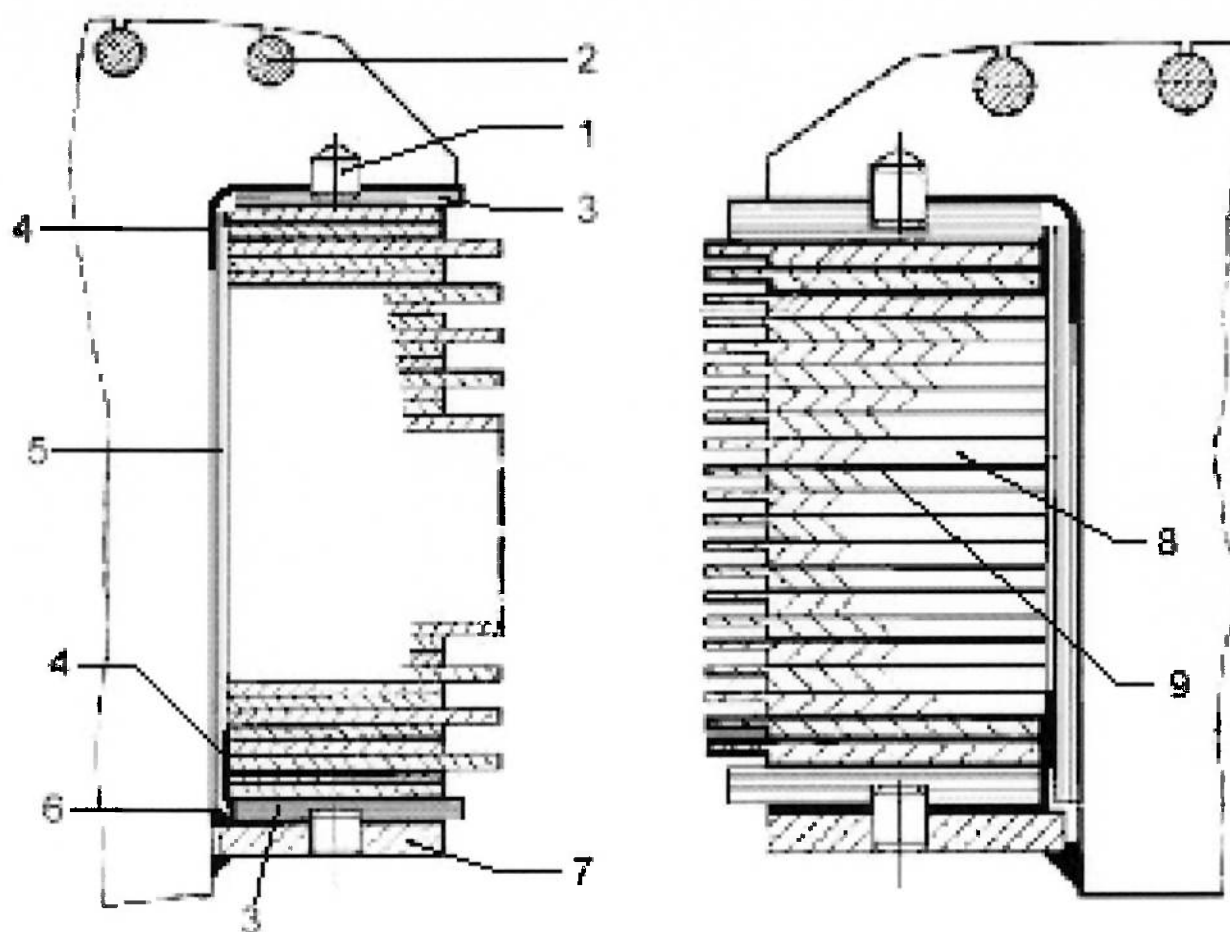
- 1 - Corpo do pólo
- 2 - Segmento do enrolamento de amortecimento
- 3 - Placa de pressão
- 4 - Tirante

PÓLO SEM A BOBINA POLAR



- 1 - Sapata polar
- 2 - Núcleo do pólo

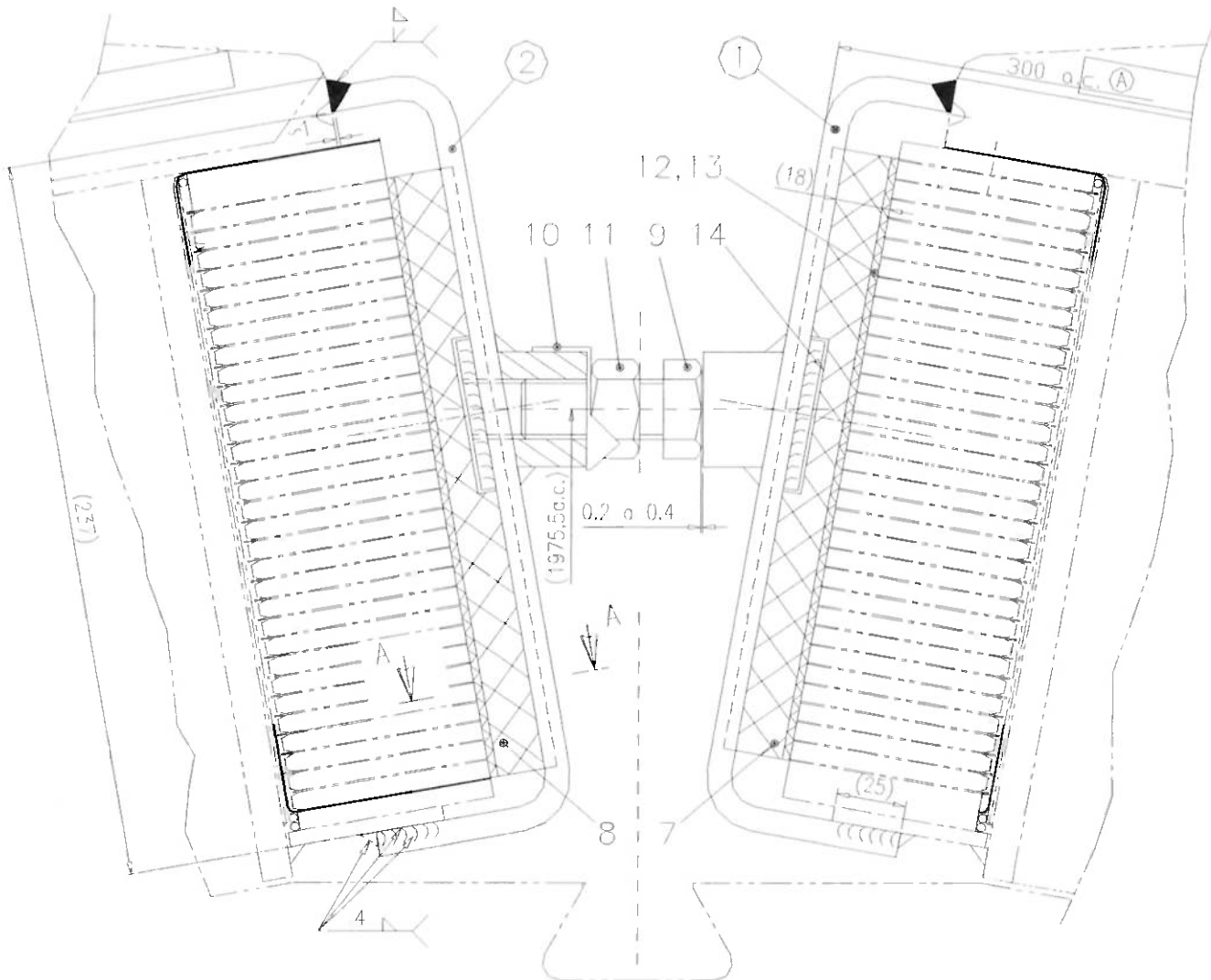
CHAPAS DO PÓLO



Legenda:

