

THIAGO LUÍS CABRAL DE SOUSA

ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA E DINÂMICA DE VENTILADOR INDUSTRIAL

São Paulo
2011

THIAGO LUÍS CABRAL DE SOUSA

ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA E DINÂMICA DE VENTILADOR INDUSTRIAL

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Demétrio Cornílios Zachariadis

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Sousa, Thiago Luís Cabral de

Análise estrutural estática e dinâmica de ventilador industrial/T.L.C. De Sousa. - São Paulo, 2011.

79 P.

Trabalho de Formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ventiladores industriais (Análise; Estrutura) 2. Softwares 3.CAE I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

Resumo

Devido à ausência de normas que especifiquem o dimensionamento ideal dos ventiladores industriais, as empresas acabam por dimensionar seus produtos sob forte influência de suas experiências adquiridas ao longo dos anos, e isso pode causar o superdimensionamento das estruturas que compõem os ventiladores e, assim, incorrer em gastos desnecessários.

O escopo desse trabalho baseia-se em verificar se esses ventiladores são superdimensionados por meio do uso de um software CAE, e propor uma redução de suas dimensões. Devido ao amplo uso na indústria, em áreas como energia, siderurgia ou petroquímica, foi escolhido o modelo de um ventilador centrífugo.

Palavras-chave: Ventiladores industriais (Análise; Estrutura), softwares, CAE.

Abstract

The lack of standards specifying the ideal dimensions of industrial fans makes the companies dimension their products according to their own experience that has been acquired along the years, and this can oversize the structures that compound the fans; so, the waste of material may occur.

The aim of this work is based on the use of a CAE Software to verify if the fans are oversized and to propose a reduction of their dimensions. Due to the large use in the energy industry, petrochemical or the iron and steel industry, the model of a centrifugal fan was chosen.

Keywords: Industrial *fans (Analysis; Structure)*, *softwares*, *CAE*.

Índice

1	Introdução	8
1.1	Características dinâmicas estruturais de ventiladores e classificação	8
1.2	Partes dos ventiladores centrífugos	11
2	Objetivos e justificativa	13
3	Fundamentação teórica.....	13
3.1	Conceitos sobre simulação numérica	13
3.2	Método de elementos finitos para o cálculo de tensões	15
3.3	Abaqus	18
3.4	Tipos de simetria	18
3.5	Caracterização dos elementos segundo o ABAQUS.....	19
3.6	Elementos sólidos e de casca.....	21
3.7	Malha de elementos	23
3.8	Conceitos sobre critérios de falhas.....	23
3.8.1	Teoria da Tensão Cisalhante Máxima – Teoria de Tresca.....	24
3.8.2	Teoria da Energia de Distorção Máxima– Teoria de Von Mises	27
3.9	Método analítico para o cálculo de tensões em discos girantes.....	32
4	Modelos e Análises	34
4.1	Modelo físico	34
4.2	Malha	38
4.3	Modelo virtual	41
4.4	Análise modal.....	43
4.5	Análise de tensões no Abaqus	45
4.5.1	Disco com furo central	45
4.5.2	Ventilador centrífugo.....	46
4.6	Análise de tensões pelo método analítico	52
4.6.1	Disco fino com furo central	52
4.6.2	Ventilador centrífugo.....	55
5.	Otimização.....	57
5.1	Software Isight	57

5.2	Análise DOE.....	58
5.3	Análise de Otimização.....	60
5.3.1	Método de Hooke-Jeeves	60
5.3.2	Resultados.....	62
6.	Conclusões e recomendações.....	71
7.	Bibliografia.....	72
APÊNDICE A – Módulos do ABAQUS e arquivos de entrada.....		75
APÊNDICE B – Iterações geradas no processo de Otimização.....		77

1 Introdução

1.1 Características dinâmicas estruturais de ventiladores e classificação

Do ponto de vista estrutural os ventiladores são classificados segundo o grau de acoplamento entre as diversas partes do impelidor/propulsor (conjunto disco-cubo) e rotor, pelo comportamento dinâmico básico de cada uma das partes.

Com relação à classificação, os ventiladores distinguem-se entre axiais, centrífugos ou radiais e semirradiais, como mostra a Figura 2. Essa distinção vem da mecânica dos fluidos e baseia-se na direção do fluxo no ventilador (JORGENSEN, 1983). Pode-se adotar esta distinção também na classificação dos ventiladores do ponto de vista estrutural, pois os dois tipos tem características construtivas bem diferentes. Impelidores de fluxo misto são, em geral, estruturalmente semelhantes aos impelidores centrífugos.



Figura 1 - Classificação das rodas de ventilador do ponto de vista estrutural (PONGE, 1994).

Propulsores de ventiladores axiais compõem-se de um cubo ou disco central no qual são presas as pás. Estes ventiladores são classificados quanto ao grau de

acoplamento das pás ao cubo/disco, bem como quanto ao comportamento dinâmico básico das pás, isto é, comportamento de viga nas pás delgadas e longas, comportamento de placa nas pás largas e longas e comportamento de corpo sólido nas pás curtas.

Impelidores de ventiladores centrífugos compõem-se de um cubo central no qual é preso um disco, ao qual, por sua vez, são presas as pás. Desta forma, o comportamento dinâmico dos impelidores centrífugos é fortemente determinado pelas características do disco e demais elementos de fixação das pás.

No caso de ventiladores centrífugos, distingue-se entre impelidores de dupla entrada e de entrada simples com relação ao número de entradas de ar, como mostra a Figura 3. Além disso, existem impelidores sem tampas laterais às pás, com tampa em um único lado e com tampa dos dois lados, denominados respectivamente de abertos, semi-abertos e fechados. Estas diferenças estruturais conferem características dinâmicas peculiares a cada tipo de ventilador.

Outra característica importante do ponto de vista da mecânica dos fluidos refere-se à forma e direção das pás e ao ângulo de saída destas. Existem impelidores de pás retas e curvas, radiais ou de ângulo de saída radial, inclinadas para trás e para frente em relação ao sentido de rotação do ventilador, como mostra a Figura 4.

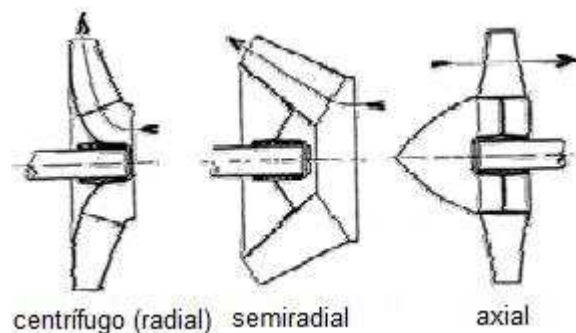


Figura 2 - Classificação dos ventiladores segundo o tipo construtivo. Adaptado de (LAURIA, 2010).

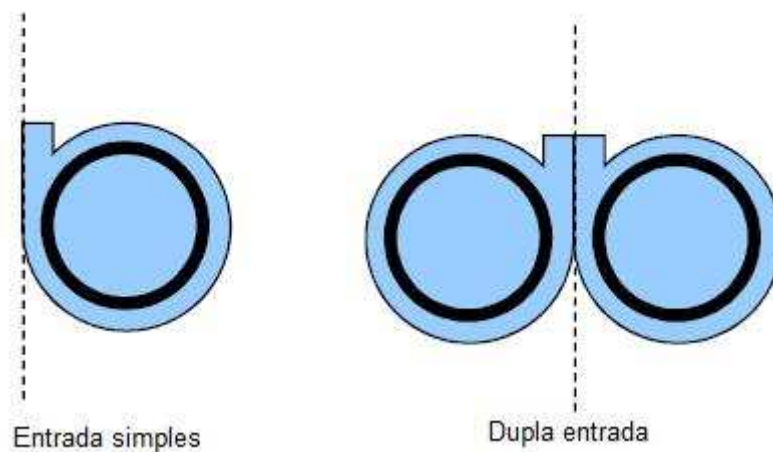


Figura 3 – Classificação quanto ao número de entradas. Adaptado de (BRAN; SOUZA, 1980).

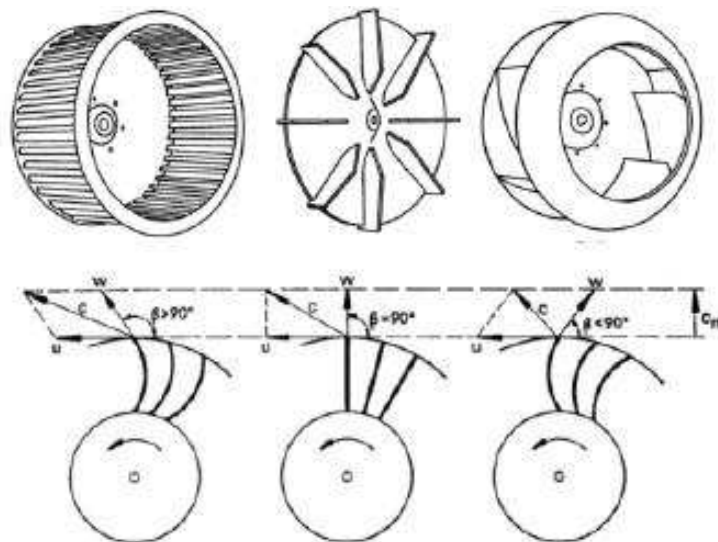


Figura 4 – Forma das pás segundo a inclinação. Adaptado de (BRAN; SOUZA, 1980).

A forma de fixação das diversas partes tem importância para a distribuição e concentração de tensões e para o amortecimento estrutural. Em geral, as falhas estruturais causadas por vibração se iniciam em regiões com grandes tensões estáticas e com concentração de tensão. As tensões dinâmicas se sobrepõem a estas, levando ao surgimento de trincas ou mesmo à ruptura.

Os impelidores também são classificados como axissimétricos ou como impelidores de estrutura periódica cíclica. No caso de haver um grande número de

pás, usual em compressores e turbinas, pode-se tratar o impelidor do ponto de vista da dinâmica estrutural como sendo axissimétrico.

Os impelidores com número reduzido de pás ou que as apresentem muito curvas não podem ser tratados como axissimétricos. Os impelidores de ventiladores centrífugos de grande porte enquadram-se normalmente neste tipo. Felizmente, em geral, podem ser encontradas subestruturas que se repetem ao longo da circunferência do impelidor. Assim, estes impelidores podem ser tratados como estruturas periódicas cíclicas (HENRY; FERRARIS, 1984).

1.2 Partes dos ventiladores centrífugos

Os ventiladores centrífugos são compostos basicamente pelo rotor e pela voluta (conduz o ar que sai das pás ao meio externo), além do sistema de acionamento.

Normalmente o rotor é montado sobre mancais de deslizamento em grandes ventiladores, e ligado ao acionamento através do acoplamento flexível. O rotor é composto pelo eixo-árvore e pelo impelidor (rotor).

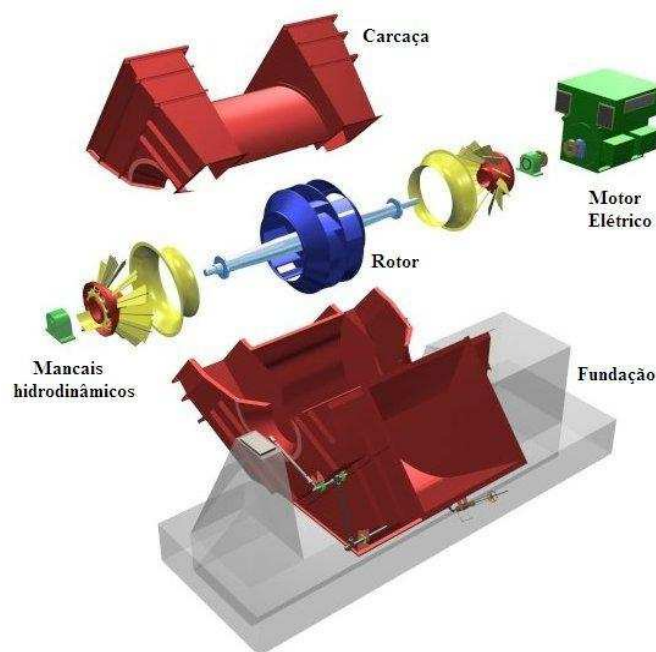


Figura 5 - Exemplo dos componentes de um ventilador centrífugo (Fonte: site www.howden.com).

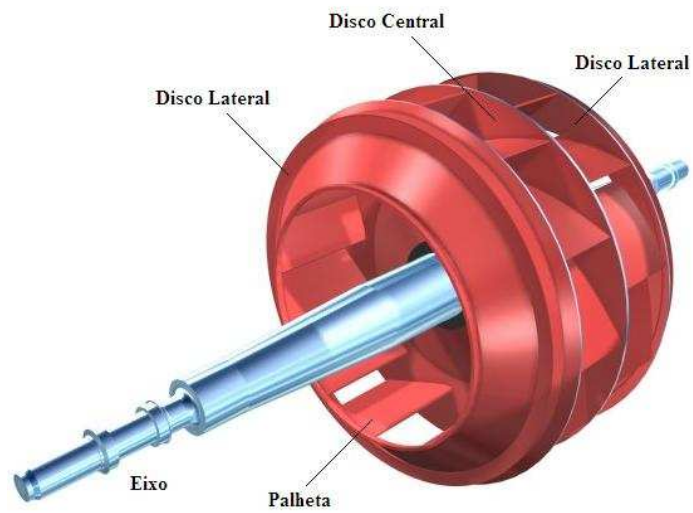


Figura 6 – Rotor de um ventilador centrífugo e seus principais componentes (Fonte: site www.howden.com).

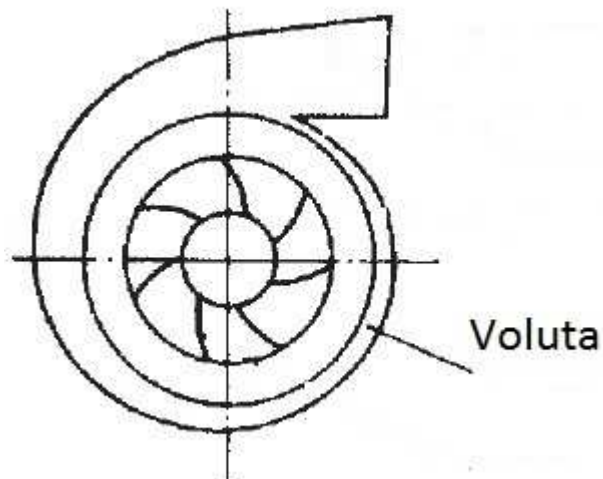


Figura 7 – Voluta. Adaptado de (DIXON; ENG., 1998).

2 Objetivos e justificativa

O escopo deste trabalho baseia-se em analisar por meio de um software de elementos finitos as tensões atuantes em um ventilador industrial focando a atenção nos seus pontos críticos mais solicitados, além de realizar uma análise dinâmica verificando os modos de vibração do ventilador.

Se torna aparente depois de uma extensa pesquisa na literatura de que não existem normas que especifiquem as dimensões exatas dos ventiladores produzidos comercialmente e, assim, as empresas acabam por dimensionar seus produtos sob uma forte influência de suas experiências adquiridas ao longo dos anos, e isso pode causar o superdimensionamento das estruturas que compõem os ventiladores e, consequentemente, gastos desnecessários.

Desta forma, este trabalho tem como finalidade verificar se esses ventiladores são superdimensionados e propor uma redução das dimensões dentro dos critérios de segurança.

Devido ao amplo uso na indústria nas áreas de geração de energia, siderurgia, processos petroquímicos e em muitas outras, será tomado como objeto de estudo o ventilador centrífugo.

3 Fundamentação teórica

3.1 Conceitos sobre simulação numérica

Ao buscar a definição da palavra *simulação* encontra-se "emprego de formalizações em computadores, tais como expressões matemáticas ou especificações mais ou menos formalizadas, com o propósito de imitar um processo ou operação do mundo real; análise de um problema nem sempre sujeita a direta experimentação, pelo uso de um artifício de simulação".

Ainda, *simulador* é "o que simula; especificamente uma ferramenta, que possibilita ao operador reproduzir ou representar, sob condições de teste, um fenômeno, assim como acontece em seu desempenho real".

Para uma compreensão mais completa do que é simulação, precisa-se também conhecer as definições de sistemas e modelos. Um sistema é um conjunto

de elementos distintos, que exercem entre si uma interação ou interdependência. Por natureza, os sistemas são limitados, ou seja, devem-se definir limites ou fronteiras. Portanto, pode-se definir sistemas dentro de outros sistemas, e assim por diante.

Um modelo, segundo Hillier e Liebermann (1988), é uma representação de um sistema real, na qual somente os aspectos relevantes para uma determinada análise deste sistema são considerados. A simulação é, assim, a técnica de fazer experimentos amostrais no modelo de um sistema de maneira mais conveniente com redução de tempo e gastos.

Segundo Chase e Aquilano (1989), estas definições são, de alguma maneira, incompletas. Talvez o melhor caminho para definir e entender simulação é considerando-a em duas partes. Primeiro, deve haver um *modelo* do que se quer que seja simulado. Existem várias classificações de modelos, mas os tipos mais comuns são: físicos (por exemplo, modelo de avião), esquemáticos (diagramas de circuitos elétricos) e simbólicos (programa de computador ou modelo matemático que represente um caixa de banco ou uma máquina).

Na simulação computacional o maior interesse está nos modelos simbólicos usados para representar um sistema real em um computador. O principal ponto a ser considerado é que um modelo é criado para representar alguma coisa (AHZI et al, 2008).

A segunda parte a ser considerada é mover o modelo ao longo do tempo. Simulação traz "vida" ao modelo fornecendo-lhe uma série de ações, observando a sua reação com o ambiente.

Segundo Al-Momani et al (2008), a previsão do comportamento das matrizes por meio de simulação numérica é uma importante ferramenta de projeto, pois permite a diminuição do número de testes práticos necessários, antes da finalização e entrega ao cliente. A simulação possibilita, ainda, a previsão das zonas críticas de deformação das peças, permitindo que modificações sejam feitas nas matrizes ou mesmo no produto, ainda na fase de projeto.

Além disso, soluções analíticas ou experimentais que possam facilmente descrever todos os possíveis caminhos de deformação para este tipo de operação são praticamente impossíveis.

3.2 Método de elementos finitos para o cálculo de tensões

Os ventiladores centrífugos estão sujeitos a tensões estáticas causadas por forças constantes que atuam em seus componentes. A pressão do ventilador origina pressões estáticas no motor e na carcaça, enquanto a força e momento centrífugos originam pressões estáticas com a velocidade constante do motor em operação.

O uso dos computadores para a análise de tensões com elementos finitos é de fundamental importância (LEWIS, 1974), e uma correta interpretação dos resultados obtidos baseada na literatura é imprescindível para o desenvolvimento de um bom estudo.

O comportamento dinâmico do ventilador também pode ser estudado pelo método dos elementos finitos (MEF) para a determinação de frequências naturais e modos de vibração do rotor, assim como a análise de transferência de calor e distribuição de temperaturas.

Graves acidentes podem ser causados pela falha de algum componente do ventilador, como a palheta; muitos operam com gases tóxicos e o surgimento de uma trinca, por exemplo, provocaria um vazamento e riscos para pessoas. Além disso, danos no ventilador e a sua inoperância durante o período de reparo pode implicar na interrupção de produção e de prejuízos. E é neste contexto que o MEF se insere como uma ferramenta de estudo do comportamento do rotor e prevenção de acidentes, ou previsão de manutenção da máquina.

Como já foi citado anteriormente, o MEF permitirá no presente trabalho verificar a existência de um super dimensionamento estrutural e o levantamento de uma proposta de redução das dimensões sob critérios de segurança.

As Figuras 8 e 9 mostram lâminas rompidas em operação de trabalho e o modelo de uma pá em elementos finitos, respectivamente.



Figura 8 – Pás rompidas (WITEK, 2009).



Figura 9 – Modelo em elementos finitos de uma pá (WITEK, 2009).

Kermanpur (2008) ainda mostra o resultado da análise de falha de uma pá com MEF ao lado da pá real com uma fratura, como mostra a Figura 10 a seguir.

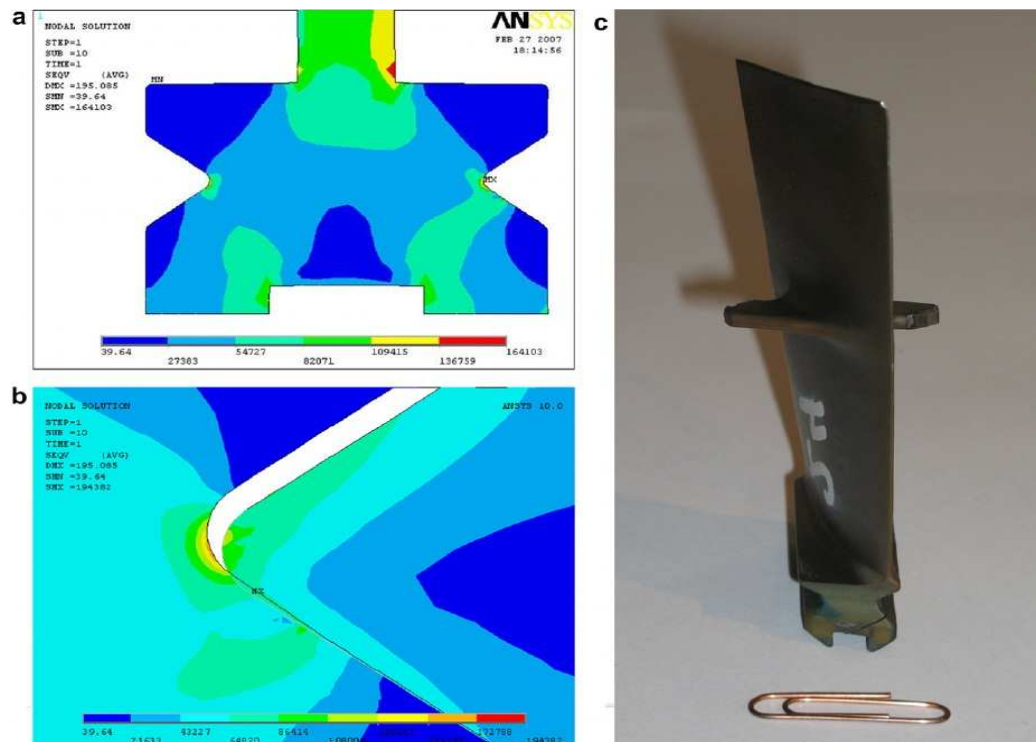


Figura 10 – (a) resultados simulados da distribuição de tensão de Von Mises na pá, (b) região de contato entre o disco e a pá, (c) fotografia da trinca real na base da pá (KERMANPUR, 2008).

3.3 Abaqus

O ABAQUS é um software para análise de elementos finitos que possui aplicações em muitas áreas da engenharia.

Após a geração de uma malha que represente significativamente o modelo em estudo, definiram-se propriedades do material utilizado (aço 1020), condições de contorno correspondentes ao giro do eixo que propulsiona o rotor e carregamento indicando a ação da força centrífuga em todo o modelo. Em seguida, fez-se uma simulação estática do funcionamento do ventilador para a visualização das tensões atuantes no modelo.

Para a definição desses parâmetros, visualização de resultados e uso de dados de entrada existem módulos específicos no Abaqus que estão descritos no Apêndice A.

3.4 Tipos de simetria

Um aspecto importante no comportamento do sistema é a consideração de simetria. Quando aplicado, esse procedimento ajuda a diminuir o tamanho do problema, tornando-o mais simples de modelar e analisar, gastando-se menos tempo de uma forma geral (ABAQUS v.6.10).

Os tipos de simetria são:

Axissimetria: Um sólido é dito axissimétrico quando sua geometria, carregamento e condições de vínculo são todas simétricas em relação a um eixo determinado da estrutura.

Simetria especular (reflexiva): Este tipo de simetria ocorre quando a geometria, carregamento e condições de apoio do modelo são simétricas em relação a um ou mais eixos. A condição de contorno no plano de simetria é imposto, restringindo-se todo e qualquer grau de liberdade fora do plano.

Simetria cíclica: Neste caso, há um número finito de setores com iguais condições de comportamento, em torno de um eixo de rotação. Assim, modela-se apenas um dos setores e compatibiliza-se os deslocamentos em ambas as superfícies de fronteira com os outros setores.

Simetria repetitiva: Neste caso, o modelo pode ser concebido com apenas uma parte de setor que se repete em termos de comportamento, geometria e carregamento.

3.5 Caracterização dos elementos segundo o ABAQUS

Para diversas aplicações, o Método dos Elementos Finitos utiliza vários tipos diferentes de elementos, cada um com suas aproximações e funções características, que possibilitam uma solução apropriada para cada situação a ser estudada (simulada) (MARYA et al, 2005).

Uma formulação de elemento refere-se à teoria matemática usada para definir o comportamento do elemento. Todos os elementos do ABAQUS, que são do tipo tensão/deslocamento, estão baseados na descrição de comportamento Lagrangiana ou Euleriana. Na alternativa Euleriana, ou espacial, a descrição dos elementos é fixada no espaço, com o material fluindo através dele, e é utilizado comumente em simulações de mecânica dos fluidos (MARYA et al, 2005).

Para acomodar diferentes tipos de comportamento, alguns tipos de elementos incluem várias formulações diferentes. Por exemplo, os elementos de casca possuem três classes: uma satisfatória para análises de casca com propósito geral, outra para cascas finas e ainda outra para cascas espessas. Na Figura 11 pode-se ver alguns dos tipos de elementos mais utilizados para análises de tensões.

Alguns tipos de elemento tem uma formulação padrão, assim como algumas formulações alternativas, como, por exemplo, a formulação híbrida (para lidar com comportamentos incompressíveis ou inextensíveis). O ABAQUS utiliza a formulação de massa agrupada para elementos de baixa ordem. Como consequência, o segundo momento de inércia de massa pode divergir dos valores teóricos, especialmente para malhas pobres (ABAQUS v.6.10).

O ABAQUS utiliza uma técnica numérica para integrar várias quantidades sobre o volume de cada elemento, permitindo, desta forma, uma generalidade completa do comportamento do material. Utilizando a quadratura Gaussiana para os elementos, a resposta do material é avaliada em cada ponto de integração em cada elemento.

Quando se utiliza elemento contínuo, deve-se escolher entre integração total ou reduzida, escolha essa que pode ter um efeito significativo na precisão do elemento para um dado problema (ABAQUS v.6.10).

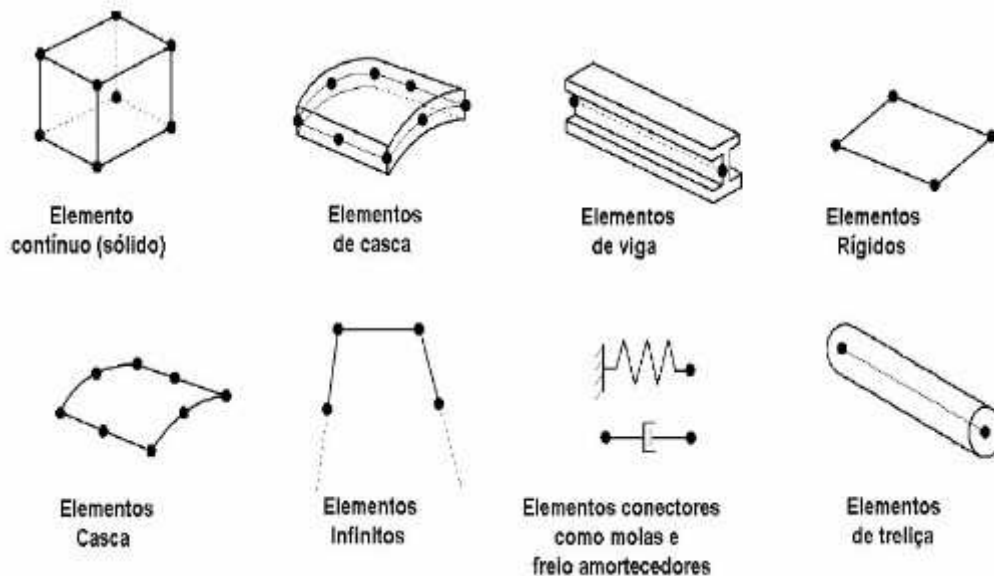


Figura 11 – Elementos típicos utilizados para análise de tensões (ABAQUS 6.10).

Deslocamentos ou outros graus de liberdade são calculados em um nó do elemento. Em qualquer outro ponto no elemento, o deslocamento é obtido por interpolação dos deslocamentos nodais. Geralmente, a ordem de interpolação é determinada pelo número de nós utilizado no elemento. Os elementos que tem nós somente em seus vértices, tal como o *brick* de 8 nós mostrado na Figura 12, usam interpolação linear em cada direção.

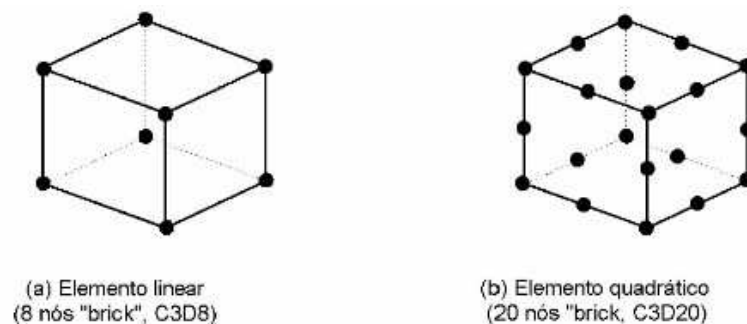


Figura 12 – Elementos BRICK, linear e quadrático (ABAQUS 6.10).

3.6 Elementos sólidos e de casca

Os elementos sólidos triangulares, tetraédricos e prismáticos são sempre utilizados nos casos de análises do tipo tensão/deslocamento, onde a geometria envolvida é complexa, permitindo com isto que a malha seja a mais próxima possível da geometria real (BARISIC et al, 2008). Na Figura 13 pode-se ver esses elementos com a convenção de numeração de nós utilizada no ABAQUS. Os nós dos vértices são numerados primeiro, seguidos então pelos nós do meio, para elementos de segunda ordem.

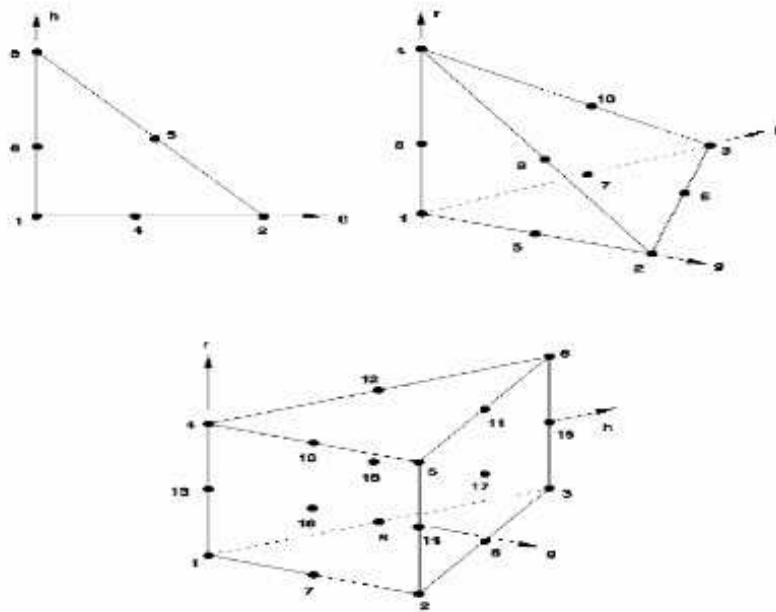


Figura 13 – Elementos mestres isoparamétricos (ABAQUS 6.10).

Os elementos de casca (“shell”) são usados para modelar estruturas em que a espessura é significativamente menor do que as outras dimensões, e representam comportamento de membrana e flexão (BOPHE, 2004). Os elementos convencionais usam essa condição para discretizar o corpo definindo a geometria em uma superfície de referência. Neste caso, a espessura é definida através da definição da propriedade da seção. Possuem graus de liberdade rotacional e de deslocamento.

Em contraste, os elementos de casca contínuos discretizam todo o corpo 3D, e possuem apenas o deslocamento como grau de liberdade. Do ponto de vista de modelamento, esses elementos se parecem com sólidos contínuos 3D, mas seu comportamento cinemático e constitutivo é similar aos elementos de casca convencionais (ABAQUS 6.10).

A Figura 14 mostra uma comparação entre as duas categorias de elementos de casca.

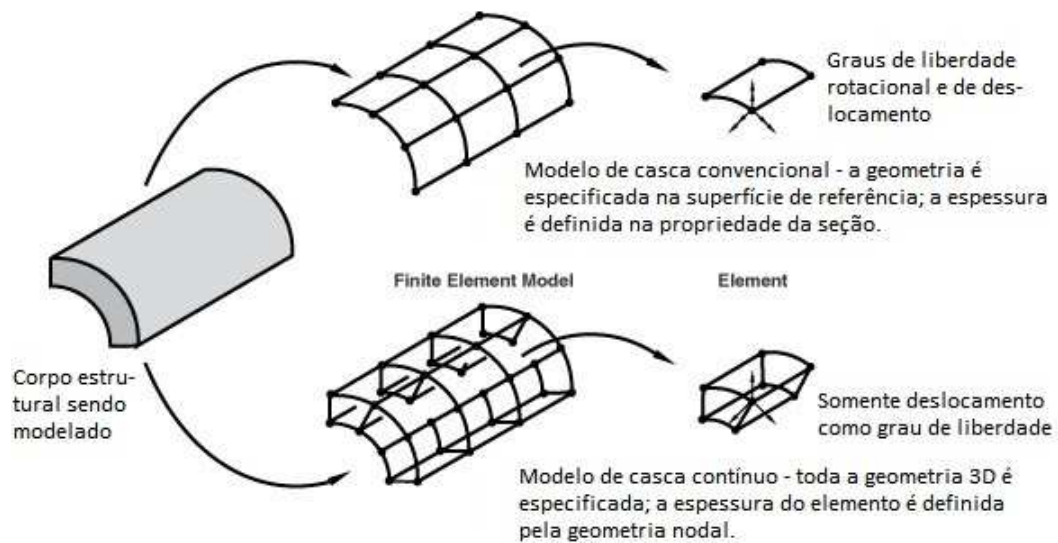


Figura 14 – Elementos de casca (“shell”). Adaptado de (ABAQUS 6.10).

Bophe (2004) usa a definição de elemento de casca convencional para representar seu modelo, como mostra a Figura 15.