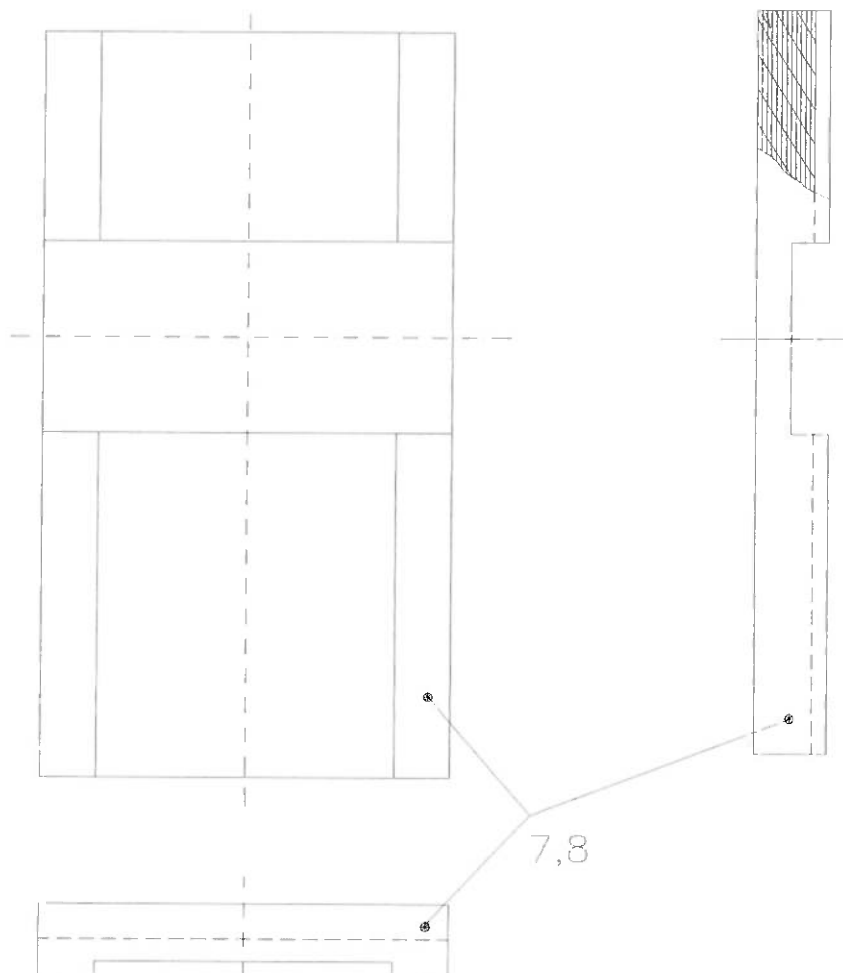
- 1 - Pino de travamento
- 2 - Barra do enrolamento de amortecimento
- 3 - Quadro isolante
- 4 - Perfil isolante
- 5 - Isolação lateral e frontal
- 6 - Vedação
- 7 - Quadro de pressão
- 8 - Espira da bobina
- 9 - Isolação entre espiras

CORTE TRANSVERSAL DE UMA BOBINA POLAR SEM SUPORTE



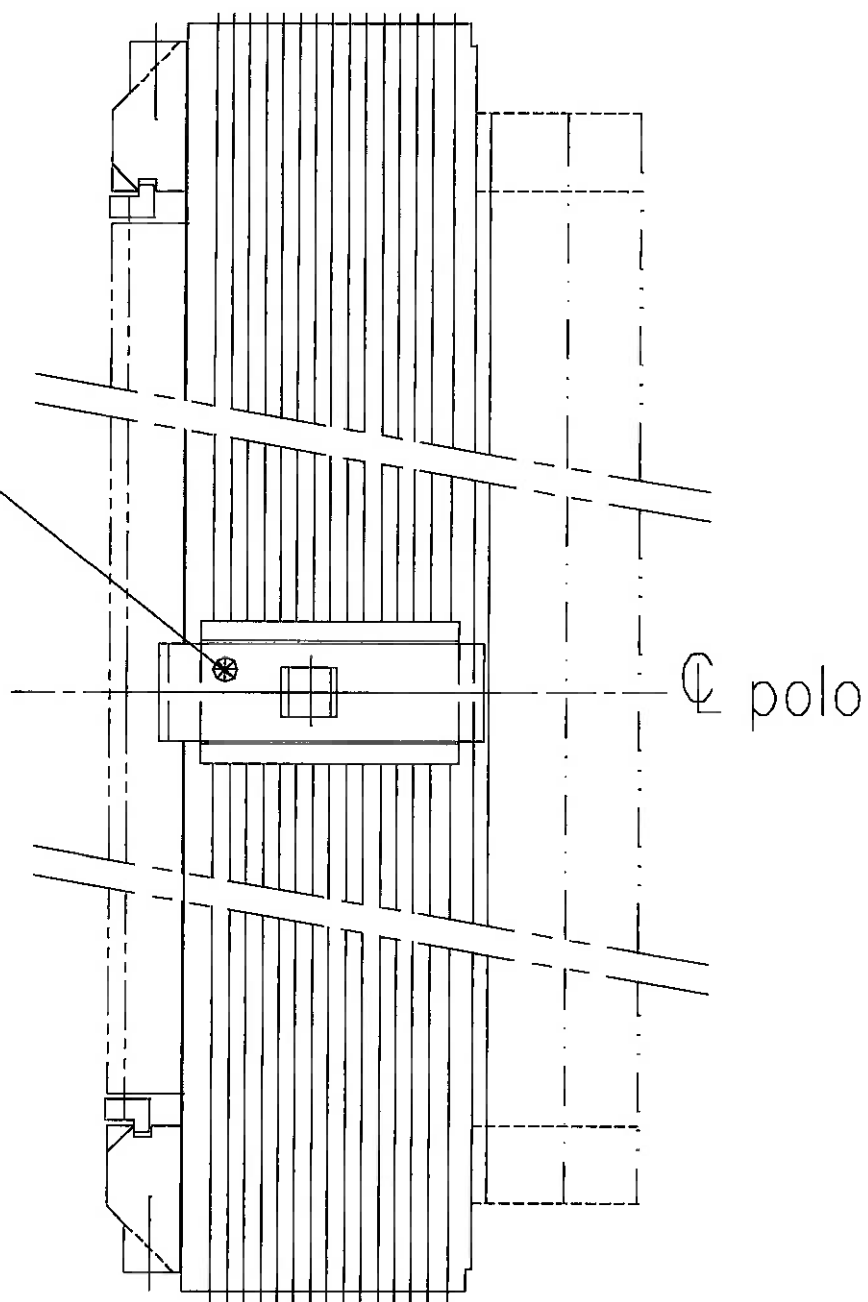
CORTE TRANSVERSAL DO PÓLO COM SUPORTE LATERAL

(Suporte da bobina polar, tipo cinta, fixado ao quadro de pressão e a sapata polar)