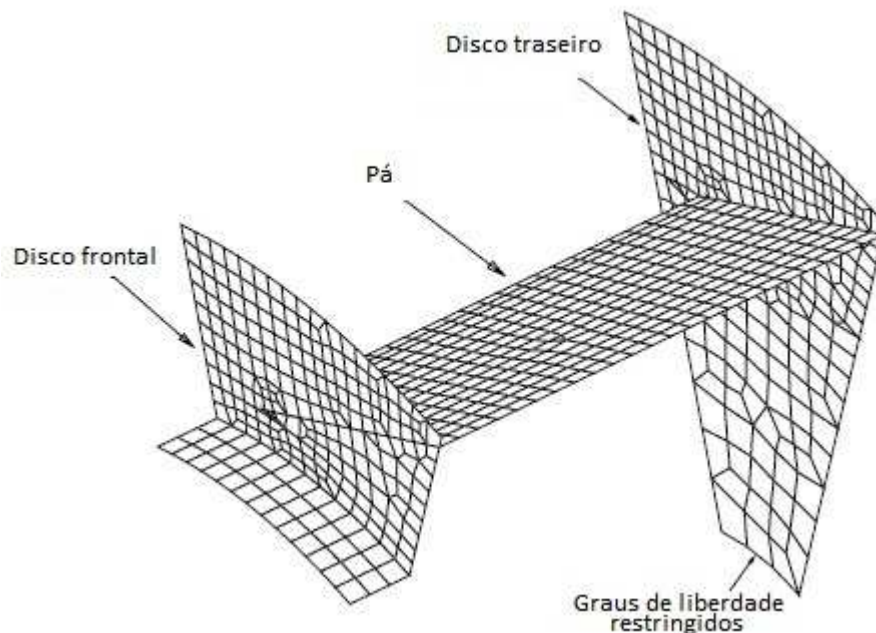


Figura 15 – Representação de ventilador em elementos de casca convencional. Adaptado de (BOPHE, 2004).

3.7 Malha de elementos

A malha, como é conhecida, é o conjunto de elementos e nós utilizados na discretização de um modelo geométrico, para o cálculo com o método de elementos finitos (SÖDERBERG, 2006).

O processo de geração de malha em um modelo é algo de fundamental importância para se definir o nível de precisão dos resultados a serem obtidos. Quanto maior o número de elementos e nós, maior é a precisão do resultado. A malha deve se ajustar da melhor forma possível ao formato geométrico do modelo da peça estudada.

Entretanto, a sua densidade pode variar localmente, conforme a necessidade geométrica. Isto significa que, em regiões com detalhes muito pequenos, é necessária uma densidade maior da malha para melhor representá-la.

Quando se trata de ruptura, a região mais provável a sofrer-lá deve sempre ter um bom refinamento na malha, pois a precisão das tensões obtidas na região deve ser a melhor possível. Ao mesmo tempo, estas regiões costumam ter geometrias mais complexas, o que reforça a necessidade de se ter uma malha refinada nesta região, pois a densidade da malha afeta consideravelmente os resultados de deformação (MARCONDES et al, 2008).

3.8 Conceitos sobre critérios de falhas

Geralmente há o confronto com duas tarefas distintas. A primeira tarefa é analisar o comportamento de projetos propostos, submetidos a carregamentos especificados. Para elementos estruturais simples, pode-se usar as equações básicas para calcular tensão e deformação. Para elementos estruturais mais complexos, costuma-se utilizar o Método dos Elementos Finitos para obtenção da distribuição de tensões e deformações. Em alguns casos particulares, as soluções podem ser obtidas pela teoria da elasticidade ou a teoria de placas e cascas. A segunda tarefa é determinar que valores de tensão e/ou deformação levarão à falha do objeto sendo projetado (LAI et al, 2007).

Segundo Klingenberg e Singh (2003), se um ensaio de tração é realizado em um corpo de prova de um material dúctil, pode-se dizer, para fins de projeto do

objeto, que o corpo de prova falha quando a tensão axial atinge a tensão de escoamento σ_y , ou seja, o critério de falha é o escoamento. Se o corpo de prova for feito de um material frágil, o critério de falha comum é a fratura frágil no limite de resistência à tração, σ_u .

Mas um elemento estrutural está, invariavelmente, submetido a um estado de tensão multiaxial, para o qual é mais difícil se prever que valor de tensão causa a falha do mesmo (LAI et al, 2007).

Um ensaio de tração é feito usando os procedimentos descritos nas normas de ensaios de materiais e os resultados estão disponíveis para diversos materiais. Porém, para se aplicar os resultados de um ensaio de tração (ou ainda de um ensaio de compressão ou de torção) a um elemento que esteja submetido a um carregamento multiaxial, é necessário considerar o mecanismo real de falha, ou seja, a falha foi causada por que a tensão normal máxima, a tensão cisalhante máxima, a energia de deformação ou alguma outra variável atingiu seu valor crítico (HAMBLI, 2002).

De acordo com o ASM HANDBOOK (1993a a 1993b), no ensaio de tração, o critério para falha pode ser facilmente enunciado em termos da tensão (trativa) principal σ_1 , mas para a tensão multiaxial devemos considerar a causa real da falha e dizer que combinações de tensão irão acarretar falha do elemento em estudo.

Desta forma, duas teorias de falha serão consideradas, que aplicam a materiais que se comportam de modo dúctil, ou seja, a materiais que atingem o escoamento antes de fraturar. Para a tensão plana, as teorias de falha são expressas em termos das tensões principais, σ_1 e σ_2 . Para o estado triaxial de tensões, σ_1, σ_2 e σ_3 são usadas.

3.8.1 Teoria da Tensão Cisalhante Máxima – Teoria de Tresca

Segundo o ASM HANDBOOK (1993a a 1993b) quando uma chapa de um material dúctil, como aço carbono, é ensaiada à tração, observa-se que o mecanismo que é realmente responsável pelo escoamento é o deslizamento, ou seja, cisalhamento ao longo dos planos de tensão cisalhante máxima, a 45° em relação ao eixo do elemento.

O escoamento inicial está associado ao aparecimento da primeira linha de deslizamento na superfície do corpo de prova e, conforme a deformação aumenta, mais linhas de deslizamento aparecem, até que todo o corpo de prova tenha escoado. Se este deslizamento for considerado o mecanismo real de falha, então a tensão que melhor caracteriza esta falha é a tensão cisalhante nos planos de deslizamento. A Figura 16 mostra o círculo de Mohr de tensão para este estado de tensão uniaxial, indicando que a tensão cisalhante nos planos de deslizamento tem um valor de $\sigma_y/2$. Deste modo, se for postulado que em um material dúctil, sob qualquer estado de tensão (uniaxial, biaxial ou triaxial), a falha ocorre quando a tensão cisalhante em qualquer plano atinge o valor de $\sigma_y/2$, então o critério de falha para a teoria da tensão cisalhante máxima pode ser enunciado como

$$\tau_{abs_{max}} = \frac{\sigma_y}{2} \quad (1)$$

onde σ_y é o limite de escoamento, determinado por um ensaio de tração simples.

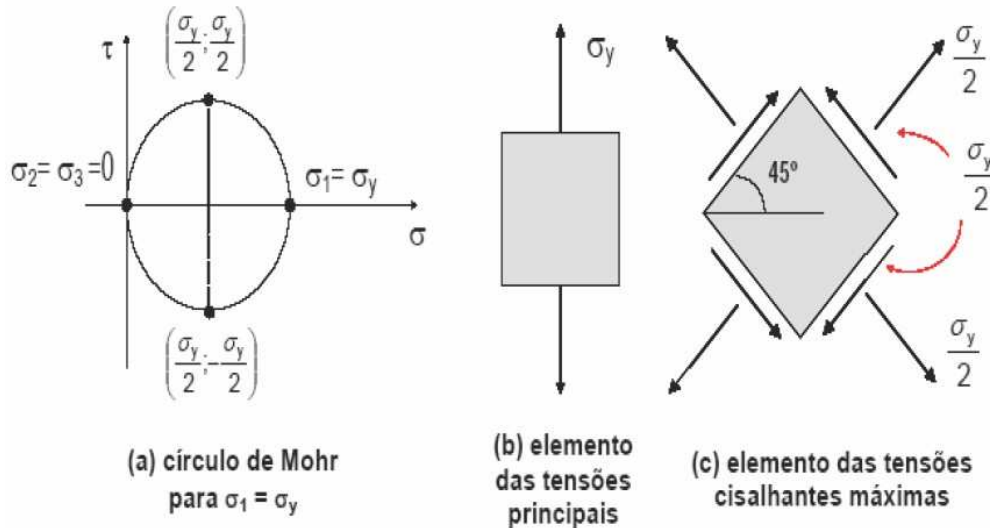


Figura 16 – Tensões principais e cisalhantes máximas – Ensaio de tração uniaxial (ASM HANDBOOK, 1993A a 1993B).

Sabendo-se que a equação da tensão cisalhante é dada pela eq.(2), obtém-se a eq.(3) do limite de escoamento.

$$\tau_{abs\max} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min} = \sigma_y \quad (3)$$

onde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = tensão principal máxima.

σ_{min} = tensão principal mínima.

Para o caso de tensão plana, o critério de falha da tensão cisalhante máxima pode ser enunciado em termos das tensões principais que atuam no plano, σ_1 e σ_2 , como se segue. Quando as tensões principais 1 e 2 tem o mesmo sinal, tem-se,

$$|\sigma_1| = \sigma_y \text{ se } |\sigma_1| \geq \sigma_2 \quad (4)$$

$$|\sigma_2| = \sigma_y \text{ se } |\sigma_2| \geq \sigma_1$$

As equações acima podem ser representadas graficamente como mostra a Figura 17.

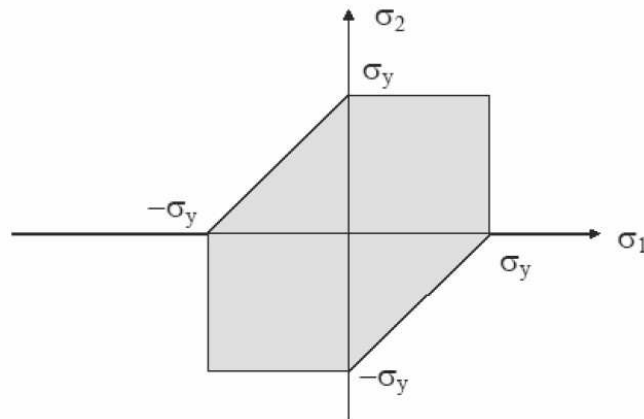


Figura 17 – Hexágono de falha para a teoria da tensão Cisalhante Máxima (em tensão plana) (ASM HANDBOOK, 1993A a 1993B)

Para um elemento sob tensão plana, o estado de tensão em todos os pontos do corpo pode ser representado por um ponto de tensão (σ_1, σ_2) no plano σ_1 - σ_2 , como indicado na figura anterior. Se o estado de tensão para qualquer ponto no corpo corresponde a um ponto de tensão que se situe fora do hexágono da figura, ou em sua fronteira, diz-se que ocorreu a falha, de acordo com a teoria da tensão cisalhante máxima (ASM HANDBOOK, 1993a a 1993b).

3.8.2 Teoria da Energia de Distorção Máxima– Teoria de Von Mises

O ASM HANDBOOK (1993a a 1993b) expõe que, embora a teoria da tensão cisalhante máxima forneça uma hipótese razoável para o escoamento em materiais dúcteis, a teoria da energia de distorção máxima se correlaciona melhor com os dados experimentais e, deste modo, é geralmente preferida. Nesta teoria, considera-se que o escoamento ocorre quando a energia de distorção por unidade de volume de um corpo sob carregamento multiaxial for igual ou menor que a energia de distorção por unidade de volume em um corpo de prova de tração.

Considere a energia de deformação armazenada em um elemento de volume, como mostrado na Figura 18.

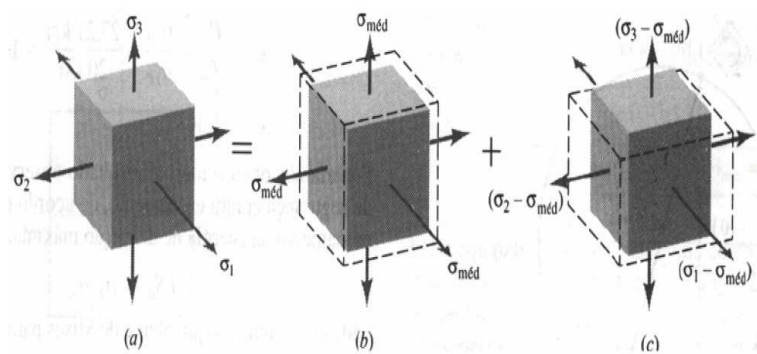


Figura 18 – (a) Estado triaxial de tensões (b) Variação de volume (c) Distorção
(ASM HANDBOOK, 1993A a 1993B)

A densidade de energia de deformação devida ao carregamento multiaxial é dada pela eq.(5), que pode ser escrita, usando os três eixos principais, na forma

$$U_0 = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad (5)$$

Combinando-se esta equação com a Lei de Hooke, obtém-se

$$U_0 = \frac{1}{2E} \cdot [(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - 2(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)] \quad (6)$$

A primeira parcela desta energia de deformação está associada à variação de volume do elemento, enquanto a segunda está associada à variação de forma, ou seja, à distorção. A variação de volume é produzida pela tensão média, como ilustrado na Figura 16(b).

$$\sigma_{média} = \frac{1}{3} \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (7)$$

As tensões resultantes mostradas na Figura 16(c) produzem distorção sem qualquer variação no volume. Ensaios mostram que materiais não escoam quando estão submetidos a pressões hidrostáticas (tensões iguais em todas as direções – estado de tensão hidrostático - Figura 16(b)) de valores extremamente altos. Assim, postulou-se que as tensões que realmente causam escoamento são as tensões que produzem distorção. Esta hipótese constitui o critério de escoamento (de falha) da energia de distorção máxima, que enuncia:

“O escoamento de um material dúctil ocorre quando a energia de distorção por unidade de volume iguala ou excede a energia de distorção por unidade de volume quando o mesmo material escoar em um ensaio de tração simples.” (ASM HANDBOOK, 1993a a 1993b).

Quando as tensões da Figura 16(c), que causam distorção, são substituídas na eq.(6), obtém-se a seguinte expressão para a densidade de energia de distorção:

$$U_d = \frac{1}{12G} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] \quad (8)$$

Na expressão acima, usou-se também a relação $E = 2G(1 + \nu)$.

A densidade de energia de distorção em um corpo de prova de tração na tensão limite de escoamento, σ_y , é

$$(U_d)_y = \frac{1}{6G} \cdot \sigma_y^2 \quad (9)$$

pois $\sigma_1 = \sigma_y$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Deste modo, o escoamento ocorre quando a energia de distorção para um carregamento geral, dado pela eq.(8), iguala ou excede o valor de $(U_d)_y$ na eq.(9). Assim, o critério de falha da energia de distorção máxima pode ser enunciado em termos das três tensões principais como:

$$\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] = \sigma_y^2 \quad (10)$$

Em termos das tensões normais e das tensões cisalhantes em três planos arbitrários mutuamente ortogonais, pode-se mostrar que o critério de falha da energia de distorção máxima tem a seguinte forma (ASM HANDBOOK, 1993a a 1993b) :

$$\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right] = \sigma_y^2 \quad (11)$$

Para o caso de tensão plana, a expressão correspondente para o critério de falha da energia de distorção máxima pode ser facilmente obtida da eq.(10), fazendo-se $\sigma_3 = 0$. Tem-se, então,

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 = \sigma_y^2 \quad (12)$$

Esta é a equação de uma elipse no plano $\sigma_1 - \sigma_2$, como mostrado na Figura 19. Com o propósito de comparação, o hexágono de falha para a teoria de escoamento da tensão cisalhante máxima também está mostrado, em linhas tracejadas. Nos seis vértices do hexágono, as duas teorias de falha coincidem, ou seja, ambas as teorias predizem que o escoamento ocorrerá se o estado de tensão (plano) em um ponto corresponde a qualquer um destes seis estados de tensão. Por outro lado, a teoria da tensão cisalhante máxima dá uma estimativa mais conservadora (ou seja, um valor menor) para as tensões necessárias para produzir escoamento, pois o hexágono se situa sobre ou dentro da elipse (ASM HANDBOOK, 1993a a 1993b).

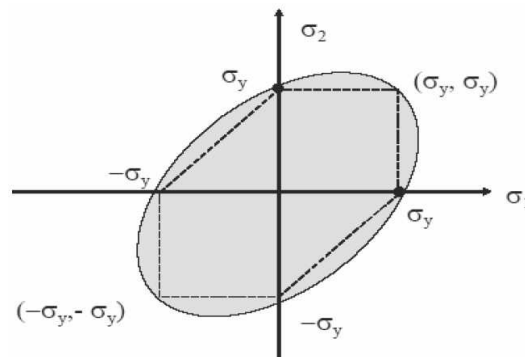


Figura 19 – Elipse de falha para a teoria da energia de distorção máxima (tensão plana) (ASM HANDBOOK, 1993A a 1993B)

Segundo ASM HANDBOOK (1993a a 1993b) um modo conveniente de aplicar a teoria da energia de distorção máxima é tirar a raiz quadrada dos termos do lado esquerdo da eq.(10) ou da eq.(11) para obter uma quantidade equivalente de tensão, que é chamada de tensão equivalente de Von Mises. Qualquer uma das duas equações a seguir pode ser usada para calcular a tensão equivalente de Von Mises, σ_{VM} :

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

ou

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

Em coordenadas cilíndricas, tem-se ainda que $\sigma_1 = \sigma_\theta$, $\sigma_2 = \sigma_r$ e $\sigma_3 = \sigma_z$.

Para o caso de tensão plana, as expressões correspondentes para a tensão equivalente de Von Mises podem ser facilmente obtidas da eq.(13) e eq.(14), fazendo-se ou $\sigma_3 = 0$ ou $\sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{xz} = 0$.

Comparando-se o valor da tensão de Von Mises, em qualquer ponto, com o valor da tensão de escoamento em tração, σ_{yield} , pode-se determinar se o escoamento ocorre de acordo com a teoria de falha da energia de distorção máxima. Deste modo, a tensão equivalente de Von Mises é largamente utilizada quando as tensões calculadas são apresentadas em tabelas ou na forma de gráficos coloridos de tensão.

Segundo Wu (2008), em qualquer momento da análise o vetor de tensão do material é dado por uma equação escalar, que assume que a deformação plástica equivalente no início do dano é uma função da relação entre a pressão hidrostática p e a tensão de Von Mises q , sendo este o critério de falha dúctil utilizado no ABAQUS. Essa equação é,

$$T = -\frac{p}{q} \quad (15)$$

Onde,

T - fator de tensão triaxial;

p - pressão hidrostática;

q - tensão de Von Mises;

T- - fator de tensão triaxial na compressão;

T+ - fator de tensão triaxial na tração.

Este modelo é baseado no valor da deformação plástica equivalente no ponto de integração do elemento e a falha é indicada quando o parâmetro de dano ω excede o valor 1. O parâmetro de dano ω é definido por

$$\omega = \frac{\epsilon_0^{pl} + \sum \Delta \epsilon^{pl}}{\epsilon_f^{pl}} \quad (16)$$

Onde,

ϵ_0^{pl} - deformação inicial no início da falha;

$\sum \Delta \epsilon^{pl}$ - incremento da deformação plástica;

ϵ_f^{pl} - deformação final.

A tensão hidrostática p e a tensão equivalente q , em termos de suas componentes principais, são formuladas por:

$$p = \frac{1}{3} \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (17)$$

e

$$q = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

3.9 Método analítico para o cálculo de tensões em discos girantes

Como já mencionado anteriormente, um disco girando está sujeito a tensões induzidas pela aceleração centrípeta.

Considera-se um disco fino; as tensões radiais e circunferenciais são tomadas como constantes ao longo de sua espessura e a tensão σ_z na direção axial do disco é nula.

O problema é axissimétrico e considera-se o equilíbrio de um pequeno segmento do disco, como mostra a Figura 20.

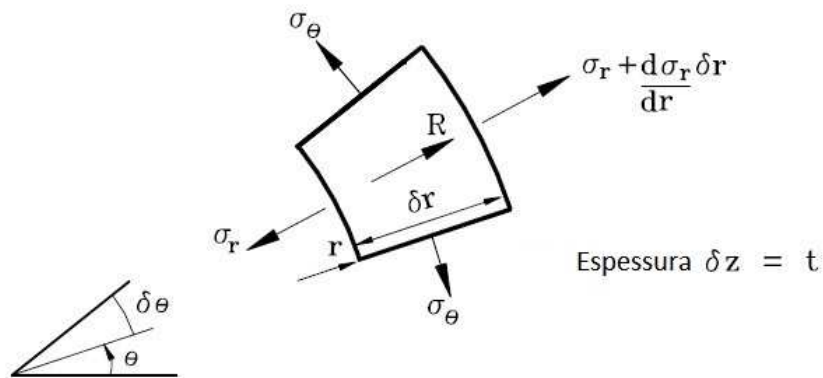


Figura 20 – Elemento infinitesimal de um disco. Adaptado de (DEN HARTOG, 1952).

Seja R a força centrípeta, ω a velocidade angular do disco suposta constante e ρ a densidade do material. Define-se:

$$R = mr\omega^2 = \rho r \delta\theta \delta r t \cdot r\omega^2$$

$$R = \rho\omega^2 r^2 t \delta r \delta\theta \quad (19)$$

Para o equilíbrio na direção radial, tem-se:

$$\left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} \delta r\right)(r + \delta r)\delta\theta t - \sigma_r r \delta\theta t - 2\sigma_\theta \delta r t \frac{\delta\theta}{2} + \rho\omega^2 r^2 t \delta r \delta\theta = 0$$

No limite, a equação torna-se:

$$\frac{r d\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_\theta + \rho\omega^2 r^2 = 0 \quad (20)$$

As equações de deformação, para $\sigma_z = 0$, são:

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_\theta) \quad (21)$$

$$\epsilon_\theta = \frac{u}{r} = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \nu\sigma_r) \quad (22)$$

$$\epsilon_z = -\frac{\nu}{E}(\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (23)$$

Sendo ν o coeficiente de Poisson e $u = u(r)$ o deslocamento radial dos pontos do disco.

Com as eqs.(20) e (21), tem-se:

$$\sigma_r = \left(\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (24)$$

$$\sigma_\theta = \left(\nu \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} \right) \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (25)$$

Substituindo as eqs.(23) e (24) na (19), tem-se:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} + \frac{(1 - \nu^2)}{E} \rho \omega^2 r = 0$$

A solução dessa equação diferencial toma a seguinte forma:

$$u(r) = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{(1 - \nu^2)}{E} \frac{\rho \omega^2}{8} r^3 \quad (26)$$

Onde C_1 e C_2 são constantes a serem determinadas.

Assim, chega-se às seguintes tensões:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} - \frac{(3 + \nu)}{8} \rho \omega^2 r^2 \quad (27)$$

$$\sigma_\theta = A + \frac{B}{r^2} - \frac{(1 + 3\nu)}{8} \rho \omega^2 r^2 \quad (28)$$

Onde as constantes A e B são obtidas de acordo com as condições de contorno do problema.

Para a comparação da solução em elementos finitos com a resposta analítica, deve-se considerar para o cálculo dessas constantes um disco com um furo central e espessura uniforme, não havendo deslocamento na direção radial no raio interno devido ao acoplamento do ventilador ao eixo motor rígido, e tampouco pressão sobre a superfície do raio externo ($r_i \leq r \leq r_o$).

Assim, como condições de contorno, tem-se que $u(r_i) = 0$ e $\sigma_r(r_o) = 0$ (ALEXANDROVA et al, 2006).

Tomando essas considerações nas eqs.(24), (26) e (27), tem-se:

$$A = \frac{C_1 E}{1 - \nu} = \rho \omega^2 (1 + \nu) \left[r_i^2 - \left(\frac{1}{(1 - \nu) r_i^2} \right) \left(\frac{(1 + \nu) r_i^2 - \frac{(3 + \nu)}{8} r_o^2}{\frac{(1 + \nu)}{(1 - \nu) r_i^2} + \frac{1}{r_o^2}} \right) \right] \quad (29)$$

$$B = \frac{C_2 E}{1 - \nu} = \rho \omega^2 \frac{\left[(1 + \nu) r_i^2 - \frac{(3 + \nu)}{8} r_o^2 \right]}{\frac{(1 + \nu)}{(1 - \nu) r_i^2} + \frac{1}{r_o^2}} \quad (30)$$

Substituindo A e B nas eqs.(27) e (28) tem-se os valores de σ_r e σ_θ para um disco com furo central acoplado a um eixo-motor rígido e submetido, assim, à ação de uma força centrípeta.

4 Modelos e Análises

4.1 Modelo físico

O modelo do ventilador centrífugo considerado pode ser visto nas Figuras 21 e 22, assim como vistas em corte nas Figuras 23 e 24; ele possui 1775 mm de diâmetro externo, 120mm de diâmetro interno, 156 mm de distância entre os discos e espessura da pá de 6,5 mm.

A velocidade de operação em regime é de 1275 rpm e foi considerado como material o aço 1020, com propriedades mostradas na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades do aço 1020.

Módulo de elasticidade E (GPa)	Poisson ν	Densidade ρ (kg/m ³)	Tensão de escoamento σ_e (MPa)
210	0,29	7870	350

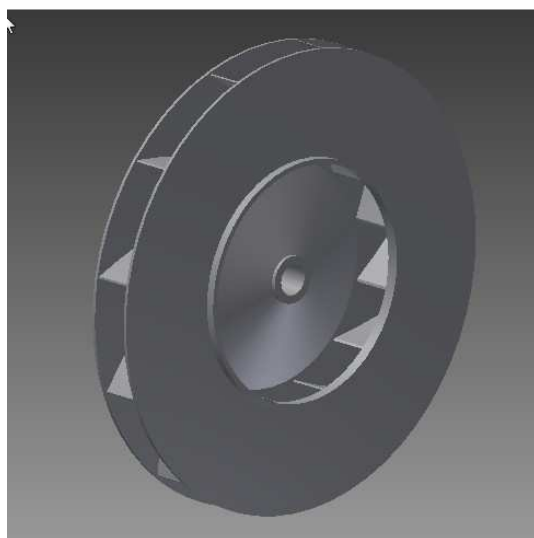


Figura 21 – Modelo físico do ventilador centrífugo considerado.

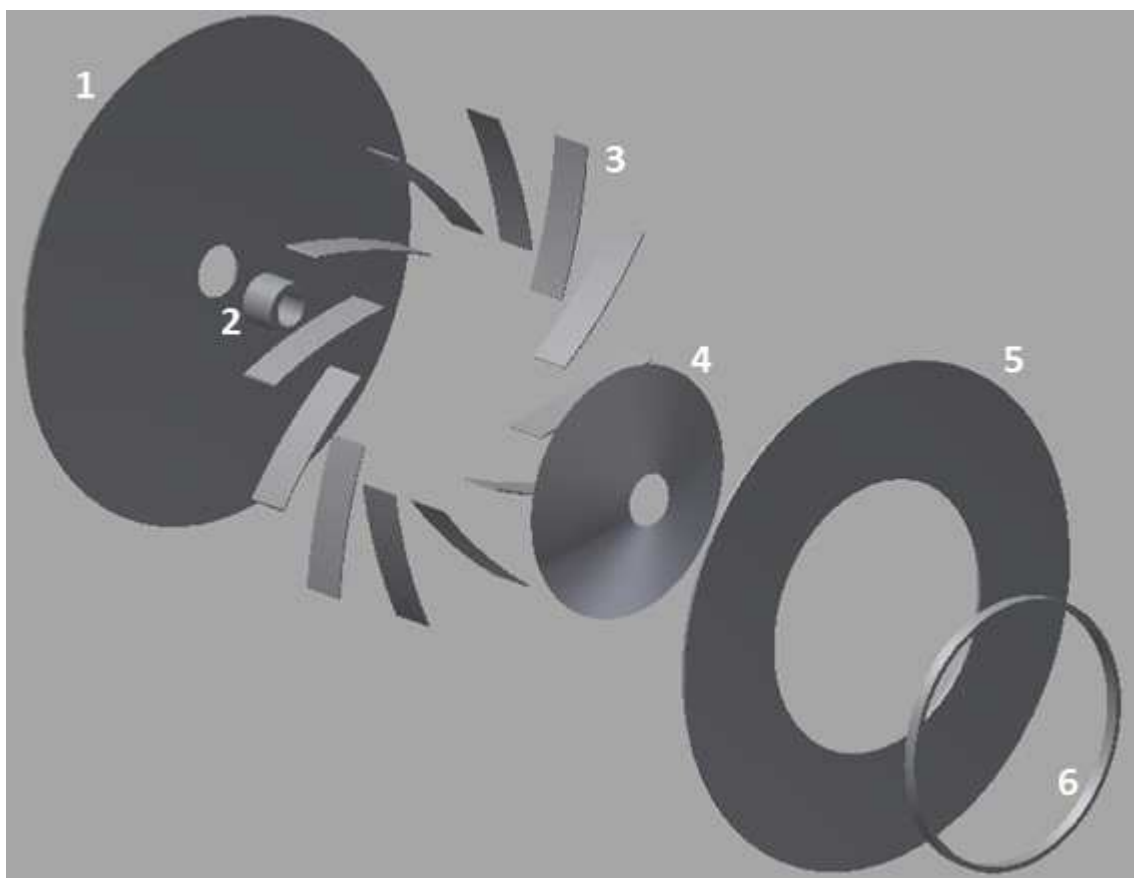


Figura 22 – Partes do modelo físico do ventilador centrífugo segundo a legenda da Tabela 2.

Tabela 2 – Partes do ventilador centrífugo.

Parte	Nome
1	Disco traseiro
2	Cilindro oco
3	Pás
4	Cone
5	Disco frontal
6	Anel

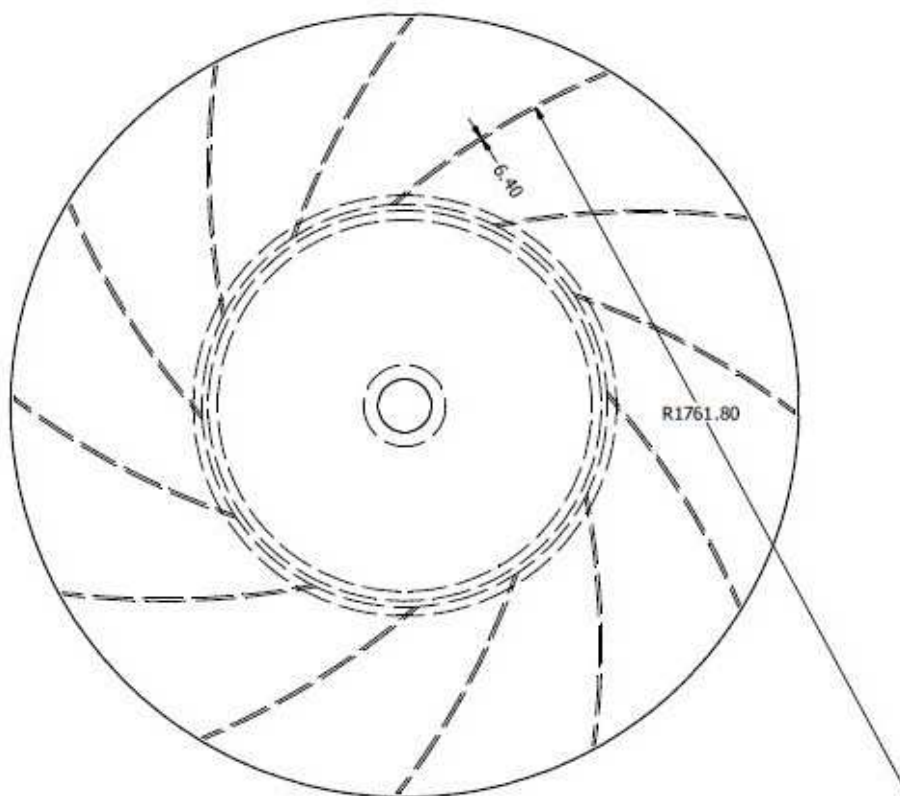
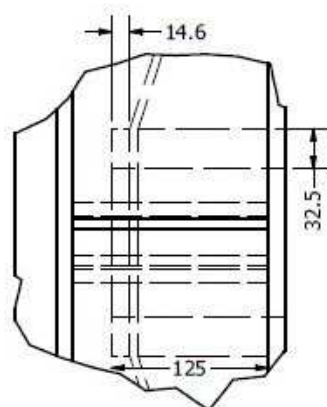
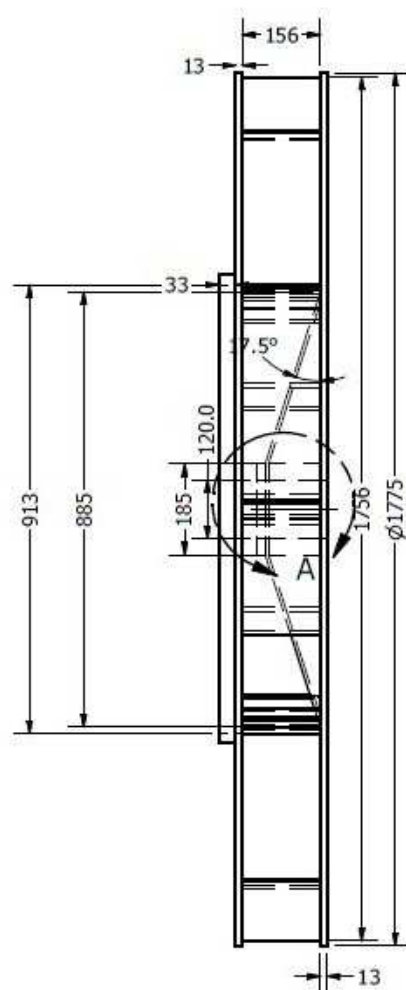


Figura 23 – Corte frontal do ventilador centrífugo com dimensões em mm.



DETALHE A
ESCALA 1/4

Figura 24 – Corte transversal do ventilador centrífugo com as dimensões em mm.

4.2 Malha

Conforme já mencionado na seção 3.6, para estruturas complexas elementos tetraédricos costumam ser utilizados em malhas para representar a superfície real da maneira mais próxima possível.

A Figura 25 mostra uma malha com 115884 elementos do tipo C3D4.