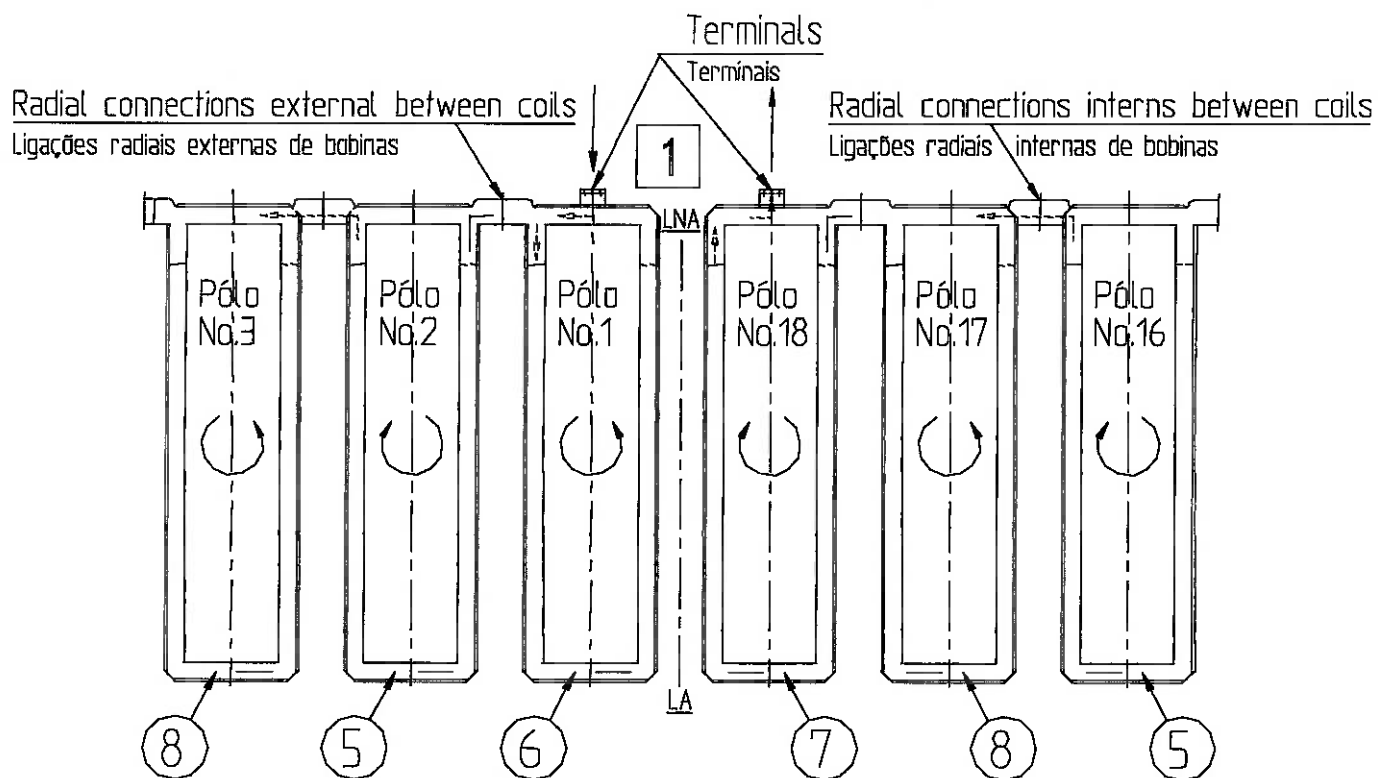


ISOLANTE DO SUPORTE DA BOBINA POLAR

Suporte lateral das bobinas polares

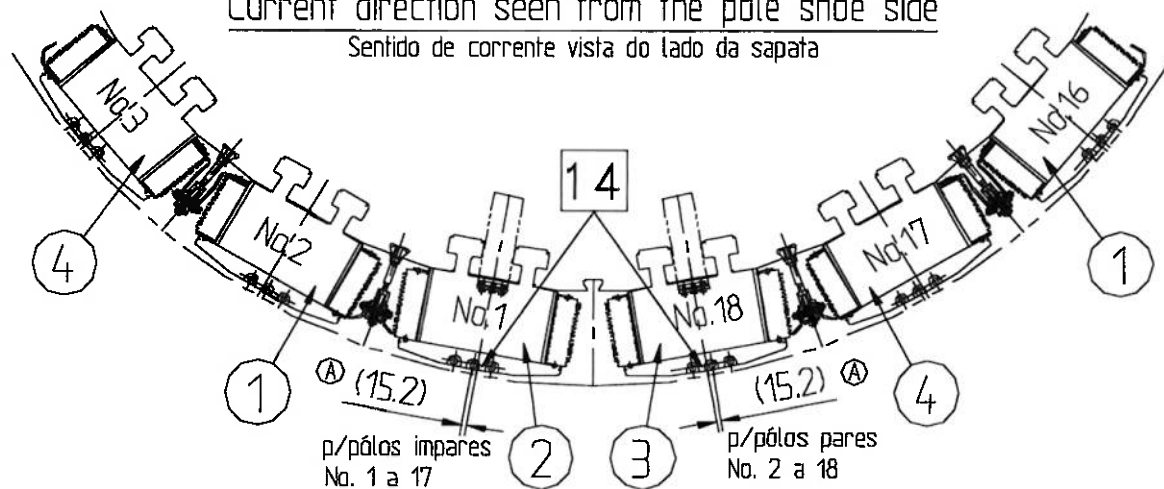


VISTA LATERAL DO PÓLO
(Suporte Lateral tipo cinta)



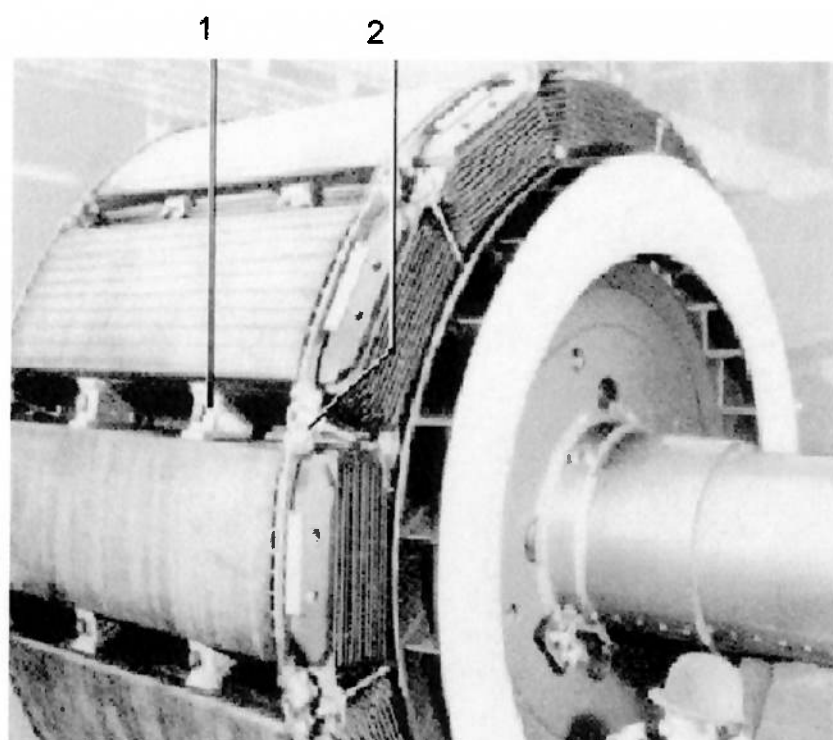
Current direction seen from the pole shoe side

Sentido de corrente vista do lado da sapata



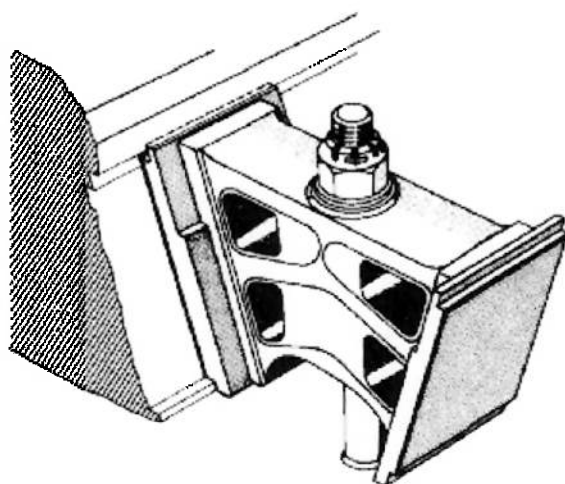
Connecting diagram (View from NDS)

Esquema de ligação (vista de LNA)



- 1 - Suporte lateral
- 2 - Conexão flexível do enrolamento de amortecimento

Rotor de um hidrogerador vertical – a 2 suportes da bobina tipo cunha em cada espaço entre os pólos e com suportes dos segmentos de amortecimento.



Suporte da bobina polar – tipo cunha, ancorado à coroa do rotor através de parafuso.



Fixação do suporte de bobina polar, dentro anel laminado da coroa

- 1 - Suporte da bobina polar
- 2 - Pino de fixação
- 3 - Elemento de fixação

```

/PREP7
/title,Bobina Polar - analise estrutural
! -----
! <<<<<<<<<<<<<<< DEFINICAO PARAMETRICA DO MODELO >>>>>>>>>>>>>>>>
! -----

!
! Parâmetros Geométricos
!
a=174
ah=60
b=636.5
c=4
ym=847
nrpm=1020

!a          ! semi-largura da bobina polar (direcao circunf.)
!ah         ! largura da espira

!b          ! semi-altura da bobina (direcao axial)
!bh         ! largura da espira
bh=ah

!c          ! ESPESSURA "comprimento da espira" (direcao radial)
d=5.00      ! PARA GERACAO DOS ELEMENTOS CONTATO "distancia
entre bobinas" (direcao radial)

bap=76/2    ! semi-comprimento do apoio

!ym         ! raio medio da semi-altura da primeira espira
rm=sqrt(ym*ym+a*a)   ! raio medio da semi-largura da primeira
espira

!
! Parametros de carregamento
!

!nrpm       ! ROTACAO "frequencia" do rotor do hidrogerador
tstart= 20   ! temperatura inicial (ambiente)
tend= 20     ! temperatura final (operacao)
! pi=ACOS(-1)
pi=3.14159265359

```

```
!
! Parametros de refinamento
!

ndl= 6          ! numero de elementos ao longo do semi-comprim.
circunf.
nda= 26         ! numero de elementos ao longo do semi-comprim.
axial
ndap= 3         ! numero de elementos ao longo do semi-comprim. do
apoio

!
! Parametros de contato entre as espiras
!

kn=1e8          ! rigidez normal de contato (N/mm2)
gap=0.0         ! abertura nula (gap closed)

!knap=1e7       ! rigidez normal de contato (N/mm2)      ! SUPORTE
!gapap=0.0     ! gap do apoio                          ! RIGIDO

fric=0.060     ! coeficiente de atrito

! -----
! <<<<<<<<<<<< FIM DA DESCRICAO PARAMETRICA DO MODELO >>>>>>>>>>>>
! -----

!
! parametros de controle
!

naux1=ndl+1
naux2=naux1+nda
naux3=naux2+ndap

!-----
! Definicao dos tipos de elementos finitos
!-----

ET,1,BEAM4      ! 3-d elastic beam element
```

```

ET,2,CONTAC52      ! 3-d node-to-node contact element
KEYOPT,2,1,0       ! Elastic Coulomb Friction
!!!!!!KEYOPT,2,1,1   ! Rigid Coulomb Friction
KEYOPT,2,4,0
KEYOPT,2,7,0

!ET,3,COMBIN40     ! Combination element
!KEYOPT,3,1,0      ! Standard gap capability
!KEYOPT,3,3,1      ! Displacements along nodal X axes

!-----
! Definicao das constantes reais
!-----

kk=1

R,1,ah*c,ah*ah*ah*c/12,c*c*c*ah/12,ah,ah
! espessura da placa horizontal

R,2,bh*c,bh*bh*bh*c/12,c*c*c*bh/12,bh,bh
! espessura da placa vertical carregada

R,3,kn*a/(2*ndl),gap,1,kk*kn*a/(2*ndl)
! elementos de contato (direcao circunf. simetria)

R,4,kn*a/ndl,gap,1,kk*kn*a/ndl
! elementos de contato (direcao circunferencial)

R,5,kn/2*(a/ndl+(b-bap)/nda),gap,1,kk*kn/2*(a/ndl+(b-bap)/nda)
! elementos de contato (canto)

R,6,kn*(b-bap)/nda,gap,1,kk*kn*(b-bap)/nda
! elementos de contato (direcao axial)

R,7,kn/2*((b-bap)/nda+bap/ndap),gap,1,kk*kn/2*((b-bap)/nda+bap/ndap)
! elementos de contato (canto)

R,8,kn*bap/ndap,gap,1,kk*kn*bap/ndap
! elementos de contato (direcao axial)

R,9,kn*bap/(2*ndap),gap,1,kk*kn*bap/(2*ndap)
! elementos de contato (direcao axial simetria)

!R,10,0,0,0,gapap,0,(knap/2)*(((b-bap)/nda)+(bap/ndap))
! area da s.t.do apoio e gap por unidade de comprimento

!R,11,0,0,0,gapap,0,((knap*bap)/(2*ndap))
! elementos de contato (direcao axial simetria)

!
```

```

!-----
! Definicao dos materiais
!-----

!
! Propriedades do cobre
!

!!!MP, EX,1,0.117e9 ! U.C.F./mm2      1 U.C.F.= 10-3 N
MP, EX,1,1.17e5      ! N/mm2
MP,DENS,1,0.890e-5    ! kg/mm3
MP,NUXY,1,0.300e00
MP,ALPX,1,0.166e-4

!
! Coeficiente de atrito entre as espiras
!

MP,MU,2,fric

K,1,0, b,rm
K,2,a, b,rm
K,3,a,bap,rm
K,4,a, 0,rm

L,1,2
L,2,3
L,3,4

N,1          ,0, b,rm+d
N,naux1      ,a, b,rm+d
N,naux2      ,a,bap,rm+d
N,naux3      ,a, 0,rm+d

N,1+naux3    ,0, b,rm
N,naux1+naux3 ,a, b,rm
N,naux2+naux3 ,a,bap,rm
N,naux3+naux3 ,a, 0,rm

FILL,      1,naux1

```

```
FILL,naux1,naux2
FILL,naux2,naux3

FILL,    1+naux3,naux1+naux3
FILL,naux1+naux3,naux2+naux3
FILL,naux2+naux3,naux3+naux3

!-----
! Geracao do isolamento
!-----

!
! Elemento de contato na direcao
! circunf.sobre eixo de simetria
!
TYPE,2
REAL,3
MAT ,2
E,1,1+naux3
!
! Elemento de contato na direcao circular
!
TYPE,2
REAL,4
MAT ,2
ESEL,NONE
E,2,naux3+2
EGEN,naux1-2,1,ALL
!
! Elemento de contato de canto
!
TYPE,2
REAL,5
MAT ,2
E,naux1,naux1+naux3
!
! Elemento de contato na direcao axial
!
TYPE,2
REAL,6
MAT ,2
```

```
ESEL,NONE
E,naux1+1,naux1+naux3+1
EGEN,naux2-naux1-1,1,ALL
!

!
! Elemento de contato inicio do apoio
!
TYPE,2
REAL,7
MAT ,2
E,naux2,naux2+naux3
!
! Elemento de contato na direcao axial
!
TYPE,2
REAL,8
MAT ,2
ESEL,NONE
E,naux2+1,naux2+naux3+1
EGEN,naux3-naux2-1,1,ALL
!
! Elemento de contato na direcao axial sobre eixo de simetria
!
TYPE,2
REAL,9
MAT ,2
E,naux3,2*naux3
ALLSEL

!
! Definicao do nivel de discretizacao do modelo solido
!
LSEL,,LOC,X,a/2
LESIZE,ALL,, ,ndl
LSEL,,LOC,Y,(b+bap)/2
LESIZE,ALL,, ,nda
LSEL,,LOC,Y,bap/2
LESIZE,ALL,, ,ndap

ALLSEL
```

```
!  
! Geracao das espiras  
!  
  
TYPE,1  
REAL,1  
MAT ,1  
LMES,1  
  
TYPE,1  
REAL,2  
MAT ,1  
LMES,2,3  
  
NUMMRG,NODE  
!  
! simulacao da folga do apoio      ! SUPORTE  
! intermediario com elems.gap      ! RIGIDO  
!  
  
!N,,a, 0,rm  
!N,,a,bap,rm  
  
!TYPE,3  
!REAL,11  
!NSEL,U,NODE,,1,naux3  
!NSEL,R,LOC,Y,0  
!*GET,nmin,NODE,,NUM,MIN  
!*GET,nmax,NODE,,NUM,MAX  
!E,nmin,nmax  
!D,nmax,ALL  
  
!TYPE,3  
!REAL,10  
!NSEL,ALL  
!NSEL,U,NODE,,1,naux3  
!NSEL,R,LOC,Y,BAP  
!*GET,nmin,NODE,,NUM,MIN  
!*GET,nmax,NODE,,NUM,MAX  
!E,nmin,nmax  
!D,nmax,ALL
```

```
ALLSEL
```

```
FINI
```

```
/SOLU
```

```
!
```

```
! Vinculacao do modelo
```

```
!
```

```
NSEL,,NODE,,1,naux3
```

```
D,ALL,ALL
```

```
ESEL,,TYPE,,1
```

```
NSLE
```

```
NSEL,R,LOC,X,0
```

```
DSYM,SYMM,X
```

```
NSLE
```

```
NSEL,R,LOC,Y,0
```

```
DSYM,SYMM,Y
```

```
!
```

```
! vinculacao rigida intermediaria
```

```
!
```

```
NSLE
```

```
NSEL,R,LOC,Y,bap,bap
```

```
D,ALL,UX
```

```
ALLSEL
```

```
AUTOTS,ON
```

```
NSUBST,10,10,10
```

```
LNSRCH,ON
```

```
NEQIT,100
```

```
!
```

```
! Aplicacao da velocidade angular
```

```
!
```

```
OMEGA,,nrpm*pi/30./sqrt(1000.)
```

```
TREF,tstart
```