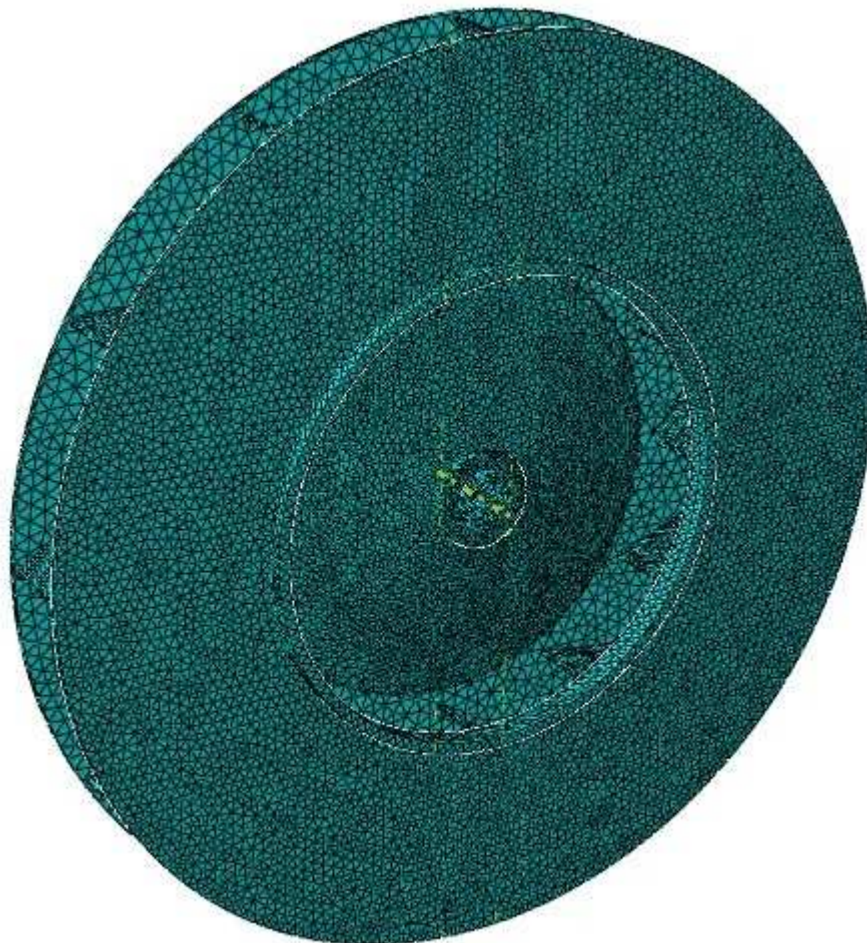


Figura 25 – Malha do ventilador em estudo com elementos do tipo C3D4.

Contudo, os elementos tetraédricos são muito mais rígidos se comparados com elementos hexaédricos, além de apresentarem convergência mais lenta com o refinamento da malha, o que é um problema para elementos tetraédricos de primeira ordem. Caso seja necessário usá-los, uma malha extremamente refinada deve ser feita para se obterem resultados suficientemente precisos.

Desta forma, criou-se também uma malha com 44644 elementos hexaédricos do tipo C3D8R, como mostra a Figura 26.

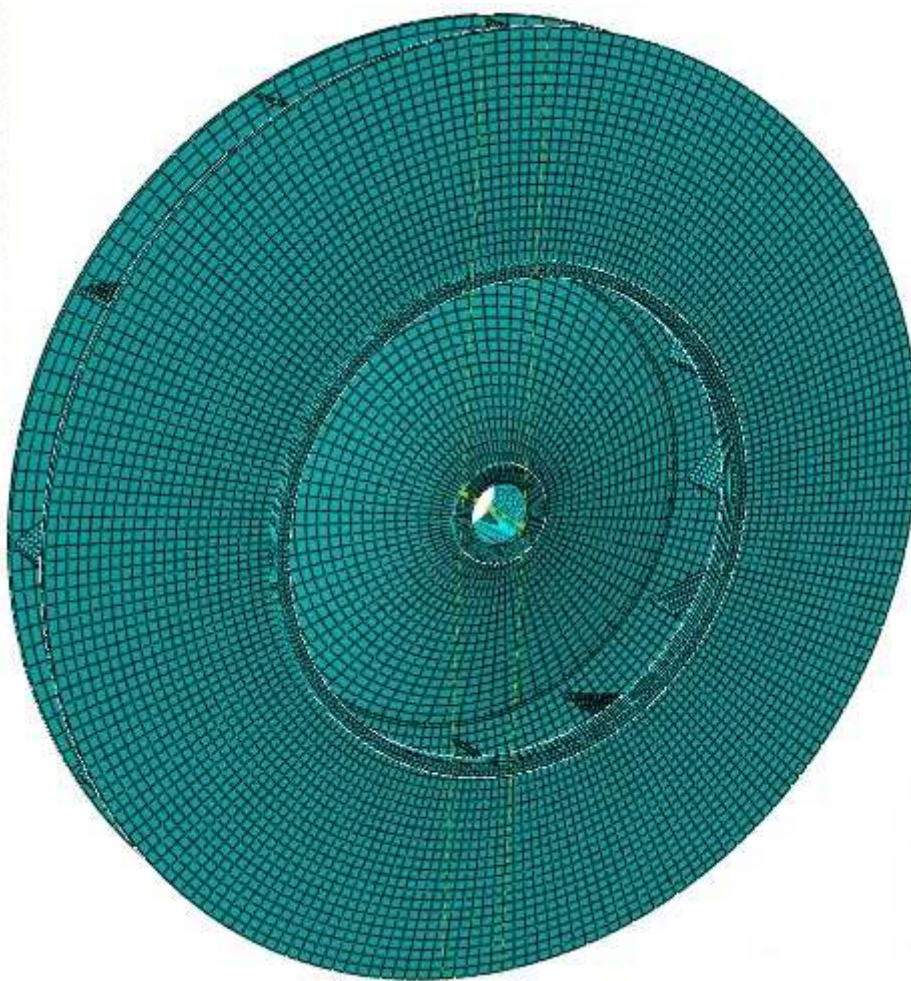


Figura 26 – Malha do ventilador em estudo com elementos do tipo C3D8R.

Por tratar-se de um modelo cuja espessura é muito menor do que as outras dimensões, considerou-se ainda um modelo com elementos de casca convencionais, cuja malha é mostrada na Figura 27. Apenas o cone foi modelado com elementos sólidos hexaédricos.

Esta malha é composta por 20337 elementos, 17192 lineares quadráticos do tipo S4R, 337 triangulares do tipo S3 e 2808 elementos sólidos hexaédricos do tipo C3D8R.

Os três modelos apresentaram resultados de tensões próximos e, desta forma, conclui-se que o melhor elemento a ser considerado é o de casca convencional (cujos resultados estão apresentados no item 4.5.1), já que foi utilizada uma quantidade de elementos aproximadamente 82,45% menor comparada com a malha em elementos tetraédricos C3D4, por exemplo.



Figura 27 – Malha do ventilador em estudo com elementos de casca.

4.3 Modelo virtual

Nas Figuras 28 e 29 está representada a malha de elementos finitos considerada. No centro do ventilador foi criado um ponto de referência e aplicada uma interação chamada “coupling” representando uma transmissão rígida que liga todos os nós da superfície interna do orifício, modelando o eixo de rotação do motor.

Como condições de contorno foram restritos movimentos de translação nas 3 direções e rotação nas direções y e z dos nós referentes à superfície interna do furo de 120mm de diâmetro, onde está acoplado o eixo, e também foi aplicada uma força centrífuga em todos os elementos considerando a velocidade angular de 133,5 rad/s correspondente ao regime de rotação de 1275 rpm. Não se considerou enrijecimento dinâmico.

As forças aerodinâmicas, embora presentes, não são comparáveis com as forças centrífugas e foram ignoradas (MONGE, 2006). Elas são pequenas, de magnitude da ordem de 30N por pá (ECK, 1973). Comparando, as forças centrífugas são da ordem de 850N por pá.

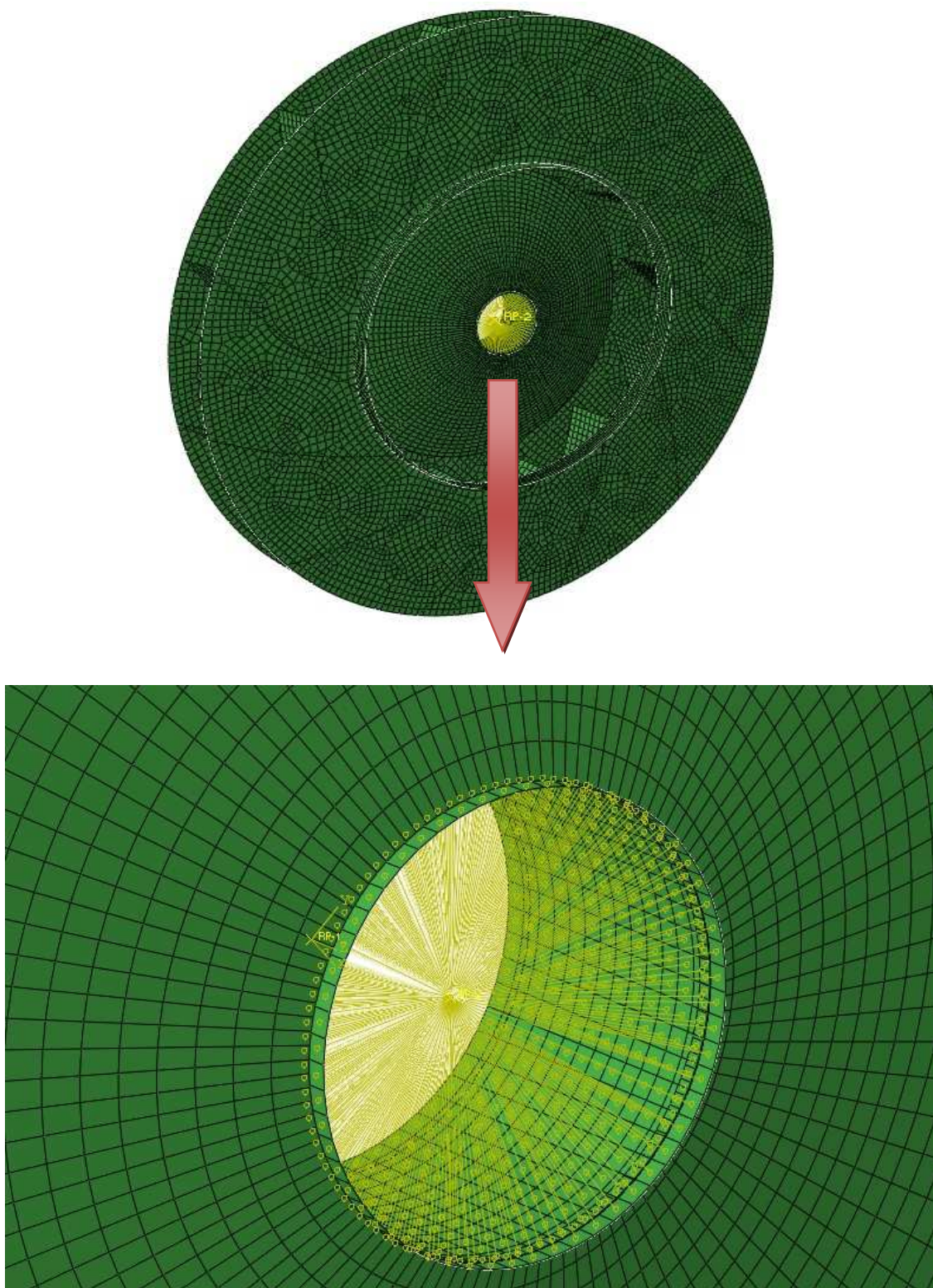


Figura 28 – Malha em elementos finitos do ventilador centrífugo considerado com detalhe para a região central do “coupling”.

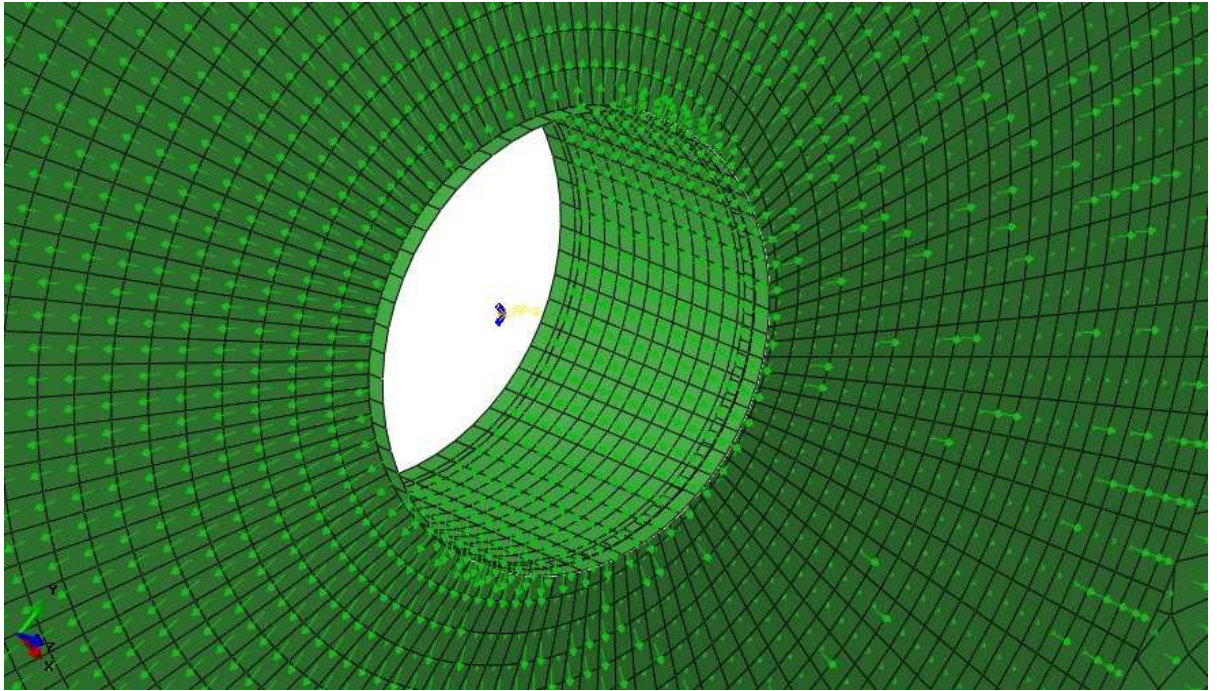


Figura 29 – Detalhe da região central do ventilador mostrando o ponto onde foram aplicadas as condições de contorno e os vetores das forças centrífugas em cada elemento.

4.4 Análise modal

As figuras 30 e 31 mostram os 2 primeiros modos de vibrar do ventilador, e verifica-se que a frequência mais baixa é muito superior à sua frequência de operação (aproximadamente 21 Hz).

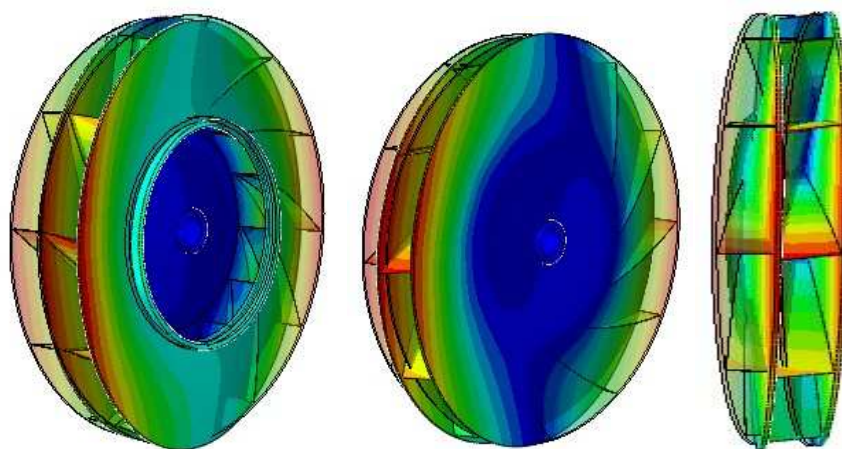


Figura 30 – 1º modo de vibração a 73,18 Hz.

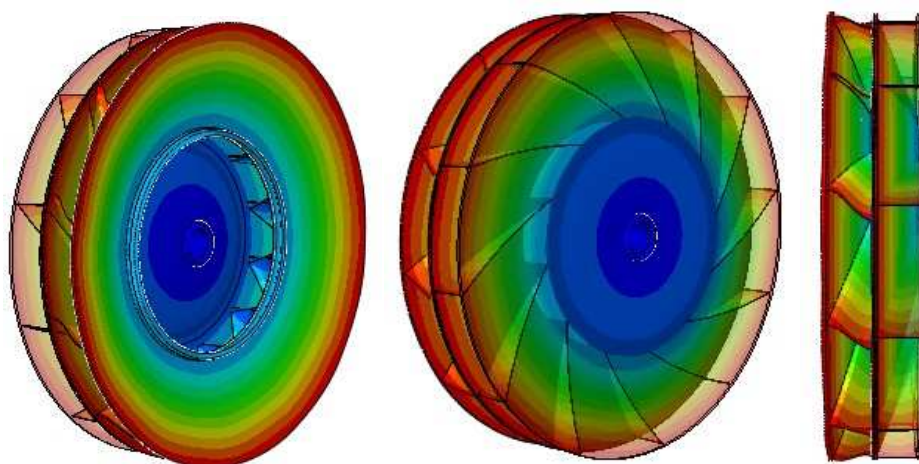


Figura 31 – 2º modo de vibração a 87,73 Hz.

4.5 Análise de tensões no Abaqus

4.5.1 Disco com furo central

Para um disco fino com diâmetro externo de 1775mm, furo central de diâmetro 120mm, material aço 1020, e girando com velocidade de 1275 rpm com o acoplamento de um eixo em seu furo central, tem-se os campos de tensões conforme Figuras 32 e 33.