TUNIF,tend

save

ALLSEL

SOLVE

FINI

/POST1

esel,s,type,,1

nele

ETABLE,sdiri,LS,1

ETABLE,sdirj,LS,6

ETABLE,sbyti,LS,2

ETABLE,sbytj,LS,7

ETABLE,sbybi,LS,3

ETABLE,sbybj,LS,8

etable,fyi,smisc,2

etable,fyj,smisc,8

etable,mi,smisc,6

etable,mj,smisc,12

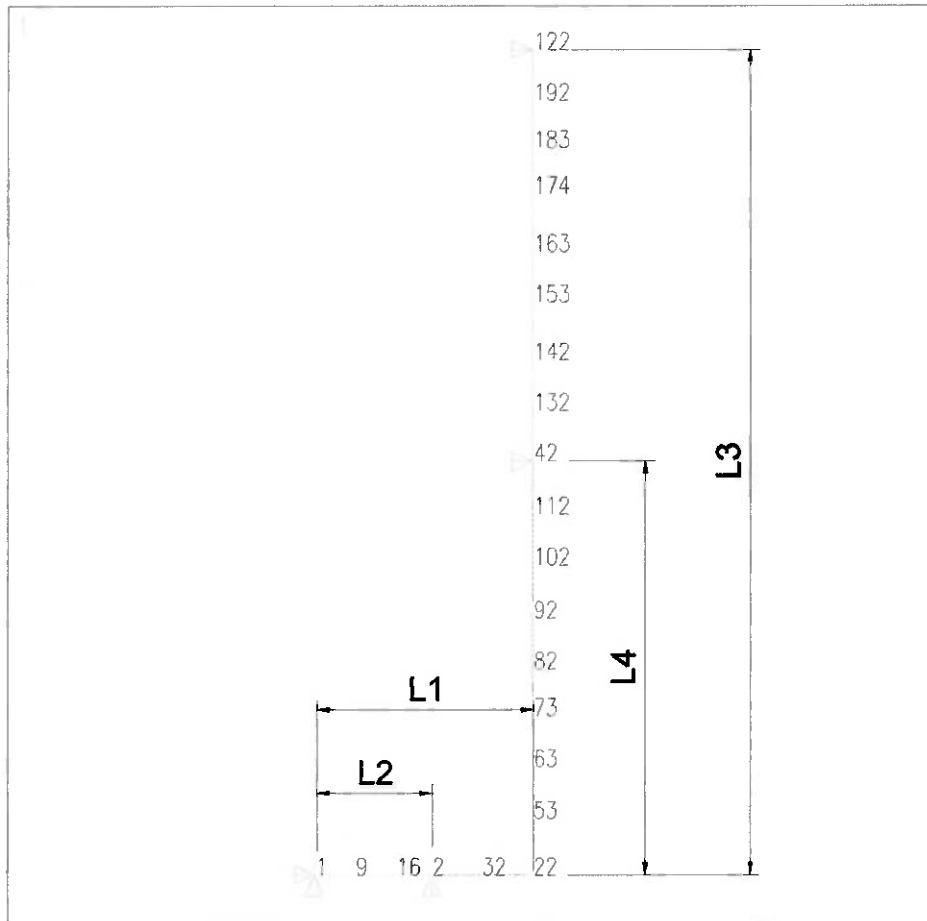
SADD,stti,SDIRI,SBYTI,1,1, ,

SADD,stbi,SDIRI,SBYBI,1,1, ,

SADD,sttj,SDIRJ,SBYTJ,1,1, ,

SADD,stbj,SDIRJ,SBYBJ,1,1, ,

```
!*****!  
!      PARAMETRIZAÇÃO DO SUPORTE LATERAL DA BOBINA POLAR      !  
!      MODELO DE VIGA      !  
!_____!  
!Executado por: César Hideki Füsse      Nº USP:630991      !  
!Instrutores: Fábio, Meyer, Norio, Oscar e Valter      !  
!Data: 07/07/1999      !  
!Programa: Ansys/Mechanical; Versão: 5.5.1      !  
!Setor: KWU HE      !  
!Projeto: MCH      !  
!_____!
```



ANSYS 5.5.1
NOV 18 1999
19:11:29
I-K-N
OMEG

```
/PREP7
!Definição dos parâmetros
!Utility Menu/Parameters/Scalar Parameters
!*****!
xini=169                !* ponto inicial de referência
yini=819.2              !*
l1=56
l2=30
l3=215.8
l4=l3/2
pi=ACOS(-1)
w=2*pi*1020/60          !* rotação em rad/s
Largsup=76              !* aplicado pela bobina
Espsup=12
Asup=Largsup*Espsup
Fbobina=1283.3*2*40
pbobina=Fbobina/l3      !* carregamento distribuído
LDIVA = 4*5
LDIVB = 4*5
LDIVC = 16*5
LDIVD = 16*5
!*****!
```

!Definição do tipo de elemento

!Main Menu/Preprocessor/Element Type

!*****!

ET,1,BEAM4 !* Viga 3D

!*****!

!Definição das constantes reais do elemento

!Main Menu/Preprocessor/Real Constants

!OBS.: os momentos de inércia são relacionados com

!os eixos do elemento!e não com o "Active CS".

!Consultar no manual o referido elemento e as

!posições possíveis

!*****!

R,1,Asup,Largsup*Espsup**3/12,Espsup*Largsup**3/12,Largsup,Espsup,
,RMORE, , , , , , ,

!*****!

!Escolha do material e das propriedades

!Main Menu/Preprocessor/Material Props/(-Constants-)Isotropics

!*****!

UIMP,1,EX, , ,2.11E5,

UIMP,1,DENS, , ,7.87E-6,

UIMP,1,ALPX, , , ,

UIMP,1,REFT, , , ,

UIMP,1,NUXY, , ,0.3,

UIMP,1,PRXY, , , ,

UIMP,1,GXY, , , ,

UIMP,1,MU, , , ,

UIMP,1,DAMP, , , ,

UIMP,1,ENTH, , , ,

UIMP,1,HF, , , ,

UIMP,1,QRATE, , , ,

UIMP,1,VISC, , , ,

UIMP,1,SONC, , , ,

!*****!

```

!Definição dos keypoints
!Main Menu/Preprocessor/(-Modeling-)Create/Keypoints
!*****!
K,1,xini,yini,,
K,2,xini+l2,yini,,
K,3,xini+l1,yini,,
K,4,xini+l1,yini+l4,,
K,5,xini+l1,yini+L3,,
!*****!

!Criar linhas passando pelos keypoints
!Main Menu/Preprocessor/(-Modeling-)Create/
!(-Lines-)Lines/Straight Line
!*****!
LSTR,      1,      2
LSTR,      2,      3
LSTR,      3,      4
LSTR,      4,      5
!*****!

!Atribuindo "real constants" aos elementos
!Main Menu/Preprocessor/(-Attributes-)Define/
!Picked lines
!*****!
FLST,5,4,4,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,-4
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,S,_Y
!*
!*
CMSEL,S,_Y1
LATT,1,1,1,0, , ,
CMSEL,S,_Y
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
!*
!*****!

```

```
!Criando a malha
!Main Menu/Preprocessor/(-Meshing)Mesh/Lines
!*****!
! Estabelecendo LDIV's
!-----!
! A
!-----!
FLST,5,1,4,ORDE,1
FITEM,5,1
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,LDIVA,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
! B
!-----!
FLST,5,1,4,ORDE,1
FITEM,5,2
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,LDIVB,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
! C
!-----!
FLST,5,1,4,ORDE,1
FITEM,5,3
CM,_Y,LINE
LSEL,, , ,P51X
!*

```

```

CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,LDIVC,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
! D
!-----!
FLST,5,1,4,ORDE,1
FITEM,5,4
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,LDIVD,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
! Aplicando o mesh
!-----!
FLST,2,4,4,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-4
LMESH,P51X
!*****!

!Condições de vinculação
!Main Menu/Solution/Loads/Apply/Displacement/
!On keypoints
!*****!
!seleção do keypoint 1
!-----!
/SOLU
FLST,2,1,3,ORDE,1
FITEM,2,1