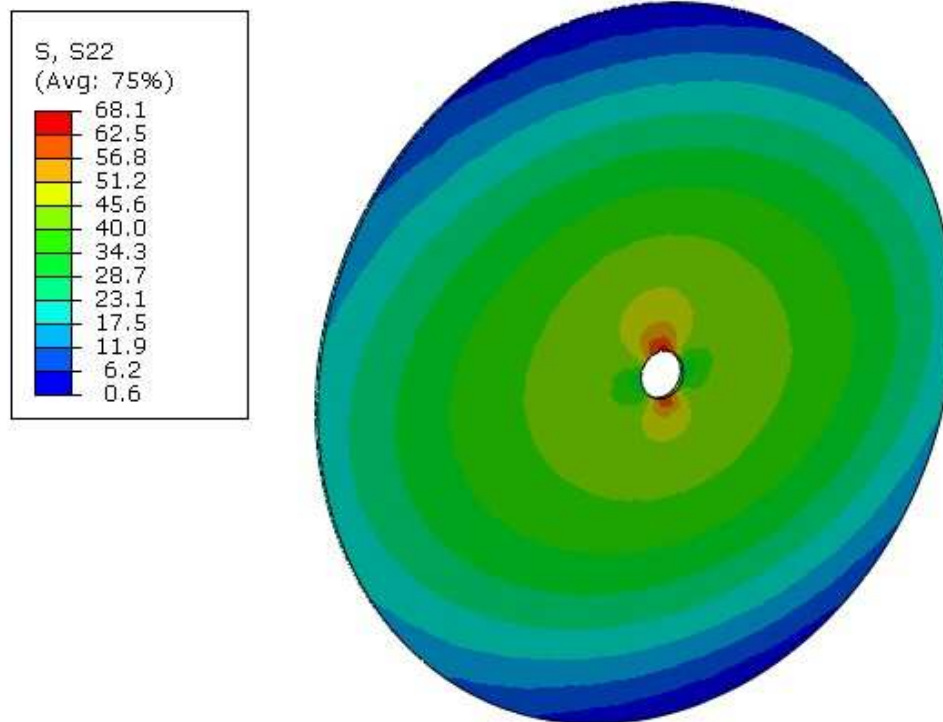


Figura 32 – Tensão radial, em MPa, para um disco fino com furo central.

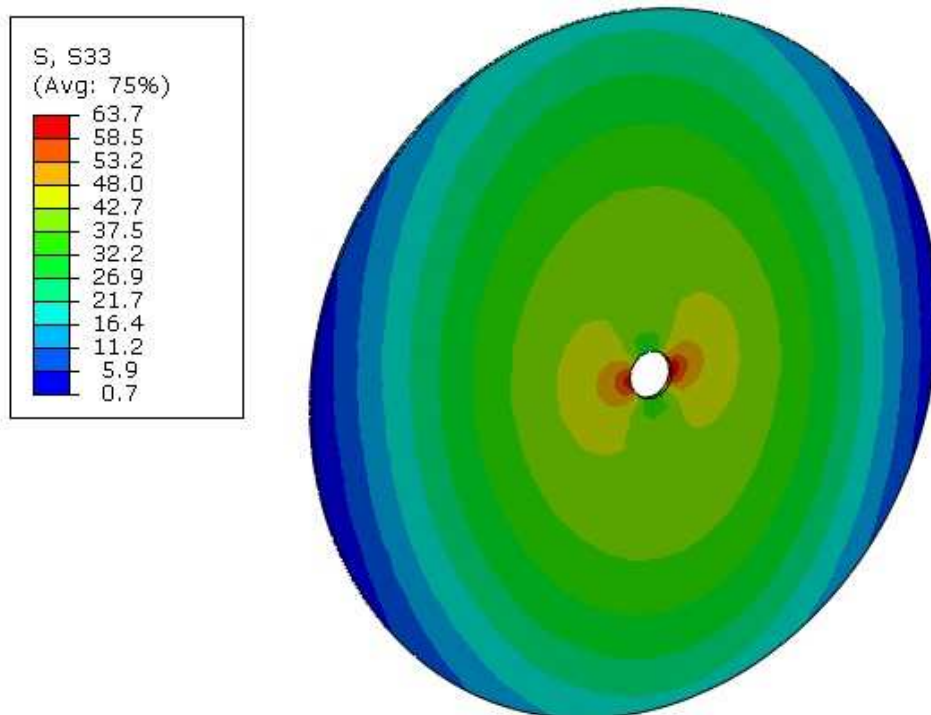


Figura 33 – Tensão circunferencial, em MPa, para um disco fino com furo central.

4.5.2 Ventilador centrífugo

De acordo com a simulação, tem-se as tensões radial e circunferencial do ventilador centrífugo mostradas nas Figuras 34 e 35, respectivamente; verifica-se ainda que a máxima tensão de Von Mises vale 240,6 MPa (Figura 42), e corresponde a aproximadamente 68,7% da tensão de escoamento do aço 1020.

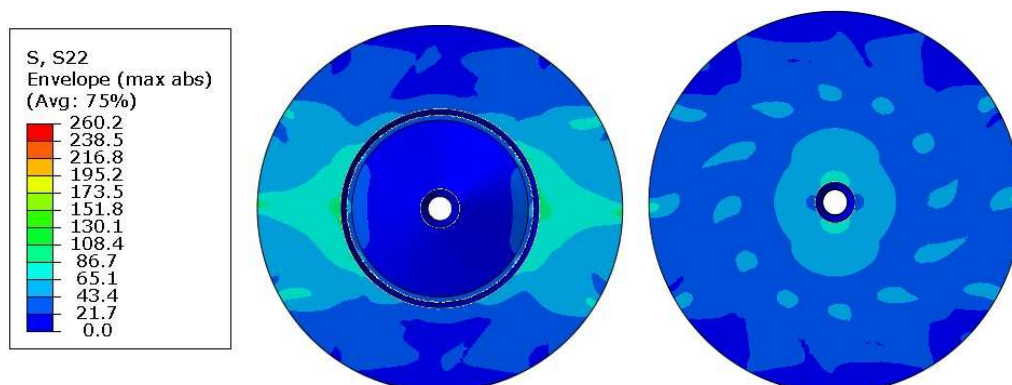


Figura 34 – Campo de tensão radial (MPa) para as vistas frontal e traseira do ventilador centrífugo.

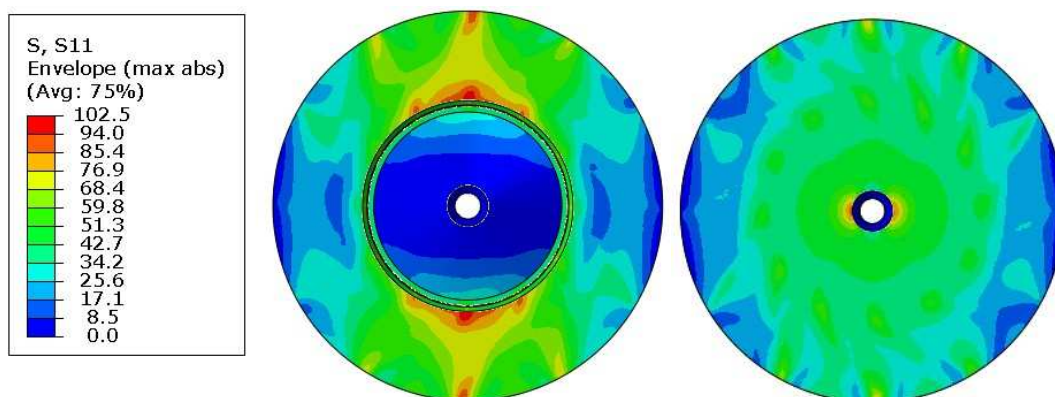


Figura 35 – Campo de tensão circunferencial (MPa) para as vistas frontal e traseira do ventilador centrífugo.

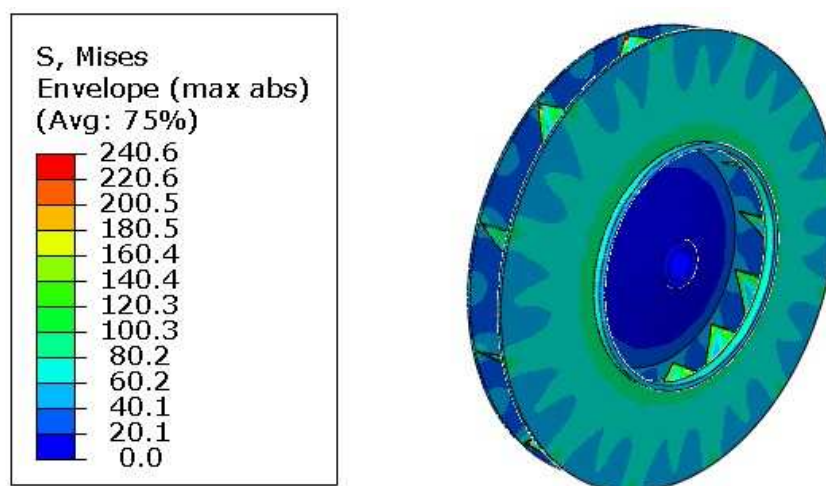


Figura 36 – Resultado das tensões de Von Mises obtidas pelo Abaqus.

As Figuras 37 à 42 mostram as tensões em algumas partes do ventilador segundo a nomenclatura mostrada anteriormente na Tabela 2.

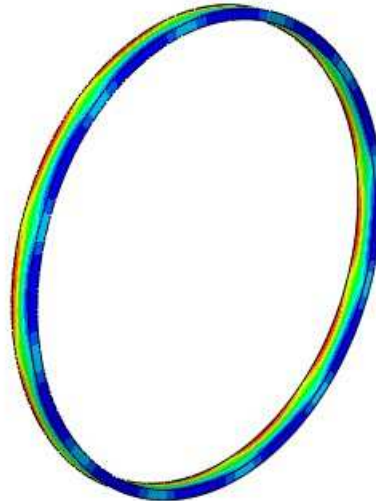
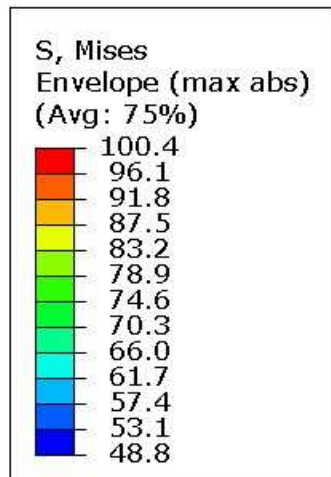


Figura 37 – Resultado das tensões de Von Mises (MPa) para o anel.

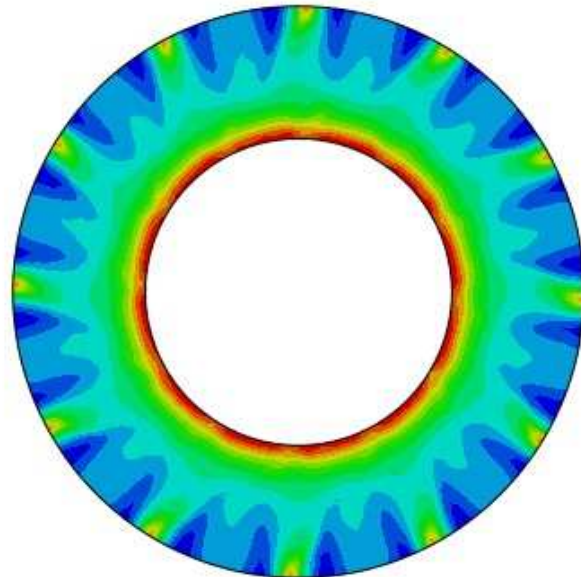
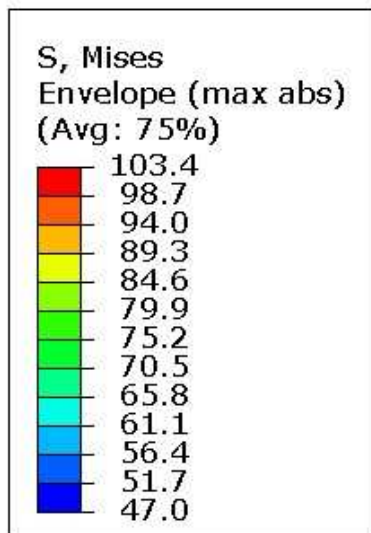


Figura 38 – Resultado das tensões de Von Mises (MPa) para o disco frontal.

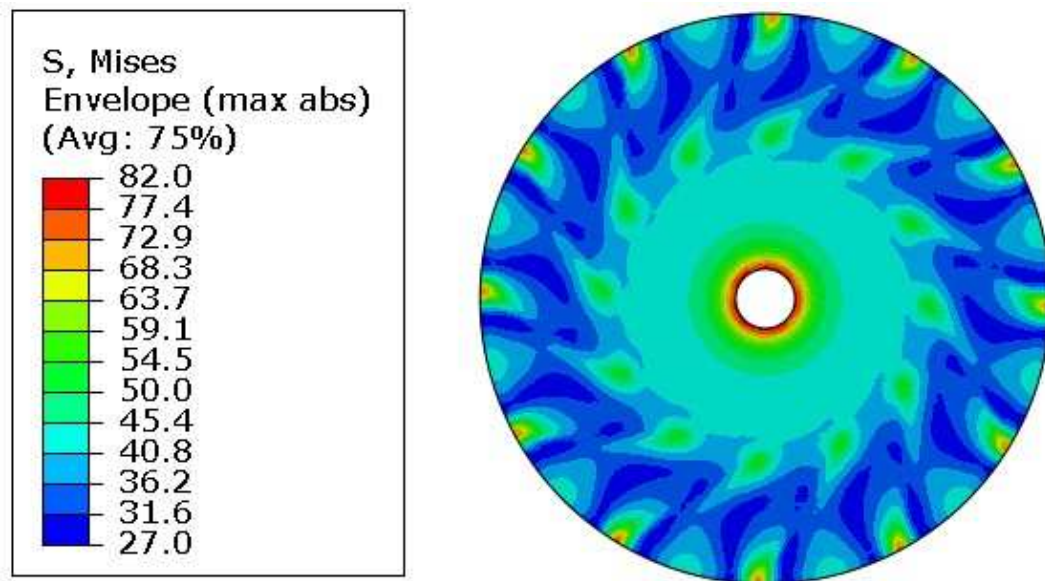


Figura 39 – Resultado das tensões de Von Mises (MPa) para o disco traseiro.

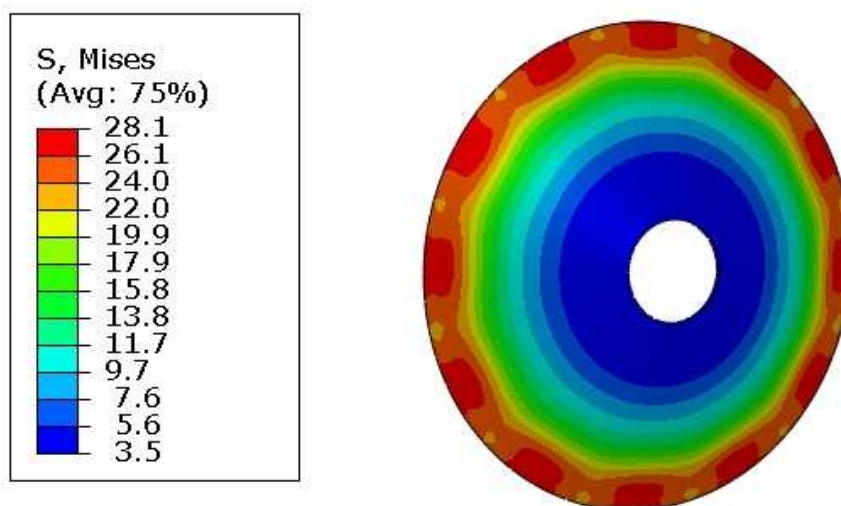


Figura 40– Resultado das tensões de Von Mises (MPa) para o cone.

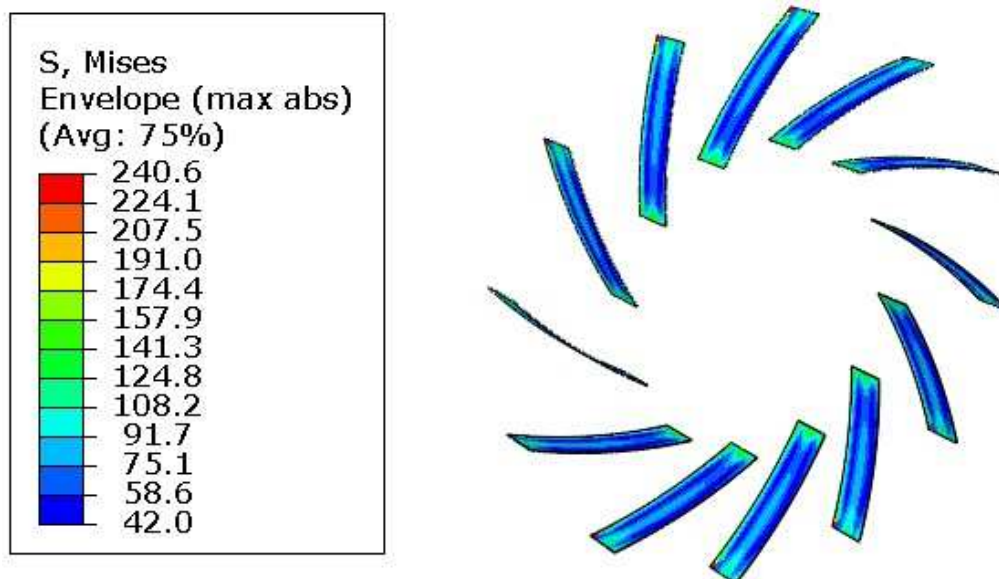


Figura 41 – Resultado das tensões de Von Mises (MPa) para as pás.

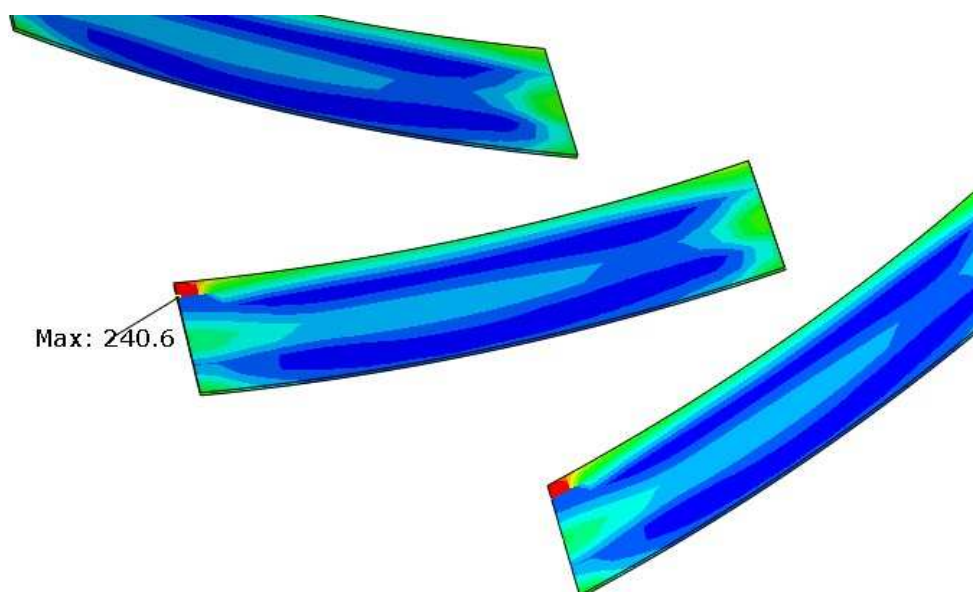


Figura 42 – Detalhe para a máxima Tensão de Von Mises (MPa) do ventilador, localizada na extremidade das pás próxima ao disco traseiro.

Um fato interessante a ser observado nesta análise é a região de maior tensão coincidir com a região de ruptura do ventilador estudado por Monge (2006) (ver Figura 43).

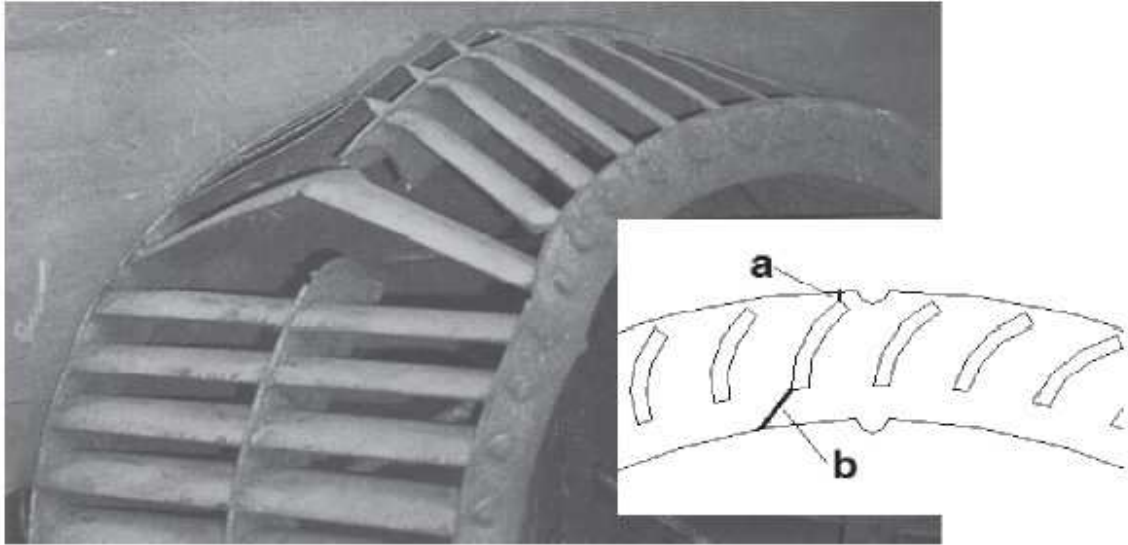


Figura 43 – Seções a e b com fratura de ventilador centrífugo com 300 mm de diâmetro (MONGE, 2006).

4.6 Análise de tensões pelo método analítico

4.6.1 Disco fino com furo central

No item 3.9 foi abordada a teoria sobre o cálculo analítico das tensões em um disco com furo central de espessura constante, e pelas eqs.(27), (28), (29) e (30) apresentadas, tem-se suas tensões radial e circunferencial resultantes da ação de uma força centrípeta, calculadas considerando os seguintes parâmetros de dimensão, material e condições de operação:

$$\nu = 0,29$$

$$\rho = 7870 \text{ kg/m}^3$$

$$r_i = 0,06 \text{ m}$$

$$r_o = 0,8875 \text{ m}$$

$$\omega = 133,5 \text{ rad/s}$$

A Tabela 3 mostra os resultados analíticos das tensões calculadas para diversos valores de raio com $60\text{mm} \leq r \leq 887,5\text{mm}$, assim como resultados obtidos pela simulação virtual para um disco fino com furo central conforme mostrado no item 4.5.1.

Tabela 3 – Resultados analíticos e simulados das tensões radial, circunferencial e de Von Mises, em MPa, para diversos valores de raio, em mm.

r	σ_r analítica	σ_r simulada	σ_θ analítica	σ_θ simulada	σ_{vm} analítica	σ_{vm} simulada
124,4	50,0	50,3	39,0	38,9	45,5	45,7
188,4	45,7	46,1	41,6	41,5	43,8	44,0
253,6	42,9	43,0	41,7	41,7	42,3	42,4
320,0	40,2	40,4	41,0	41,0	40,6	40,7
386,7	37,2	37,4	39,7	39,8	38,5	38,6
453,7	33,8	33,9	38,1	38,0	36,1	36,1
519,9	30,0	30,1	36,0	36,0	33,4	33,5
586,7	25,7	25,9	33,7	33,8	30,5	30,6
652,8	20,9	20,9	31,1	31,0	27,4	27,4
717,3	15,8	15,9	28,2	28,2	24,5	24,5
780,6	10,3	10,3	25,1	25,1	21,9	21,9
887,3	0,0	1,0	19,3	19,8	19,3	19,4

Com os dados da Tabela 3 obtém-se os gráficos abaixo que comparam os resultados obtidos pelos métodos analítico e virtual.

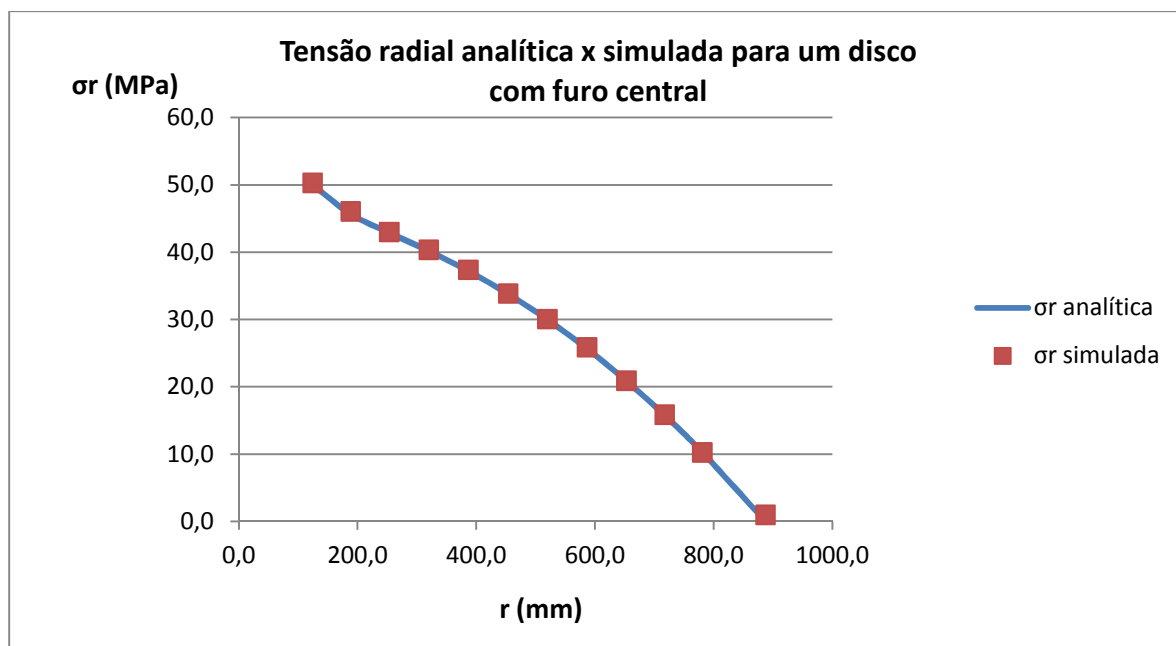


Gráfico 1 – Comparação entre tensões radiais obtidas pelos métodos analítico e virtual para um disco fino com furo central.

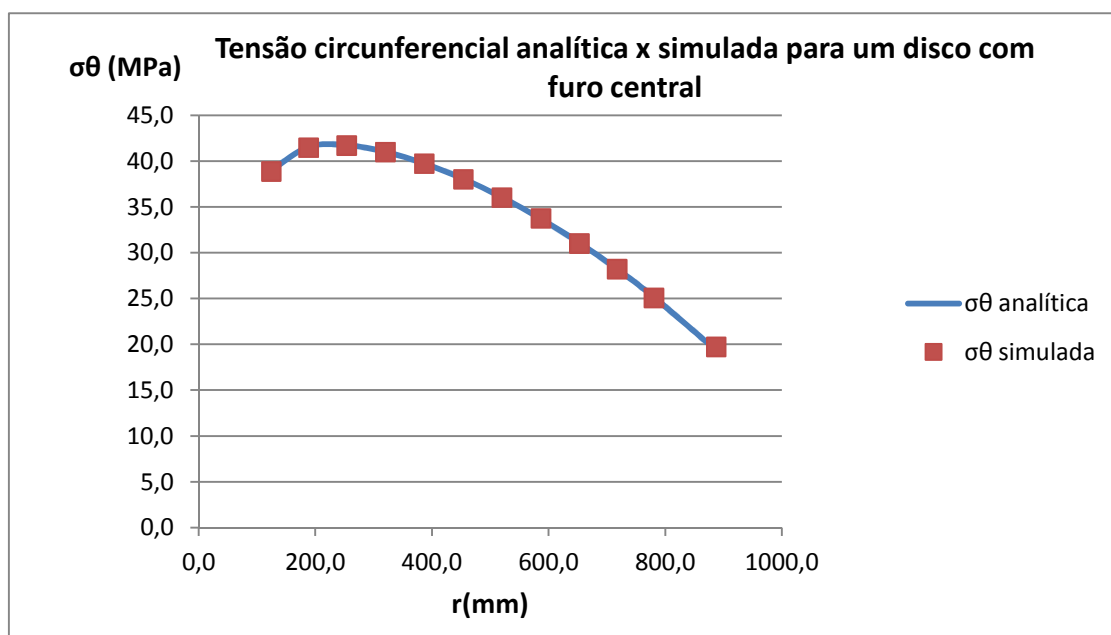


Gráfico 2 – Comparação entre tensões circunferenciais obtidas pelos métodos analítico e virtual para um disco fino com furo central.

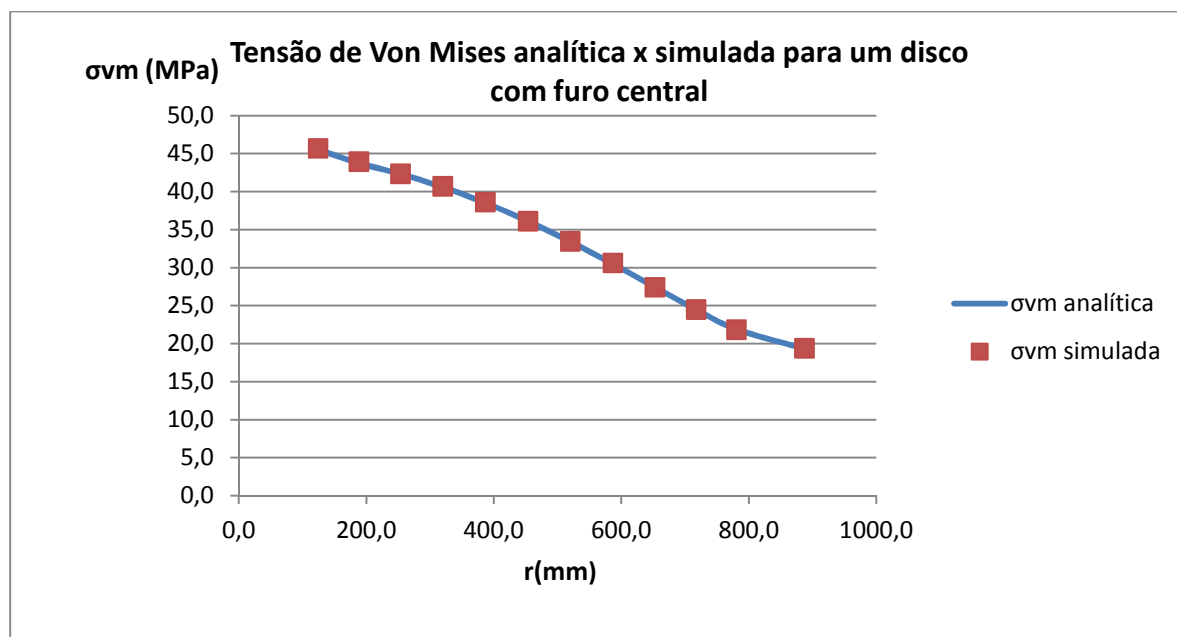


Gráfico 3 – Comparação entre tensões de Von Mises obtidas pelos métodos analítico e virtual para um disco fino com furo central.

Observando os Gráficos 1, 2 e 3 verifica-se que as tensões obtidas pelo método virtual condizem com as calculadas pelas equações analíticas e, assim, tem-se a validação do modelo proposto pelo Método de Elementos Finitos.

4.6.2 Ventilador centrífugo

De maneira análoga à anterior, a Tabela 4 mostra os resultados simulados no disco traseiro do ventilador centrífugo estudado, e o valor analítico das tensões para os respectivos raios.

Tabela 4 – Resultados analíticos e simulados das tensões radial e circunferencial, em MPa, para diversos valores de raio, em mm, no disco traseiro do ventilador centrífugo estudado.

r	σ_r		σ_θ	
	analítica	simulada	analítica	simulada
60,0	69,5	86,6	20,6	37,4
153,9	47,6	53,3	40,7	45,5
225,1	44,0	47,7	41,8	43,9
288,7	41,5	44,3	41,4	42,5
335,1	39,5	40,9	40,8	42,0
380,3	37,5	41,4	39,9	41,6
434,0	34,8	39,2	38,6	38,8
493,1	31,6	34,8	36,9	35,8
552,8	27,9	28,6	34,9	34,5
590,4	25,4	25,6	33,6	37,7
639,6	21,9	22,1	31,6	35,9
674,7	19,2	23,3	30,1	34,1
729,9	14,7	19,8	27,6	33,9
814,6	7,2	3,2	23,4	38,7

Os Gráficos 4 e 5 mostram a comparação entre os resultados analíticos e simulados segundo a Tabela 4.

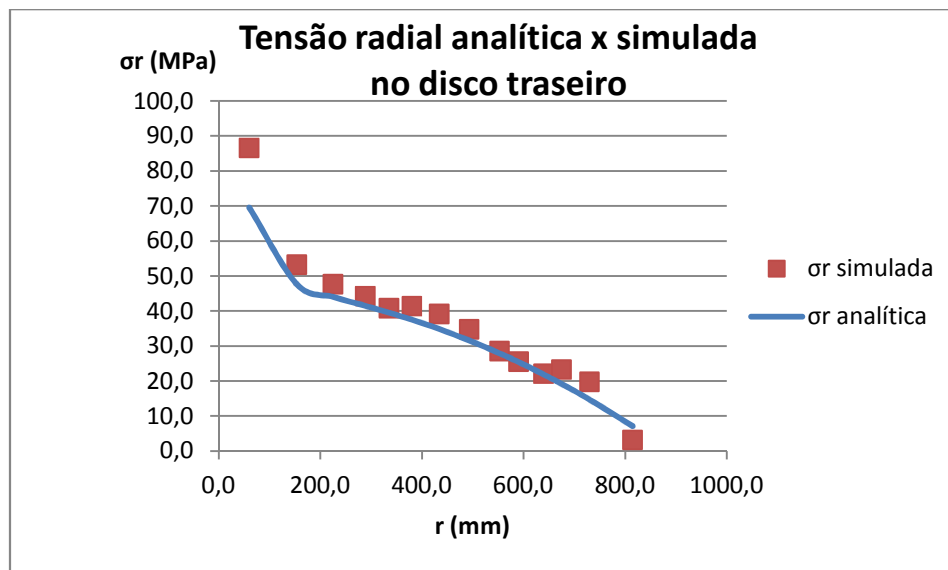


Gráfico 4 – Comparação entre tensões radiais calculadas pelos métodos analítico e simulado para o disco traseiro do ventilador centrífugo estudado.