```

```
!-----!  
!aplicação dos vínculos ao respectivo keypoint  
!selecionado  
!-----!  
DK,P51X, , , ,0,ALL, , , , , ,  
!-----!  
!seleção do keypoint 2  
!-----!  
FLST,2,1,3,ORDE,1  
FITEM,2,2  
!-----!  
!aplicação dos vínculos ao respectivo keypoint  
!selecionado  
!-----!  
DK,P51X, , , ,0,UY, , , , , ,  
!-----!  
!-----!  
!seleção do keypoint 4  
!-----!  
FLST,2,1,3,ORDE,1  
FITEM,2,4  
!-----!  
!aplicação dos vínculos ao respectivo keypoint  
!selecionado  
!-----!  
DK,P51X, , , ,0,UX, , , , , ,  
!-----!  
!-----!  
!seleção do keypoint 5  
!-----!  
FLST,2,1,3,ORDE,1  
FITEM,2,5  
!-----!  
!aplicação dos vínculos ao respectivo keypoint  
!selecionado  
!-----!  
DK,P51X, , , ,0,UX, , , , , ,  
!-----!  
!*****!
```

```
!Aplicacao do carregamento distribuído
!Main Menu/Solution/Loads/Apply/Pressure/On Beams
!OBS.: definir a face de aplicação da carga distri-
!buída conforme orientação.
!Consultar help de "SFBEAM".
!*****!
FLST,2,LDIVC+LDIVD,2,ORDE,2
FITEM,2,LDIVA+LDIVB+1
FITEM,2,-(LDIVA+LDIVB+LDIVC+LDIVD)
SFBEAM,P51X,2,PRES,pbobina,pbobina, , , , ,
!*****!

!Aplicacao do vetor rotacao
!Main Menu/Solution/Loads/Apply/Other/Angular Velo-
!city
!OBS.: vetor rotação (sobre o eixo z) deve ser compa-
!tibilizar as unidades de força (N) e raio (mm) no
!cálculo das forças centrífugas.
!*****!
OMEGA,0,0,w/sqrt(1000),0
!*****!

!Resolvendo o problema
!Main Menu/Solution/(-Solve-)Current Ls
!*****!
/STAT,SOLU
SOLVE
FINISH
!*****!

!Plotagem da deformada
!Main Menu/General Postproc/Plot Results
!*****!
/POST1
PLDISP,1
!*****!
```

```

!Plotagem das características gerais do modelo
!(carregamento, vínculos, reações, etc...)
!Utility Menu/PlotCtrls/Symbols/Pfs=pressure, arrows
!...o resto é default
!*****!
!-----!
/PSF, PRES, NORM, 2
/PBF, DEFA, , 1
/PSYMB, CS, 0
/PSYMB, NDIR, 0
/PSYMB, ESYS, 0
/PSYMB, LDIR, 0
/PSYMB, ECON, 0
/PSYMB, XNODE, 0
/PSYMB, DOT, 1
/PSYMB, PCONV,
/PSYMB, LAYR, 0
!*
/PBC, ALL, , 1
/REP
!-----!
/WAIT, 5
!-----!
!*****!

!Definição de uma tabela de outputs (resultados a
!serem visualizados)
!Main Menu/General Postproc/Element Table/
!Define Table/
!*****!
!Tensão Normal
!-----!
AVPRIN, 0, 0,
ETABLE, SnormalI, LS, 1
!*
AVPRIN, 0, 0,
ETABLE, SnormalJ, LS, 6

```

```

!-----!
!Tensão de Flexão (perpendicular ao eixo y, i.e., Mz)
!-----!
AVPRIN,0,0,
ETABLE,SflexYI,LS,  2
!*
AVPRIN,0,0,
ETABLE,SflexYJ,LS,  7
!-----!
!Tensão de Flexão (perpendicular ao eixo z, i.e., My)
!-----!
AVPRIN,0,0,
ETABLE,SflexZI,LS,  4
!*
AVPRIN,0,0,
ETABLE,SflexZJ,LS,  9
!-----!
!Tensão Máxima = Normal + Flexão
!-----!
AVPRIN,0,0,
ETABLE,Snor+flI,NMISC, 1
!*
AVPRIN,0,0,
ETABLE,Snor+flJ,NMISC, 3
!-----!
!Tensão Mínima = Normal - Flexão
!-----!
AVPRIN,0,0,
ETABLE,Snor-flI,NMISC, 2
!*
AVPRIN,0,0,
ETABLE,Snor-flJ,NMISC, 4
!*****!

```

```
!Looping de Interface com o Usuário
!*****!
*DO, i, 1, 100,1

!Chamada da macro Interfac - interface com o usuário
!*****!
*ULIB, Interfac, txt, H:\ANSYS\MACROS
*USE, Editor, -0.7, 0.3, 0.1
!*****!

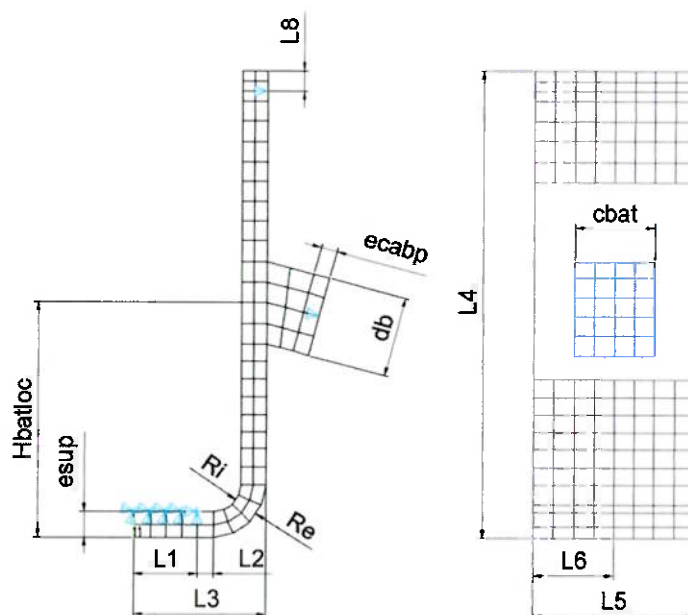
!Visualização dos resultados
!*****!
!-----!
*IF, ESCOLHA, EQ, 1, THEN
PLLS, SNORMALI, SNORMALJ, 1, 0
/TITLE, Tensao Normal
!-----!
*ELSEIF, ESCOLHA, EQ, 2, THEN
PLLS, SFLEXYI, SFLEXYJ, 1, 0
/TITLE, Tensao de Flexão devido a momento Mz
!-----!
*ELSEIF, ESCOLHA, EQ, 3, THEN
PLLS, SFLEXZI, SFLEXZJ, 1, 0
/TITLE, Tensao de Flexão devido a momento My
!-----!
*ELSEIF, ESCOLHA, EQ, 4, THEN
PLLS, SNOR+FLI, SNOR+FLJ, 1, 0
/TITLE, Tensao Máxima = Normal + Flexão
!-----!
*ELSEIF, ESCOLHA, EQ, 5, THEN
PLLS, SNOR-FLI, SNOR-FLJ, 1, 0
/TITLE, Tensao Minima = Normal - Flexao
!-----!
*ENDIF
!-----!
!*****!
```

```
!Ajuste de zoom
!*****!
/REPLOT,RESIZE
/AUTO, 1
/REP
/DIST, 1 ,1.371742,1
/REP,FAST
/ZOOM,1,RECT,-0.415969,0.775200,0.379319,-0.862611
!*****!

!Termina o programa (interrupção) se o usuário desejar
!-----!
*ASK, Escolha, Deseja terminar o programa? 0-Não 1-Sim
*IF, Escolha, EQ, 1, THEN
*EXIT
*ENDIF
!-----!

*ENDDO
!*****!
```

```
!*****!  
!      PARAMETRIZAÇÃO DO SUPORTE LATERAL DA BOBINA POLAR      !  
!      MODELO SÓLIDO      !  
!_____  
!Executado por: César Hideki Füsse      Nº USP:630991      !  
!Instrutores: Fábio, Meyer, Norio, Oscar e Valter      !  
!Data: 16/11/1999      !  
!Programa: Ansys/Mechanical; Versão: 5.5.1      !  
!Setor: KWU HE      !  
!Projeto: MCH      !  
!_____!
```



! [I] Parâmetros

!*****!

! A) Geométricos

!-----!

! A.1) Pólo

!-----!

!maquina = 12 pólos, 25MVA, 60Hz

pi = acos(-1)

n = 12 !número de pólos

teta = (2*pi/n)/2 !semi-ângulo entre pólos

Riestat = 2230/2 !raio interno das chapas do estator

nspira = 40 !número de espiras do conjunto bobinado

HP = 65 !altura da unha

BPSU = 280 !largura do corpo do pólo

HQI1 = 6 !espessura do quadro isolante superior

HQI2 = 6 !espessura do quadro isolante inferior

HW2 = 182.8 !altura do corpo bobinado

HQP = 5 !espessura do quadro de pressão

entr ferr = 19 !entreferro operacional

efolga = 4 !distância de folga entre as chapas do núcleo

!e o cobre das bobinas

BL2 = 60 !largura das espiras (normais, ou seja, sem

!aleta de refrigeração)

eisolsup = 15 !espessura do isolante do suporte

!-----!

! A.2) Suporte Lateral

!-----!

esup = 12 !espessura do suporte
L1 = 30 !comprimento do cordão de solda
L2 = 7 !caminhamento superficial elétrico
Ri = 13 !raio de dobramento interno do suporte
L5 = 76 !largura do suporte
L7 = 15 !comprimento do chanfro
L8 = 10 !comprimento de apoio da unha

!-----!

! A.3) "Batoque"

!-----!

db = 38 !diâmetro do batoque
cbat = 38
ecabp = 8 !altura da cabeça do parafuso

!-----!

! B) Carregamento

!-----!

freq = 1020 !frequência de rotação (rpm)
Fespsup = 1283.3 !força de meia espira sobre o suporte
 !(reação do modelo de espira)
csup = 2 !fator multiplicativo da Fespsup
 ! um suporte => csup = 2
 ! dois suportes => csup = 1

! C) Propriedades do Material

!-----!

E = 211e3 !módulo de elasticidade
v = 0.3 !coeficiente de Poisson
densid = 7.85e-6 !densidade do material

! D) Relações entre parâmetros

!-----!

Re = Ri+esup !raio de dobramento externo do suporte

L3 = L1+L2+Re !comprimento do pé do suporte

L6 = L5/2 !posição do "batoque"

L4 = HQI1+HQI2+HW2+HQP+esup+L8

Rx = BPSU/2+efolga+BL2+eisolsup+esup-L3

Ry = Riostat-(HP+entriferr+HQI1+HQI2+HW2+HQP+esup)

!cbat = db

Hbatloc = 0.5*L4 !1a estimativa >= L4/2

r1 = ((Ry+Hbatloc)*sin(teta))-((Rx+L3)*cos(teta))

Hbat = ((Ry+Hbatloc)*cos(teta))+((Rx+L3)*sin(teta))

!-----!

w = ((pi*freq)/30)/sqrt(1000) !velocidade angular

Fespira = csup*Fespsup*nepira !força do conjunto de espiras

!sobre o suporte

pressesp = Fespira/(L5*(L4-Re)) !pressão das espiras sobre o suporte

!-----!

! D) Malha

!-----!

LDIVA = 4

LDIVB = 1

LDIVC = 4

LDIVD = 8

LDIVE = 4

LDIVF = 8

LDIVG = 1

LDIVH = 2

LDIVI = 2

LDIVJ = 1

LDIVK = 4

LDIVL = 2

LDIVM = 2

!*****!

! II) GEOMETRIA

!*****!

/PREP7

! Definindo tipos de elementos

!*****!

ET,1,SHELL63

!-----!

ET,2,SOLID45

!*****!

! Definindo real constants

!*****!

R,1,10, , , , ,

RMORE, , , ,

RMORE

RMORE, ,

!*****!

! Definindo Propriedades do Material

!*****!

UIMP,1,EX, , ,E,

UIMP,1,DENS, , ,densid,

UIMP,1,ALPX, , , ,

UIMP,1,REFT, , , ,

UIMP,1,NUXY, , ,v,

UIMP,1,PRXY, , , ,

UIMP,1,GXY, , , ,

UIMP,1,MU, , , ,

UIMP,1,DAMP, , , ,

UIMP,1,VISC, , , ,

UIMP,1,SONC, , , ,

UIMP,1,MURX, , , ,

UIMP,1,MGXX, , , ,

UIMP,1,RSVX, , , ,

UIMP,1,PERX, , , ,

!*****!

```

! Origem
!*****!
CSYS,0
DSYS,0
K,1,,,,
K,2,100*cos(teta),100*sin(teta),,
K,3,100*cos(pi/2+teta),100*sin(pi/2+teta),,
!*****!

! Alinhando WorkPlane com o suporte da bobina polar
!*****!
KWPLAN,-1,      1,      2,      3
CSYS,4
!-----!
K,4,Rx,Ry
!-----!
KWPAVE,      4
!*****!

! Criando Keypoints da seção transversal do suporte
!*****!
K,5,L1,0
K,6,L1+L2,0
K,7,L3,Re
K,8,L3,L4-L7
K,9,L3-esup,L4-L7
K,10,L3-ech,L4-L8
K,11,L3-ech,L4
K,12,0,esup
!-----!
k,13,L1,esup
K,14,L1+L2,esup
K,15,L1+L2,esup+Ri
K,16,L1+L2+Ri,esup+Ri
K,17,L1+L2+Ri,L4-L8
K,18,L1+L2+Ri,L4
K,19,L3-esup,Hbatloc

```

K,20,L3,Hbatloc

!-----!

GPLOT

!*****!

! Criando linhas da seção transversal do suporte

!*****!

LSTR, 4, 5

GPLOT

LSTR, 5, 6

LSTR, 12, 13

LSTR, 13, 14

LSTR, 4, 12

!*

LARC,14,16,15,Ri,

!*

LARC,6,7,15,Re,

!*

LSTR, 7, 8

LSTR, 8, 10

LSTR, 10, 11

LSTR, 11, 18

LSTR, 18, 17

LSTR, 17, 9

LSTR, 9, 16

!*****!

```

! Criando um sistema de coordenadas local no "pé do
! suporte"
!*****!
CSKP,11,0,4,5,12,1,1,
CSYS,11,
!-----!
! PlotCtrls
!-----!
/PSF,PRES,NORM,2
/PBF,DEFA, ,1
/PSYMB,CS,1
/PSYMB,NDIR,0
/PSYMB,ESYS,0
/PSYMB,LDIR,0
/PSYMB,ECON,0
/PSYMB,XNODE,0
/PSYMB,DOT,1
/PSYMB,PCONV,
/PSYMB,LAYR,0
!*
/PBC,ALL, ,1
/REP
!*****!

! Criando seção transversal do "batoque"
!*****!
CSYS,0
K,30,0,Hbat,,
K,31,0,Hbat+db/2,,
K,32,0,Hbat-db/2,,
K,33,ecabp,Hbat,,
K,34,ecabp,Hbat+db/2,,
K,35,ecabp,Hbat-db/2,,
!-----!
FLST,3,2,3,ORDE,2
FITEM,3,31
FITEM,3,-32
KGEN,2,P51X, , ,-(r1+db), , ,9,0
!-----!

```

```
LSTR,      41,      32
LSTR,      32,      35
LSTR,      35,      34
LSTR,      34,      31
LSTR,      31,      40
LSTR,      32,      31
!-----!
BOPTN,KEEP,1
BOPTN,NWARN,0
BOPTN,VERS,RV52
BTOL,0.0001,
!-----!
FLST,3,2,4,ORDE,2
FITEM,3,15
FITEM,3,19
LSBL,      8,P51X
!-----!
FLST,2,2,4,ORDE,2
FITEM,2,15
FITEM,2,19
LSBL,P51X,      23
!-----!
FLST,2,5,4,ORDE,5
FITEM,2,8
FITEM,2,15
FITEM,2,19
FITEM,2,25
FITEM,2,27
LDELE,P51X
!-----!
FLST,2,2,3,ORDE,2
FITEM,2,40
FITEM,2,-41
KDELE,P51X
!-----!
GPLOT
WPSTYLE,,,,,,0
!-----!
CSYS,11,
FLST,3,2,3,ORDE,2
FITEM,3,21
```

```

FITEM,3,-22
KGEN,2,P51X, , , -3*esup, , , , 0
GPLOT
!-----!
LSTR,      22,      24
LSTR,      21,      23
!-----!
BOPTN,KEEP,0
BOPTN,NWARN,0
BOPTN,VERS,RV52
BTOL,0.0001,
!-----!
FLST,3,2,4,ORDE,2
FITEM,3,8
FITEM,3,15
LSBL,      14,P51X
GPLOT
!*****!

! Criando linhas limites das áreas
!*****!

LSTR,      5,      13
LSTR,      6,      14
LSTR,      7,      16
LSTR,      21,     26
LSTR,      22,     25
LSTR,      8,      9
LSTR,      10,     17
!*****!

! Aplicando LDIV's
!*****!

! A
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,3

```

```
CM,_Y,LINE
LSEL, , , , P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , , LDIVA,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!

! B
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,2
FITEM,5,4
CM,_Y,LINE
LSEL, , , , P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , , LDIVB,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!

! C
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,6
FITEM,5,-7
CM,_Y,LINE
LSEL, , , , P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , , LDIVC,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
```

```
! D
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,21
FITEM,5,25
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVD,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!

! E
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,23
FITEM,5,27
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVE,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!*
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,17
FITEM,5,20
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVE,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
```

```
! F
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,19
FITEM,5,22
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVF,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!

! G
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,9
FITEM,5,13
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVG,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!

! H
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,10
FITEM,5,12
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
```

```
LESIZE,_Y1, , ,LDIVH,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!

! I
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,24
FITEM,5,26
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVI,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!-----!
```

```
! J
!-----!
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,16
FITEM,5,18
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, ,_Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVJ,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1

! K
!-----!
FLST,5,9,4,ORDE,7
FITEM,5,5
FITEM,5,8
FITEM,5,11
FITEM,5,14
FITEM,5,-15
FITEM,5,28
FITEM,5,-31
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, ,_Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVK,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!*****!
```

```
! Criando áreas da seção transversal do suporte
!*****!
ALLSEL,ALL
NUMMRG,KP, , ,
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,5
FITEM,2,1
FITEM,2,8
FITEM,2,3
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,8
FITEM,2,2
FITEM,2,14
FITEM,2,4
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,14
FITEM,2,7
FITEM,2,15
FITEM,2,6
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,15
FITEM,2,21
FITEM,2,28
FITEM,2,25
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,28
FITEM,2,23
FITEM,2,29
FITEM,2,27
AL,P51X
!-----!
```

```
FLST,2,4,4
FITEM,2,23
FITEM,2,24
FITEM,2,20
FITEM,2,26
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,20
FITEM,2,16
FITEM,2,17
FITEM,2,18
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,29
FITEM,2,22
FITEM,2,30
FITEM,2,19
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,30
FITEM,2,9
FITEM,2,31
FITEM,2,13
AL,P51X
!-----!
FLST,2,4,4
FITEM,2,31
FITEM,2,10
FITEM,2,11
FITEM,2,12
AL,P51X
GPLOT
!*****!
```

```

! Zoom
!*****!
/AUTO, 1
/REP
/ZOOM,1,RECT,-0.285135,0.939674,0.034510,0.445109
/ANG, 1, -14.7000000000
/LIG, 1,1,1.000, -0.226245841986 , 0.563086547047 , -
0.794824735095 , 0.000000000000
/REPLO
!*****!

! Criando linhas de guia para o drag
!*****!
CSYS,0
FLST,3,1,3,ORDE,1
FITEM,3,33
KGEN,2,P51X, , ,20, , ,100 ,0
!*
FLST,3,1,3,ORDE,1
FITEM,3,133
KGEN,2,P51X, , , , ,cbat/2,1 ,0
!*
FLST,3,1,3,ORDE,1
FITEM,3,133
KGEN,2,P51X, , , , , -cbat/2,200 ,0
!*
FLST,3,1,3,ORDE,1
FITEM,3,134
KGEN,2,P51X, , , , , L6-cbat/2,100,0
!*
FLST,3,1,3,ORDE,1
FITEM,3,333
KGEN,2,P51X, , , , , -(L6-cbat/2),100,0
!*
LSTR, 133, 134
LSTR, 134, 234
LSTR, 133, 333
LSTR, 333, 433
!-----!

```

```

FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,32
FITEM,5,34
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVL,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!*
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,33
FITEM,5,35
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
!*
CM,_Y1,LINE
CMSEL, , _Y
LESIZE,_Y1, , ,LDIVM,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
!*****!

! Criando o mesh na seção transversal
!*****!
ALLSEL,ALL
NUMMRG,KP, , ,
NUMMRG,NODE, , ,
MSHKEY,0
FLST,5,10,5,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,-10
CM,_Y,AREA
ASEL, , , ,P51X
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
!*

```

```
AMESH,_Y1
!*
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
CMDEL,_Y2
!*****!

! Executando o "drag"
!*****!
! Primeiro passo do "drag"
!-----!
FLST,2,10,5,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-10
VDRAG,P51X, , , , , 32
!-----!
! Segundo passo do "drag"
!-----!
FLST,2,8,5,ORDE,8
FITEM,2,15
FITEM,2,19
FITEM,2,23
FITEM,2,27
FITEM,2,31
FITEM,2,43
FITEM,2,47
FITEM,2,51
LPLOT
VDRAG,P51X, , , , , 33
ALLSEL,ALL
APLOT
!-----!
```

! Terceiro passo do "drag"

!-----!

FLST,2,10,5,ORDE,2

FITEM,2,1

FITEM,2,-10

VDRAG,P51X, , , , , 34

!-----!

! Quarto passo do "drag"

!-----!

FLST,2,8,5,ORDE,8

FITEM,2,89

FITEM,2,93

FITEM,2,97

FITEM,2,101

FITEM,2,105

FITEM,2,117

FITEM,2,121

FITEM,2,125

LPLOT

VDRAG,P51X, , , , , 35

! Removendo elementos de casca (Shell-63) da área no

!plano médio do suporte

!-----!

FLST,2,10,5,ORDE,2

FITEM,2,1

FITEM,2,-10

ACLEAR,P51X

!-----!

```
! Removendo linhas de guia do drag
!-----!
FLST,2,4,4,ORDE,2
FITEM,2,32
FITEM,2,-35
LDELE,P51X, , ,1
!-----!
/VIEW, 1 ,1,1,1
/ANG, 1
/REP,FAST
VPLOT
EPLOT
!*****!
```

```
! Aplicando vinculação
!*****!
ALLSEL,ALL
NUMMRG,KP, , ,
ALLSEL,ALL
```

```
! Perímetro da solda no pé do suporte
!-----!
FLST,2,6,4,ORDE,6
FITEM,2,38
FITEM,2,91
FITEM,2,-92
FITEM,2,134
FITEM,2,187
FITEM,2,-188
!*
/GO
DL,P51X, ,UX,
!*
FLST,2,6,4,ORDE,6
FITEM,2,38
FITEM,2,91
FITEM,2,-92
FITEM,2,134
FITEM,2,187
```

```
FITEM,2,-188
!*
/GO
DL,P51X, ,UY,
!*
FLST,2,6,4,ORDE,6
FITEM,2,38
FITEM,2,91
FITEM,2,-92
FITEM,2,134
FITEM,2,187
FITEM,2,-188
!*
/GO
DL,P51X, ,UZ,
!-----!
! Linha de apoio entre o pé do suporte e a placa de
! pressão
!-----!
CSYS,11,
FLST,2,9,1,ORDE,9
FITEM,2,6
FITEM,2,186
FITEM,2,209
FITEM,2,546
FITEM,2,568
FITEM,2,876
FITEM,2,899
FITEM,2,1236
FITEM,2,1258
NROTAT,P51X
!*
FLST,2,4,4,ORDE,4
FITEM,2,40
FITEM,2,93
FITEM,2,136
FITEM,2,189
/GO
DL,P51X, ,UY,
!*
!-----!
```

```
! Batoque
!-----!
CSYS,0
FLST,2,1,1,ORDE,1
FITEM,2,124
!*
/GO
D,P51X, , , , ,UX, , , , ,
!-----!
! Unha do Pólo
!-----!
CSYS,11,
!*
FLST,2,9,1,ORDE,9
FITEM,2,167
FITEM,2,512
FITEM,2,516
FITEM,2,842
FITEM,2,847
FITEM,2,1202
FITEM,2,1206
FITEM,2,1532
FITEM,2,1537
NROTAT,P51X
!*
FLST,2,4,4,ORDE,4
FITEM,2,82
FITEM,2,125
FITEM,2,178
FITEM,2,221
/GO
DL,P51X, ,UX,
!*****!
```

! Aplicando carregamento

!*****!

! Pressão das espiras

!-----!

FLST,2,20,5,ORDE,20

FITEM,2,24

FITEM,2,28

FITEM,2,40

FITEM,2,44

FITEM,2,48

FITEM,2,65

FITEM,2,69

FITEM,2,73

FITEM,2,77

FITEM,2,81

FITEM,2,98

FITEM,2,102

FITEM,2,114

FITEM,2,118

FITEM,2,122

FITEM,2,139

FITEM,2,143

FITEM,2,147

FITEM,2,151

FITEM,2,155

/GO

!*

SFA,P51X,1,PRES,pressesp

!-----!

! Vetor rotação

!-----!

OMEGA,0,0,w,0

!*****!

```
! Transferindo as condições de contorno do modelo
! sólido para o FEM
!*****!
/SOLU
SBCTRAN
!*****!

! MultiPlotControls
!*****!
/GTYPE,1,KEYP,1
/GTYPE,1,LINE,1
/GTYPE,1,AREA,0
/GTYPE,1,VOLU,0
/GTYPE,1,NODE,0
/GTYPE,1,ELEM,0
/GCMD,1
!*****!

FINISH
!*****!

! [3] SOLUÇÃO
!*****!
/SOLU
/STAT,SOLU
SOLVE
FINISH
!*****!
```