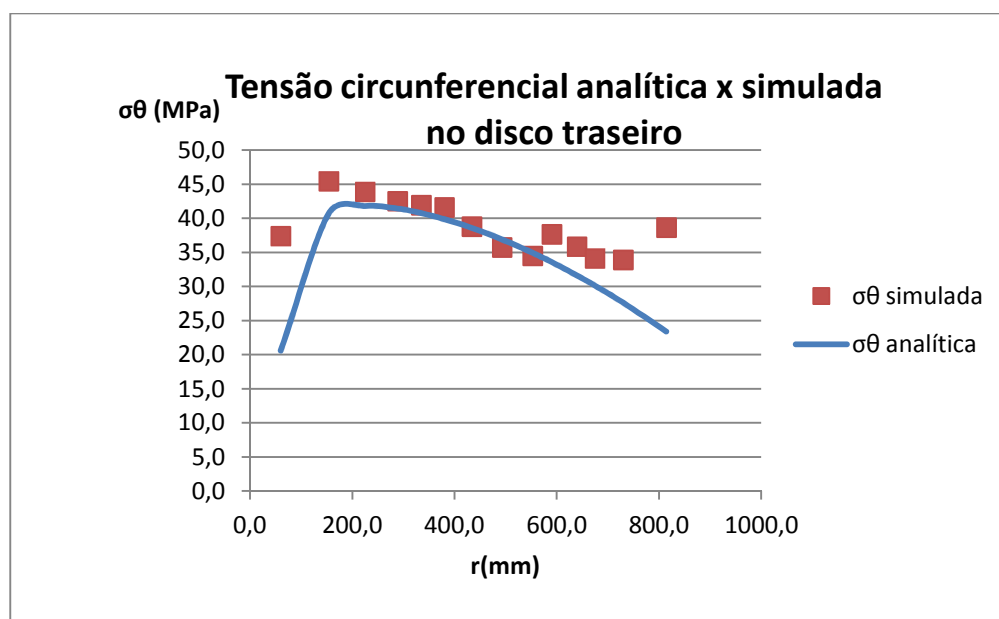


Gráfico 5 – Comparação entre tensões circunferenciais calculadas pelos métodos analítico e simulado para o disco traseiro do ventilador centrífugo estudado.

Dos gráficos anteriores pode-se conferir que para estruturas mais complexas os métodos analíticos não podem ser usados e surge, assim, a necessidade da utilização de outros métodos, como numéricos. Ainda assim, verifica-se que as tensões longe das extremidades do disco traseiro possuem boa aproximação com os valores analíticos.

5. Otimização

Após o estudo das tensões atuantes no ventilador centrífugo em regime de operação, deseja-se otimizar as dimensões das partes que o compõem para se obter uma redução da tensão máxima, que é de 240,6 MPa na configuração original.

Para isso, é feito inicialmente um estudo da influência da variação das espessuras dessas partes sobre o valor da tensão máxima e, em seguida, é feita uma análise de otimização, utilizando o software Isight.

5.1 Software Isight

O Isight fornece aos engenheiros um conjunto de ferramentas, ou componentes, para criação de fluxos com o intuito de executar e simular processos que automatizem a exploração de alternativas de projeto e identifiquem parâmetros de desempenho ótimo, chamados de processos de desenho, que incluem programas CAD/CAE comerciais, programas desenvolvidos pelo próprio usuário e planilhas do Excel.

O Isight permite ao usuário automatizar fluxos do processo de simulação utilizando técnicas avançadas como Otimização, “Design for Six Sigma” (DFSS), Aproximações, e “Design of Experiments” (DOE) através da exploração plena do espaço de desenho. Ferramentas de pós-processamento avançadas e interativas permitem aos engenheiros explorar seus componentes de vários pontos de vista.

O software vem equipado com uma biblioteca padrão de componentes, que formam os blocos de construção de fluxos de processos; cada componente possui sua própria interface para integrar e executar uma determinada simulação dentro do Isight.

A arquitetura de componentes do Isight também suporta a integração de aplicativos feitos pelo próprio usuário. Essa tecnologia de integração aberta é genérica, possibilitando o trabalho com uma grande variedade de scripts, aplicativos e banco de dados (ISIGHT 5.5).

A Figura 44 mostra um exemplo da interface utilizada para construir fluxos do processo de simulação, chamada de “Design Gateway”, integrando-se vários componentes de acordo com o estudo que se deseja fazer.

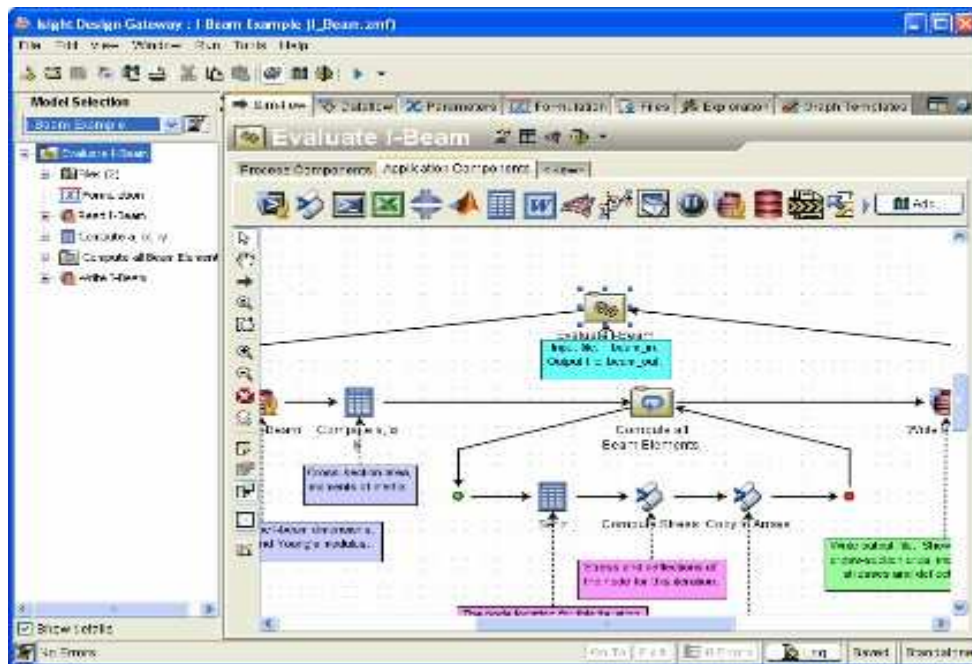


Figura 44 – Imagem da interface do Isight utilizada para criar um fluxo de processo de simulação (ISIGHT 5.5).

O processo de integração e otimização de um modelo no Isight permite redução de seu ciclo de tempo e de custos de manufatura, além de melhorar significativamente a performance do produto, qualidade e confiabilidade.

5.2 Análise DOE

“Design of Experiment” (DOE) é um termo geral que se refere a qualquer um dos muitos métodos disponíveis que considera diferentes valores de parâmetros em um conjunto de experimentos. No Isight, um experimento DOE é definido como a execução da simulação de um processo de fluxo dentro do componente DOE.

Pode-se usar o componente DOE para:

- Verificar a influência de parâmetros de entrada em parâmetros de saída;
- Identificar interações significantes entre parâmetros;
- Analisar um cenário com diferentes variáveis e fornecer uma estimativa grosseira para um modelo ótimo (o qual pode ser usado como ponto de partida para otimizações numéricas).

Dentre as técnicas disponíveis para análise, utilizou-se a “Latin Hypercube”, uma classe de desenhos experimentais que eficientemente mostra diferentes amostras entre os parâmetros escolhidos, que são divididos uniformemente por um número de pontos definido pelo usuário.

Como exemplo, a Figura 45 ilustra uma possível configuração da técnica “Latin Hypercube” para dois fatores (X_1 , X_2) com 5 pontos de estudo. Essa técnica pode se estender para múltiplas dimensões.

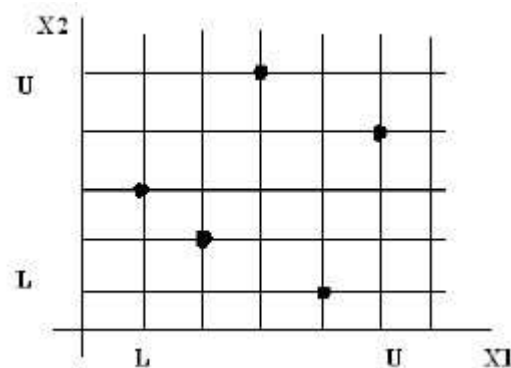


Figura 45 – Configuração com dois fatores e cinco pontos para a técnica “Latin Hypercube” (ISIGHT 5.5).

O gráfico 6 mostra o resultado dessa análise para o ventilador centrífugo, a influência da variação da espessura das partes que o compõem sobre a tensão de Von Mises.

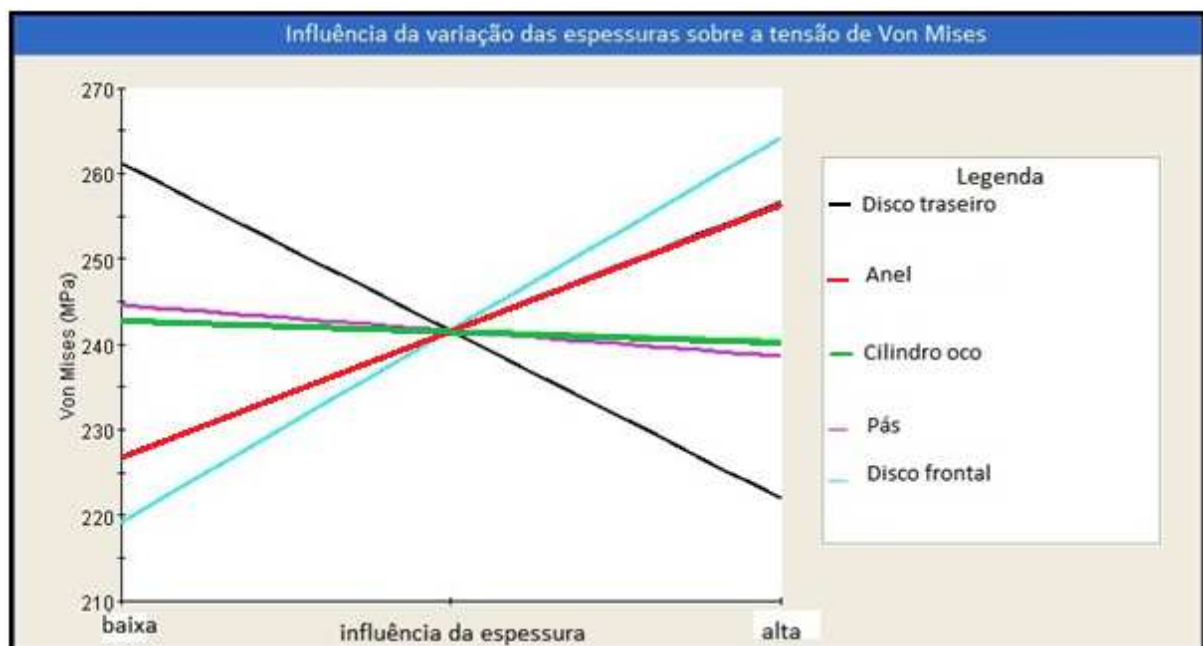


Gráfico 6 – Influência da variação das espessuras das partes do ventilador centrífugo sobre a tensão de Von Mises.

Verifica-se que as espessuras de maior influência sobre a tensão de Von Mises são dos discos frontal e traseiro, que devem ser reduzidas e aumentadas, respectivamente, para que haja redução da tensão.

Esse gráfico permite verificar apenas se há uma correlação negativa ou positiva entre a mudança da espessura e a variação da tensão máxima de Von Mises, além de dar uma ideia da intensidade dessa variação com a mudança da espessura entre as diferentes partes do ventilador. A reta mostrada no gráfico não remete a uma variação linear da tensão com a variação das espessuras.

5.3 Análise de Otimização

Os algoritmos de otimização incluídos no Isight estão entre os melhores disponíveis, com técnicas numéricas baseadas em gradientes, em busca direta ou técnicas exploratórias. Essa aproximação assegura que a maioria das necessidades dos engenheiros sejam satisfeitas com o componente de otimização.

Alguns dos algoritmos disponíveis são:

- Downhill Simplex
- Evolutionary Optimization Algorithm
- Hooke-Jeeves Direct Search Method
- Pointer Automatic Optimizer
- Stress Ratio

Essas técnicas classificam os desenhos que avaliam como praticáveis ou não, ou seja, distinguem desenhos que são fisicamente construtíveis daqueles que não são, ou desenhos que satisfazem minimamente requisitos de performance, por exemplo.

5.3.1 Método de Hooke-Jeeves

A técnica Hooke-Jeeves, também chamada de Busca Direta, foi utilizada na otimização do ventilador centrífugo, e inicia-se com um ponto inicial aleatório para procurar um mínimo local. Não é necessário que a função objetivo seja contínua.

Por esse algoritmo não usar derivadas, a função não precisa ser diferenciável. Além disso, por possuir um parâmetro de convergência, ρ , pode-se determinar o número de avaliações das funções necessário para que haja uma elevada probabilidade de convergência. Esse parâmetro deve estar entre 0 e 1; valores maiores dão uma maior probabilidade de convergência para funções não lineares, porém haverá mais funções de avaliação. Valores menores reduzem o número de avaliações, e tempo de simulação, mas aumenta-se o risco de não convergência (ISIGHT 5.5).

A aplicação dessa técnica em um problema requer um espaço de pontos P que represente possíveis soluções, e se P_1 é uma solução melhor do que P_2 , então tem-se a seguinte representação: $P_1 \subset P_2$. Existe, ainda, presumivelmente um ponto P^* , a solução, com a propriedade de $P^* \subset P$ para todo $P \neq P^*$.

Nesses termos, a forma básica do método de Hooke-Jeeves é como segue. Um ponto B_0 é arbitrariamente selecionado para ser o primeiro “ponto base”. Um segundo ponto, P_1 , é escolhido e comparado com B_0 . Se $P_1 \subset B_0$, P_1 torna-se o segundo ponto base, B_1 ; se não, B_1 torna-se B_0 . O processo continua, cada novo ponto é comparado com o ponto base atual. A estratégia de selecionar novos pontos de teste é determinada por um conjunto de “estados” que forma a memória. O número de estados é finito. Existe um estado inicial arbitrário S_0 , e um estado final que finaliza a busca. Os outros estados representam várias condições que resultaram de tentativas realizadas. O tipo de estratégia usada é influenciada por vários aspectos do problema, incluindo o conhecimento sobre a estrutura do espaço de soluções. Essa estratégia, por si só, compreende a escolha de um B_0 e S_0 , as regras de transição entre os estados, e as regras para selecionar pontos como função de estado atual e ponto base.

Suponha, por exemplo, que o problema seja minimizar a função $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$. Uma solução é o ponto P_i dado pelo vetor $(x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ni})$, e dizemos que $P_i \subset P_j$ se, e somente,

$$f(x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ni}) < f(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}).$$

O ponto base B_r , então, é simplesmente o ponto entre $B_0, P_1, P_2, \dots, P_r$, que produziu o menor valor de $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$. O próximo ponto de teste, P_{r+1} , é determinado (relativo a B_r) pelo estado presente S_r .

É conveniente pensar na tentativa em P_{r+1} como um “movimento” ou “step” a partir do ponto base B_r . O movimento é bem sucedido se $P_{r+1} \subset B_r$, caso contrário, será mal sucedido. Os estados fazem parte de uma lógica, influenciando os movimentos na mesma direção dos que obtiveram sucesso; eles sugerem novas direções se movimentos anteriores falharam, e, finalmente, eles decidem quando não obterão mais sucesso. O fato de nenhum progresso poder ser feito não indica que a solução foi encontrada. Então, o método falhará. Assim, recomenda-se que ele seja usado para os seguintes tipos de problema:

- Problemas cujas respostas possam ser testadas, uma vez encontradas;
- Problemas que sejam constituídos por muitas partes cujas fronteiras sejam bem definidas, e que possam ser verificadas por métodos alternativos (HOOKE; JEEVES, 1961).

5.3.2 Resultados

Na otimização foram consideradas as espessuras mostradas na Tabela 5, que variaram em até 10% da configuração original.

Para as pás, por terem sido representadas com a superfície média em um modelo de elementos de casca, os valores apresentados correspondem à metade da espessura.

Tabela 5 – Espessuras consideradas para os componentes do ventilador.

Componente	Espessuras (mm)
Anel	18; 18,5; 19; 19,5; 20; 20,5; 21; 21,5; 22
Cilindro oco	30; 31; 32; 33; 34; 35
Disco frontal	11; 11,5; 12; 12,5; 13; 13,5; 14; 14,5; 15
Disco traseiro	11; 11,5; 12; 12,5; 13; 13,5; 14; 14,5; 15
Pás	3; 3,1; 3,2; 3,3; 3,4; 3,5

Foram realizadas 101 iterações até a convergência, que são mostradas no Apêndice B, enquanto as cinco configurações que apresentaram menor tensão podem ser vistas na Tabela 6. As massas e volumes dos modelos são apresentados na Tabela 7.

Tabela 6 – Configurações do ventilador que apresentaram menor tensão.

Configuração	Anel (mm)	Cilindro oco (mm)	Disco frontal (mm)	Disco traseiro (mm)	Pás (mm)	Tensão de Von Mises (MPa)
1	18,0	30,0	11,5	14,0	3,5	180,8
2	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
3	19,0	30,0	11,5	14,0	3,5	181,7
4	19,5	30,0	11,5	14,0	3,5	182,1
5	20,5	30,0	11,5	14,0	3,5	182,9

Tabela 7 – Massa das configurações otimizadas e original do ventilador.

Configuração	Massa (Kg)
original	528,1
1	525,2
2	525,8
3	526,3
4	526,9
5	527,9

Os gráficos 7 a 16 mostram os resultados da análise de otimização, com as tensões máximas do ventilador e espessuras dos componentes para cada iteração, com destaque para o ponto ótimo, cuja configuração apresentou menor tensão.

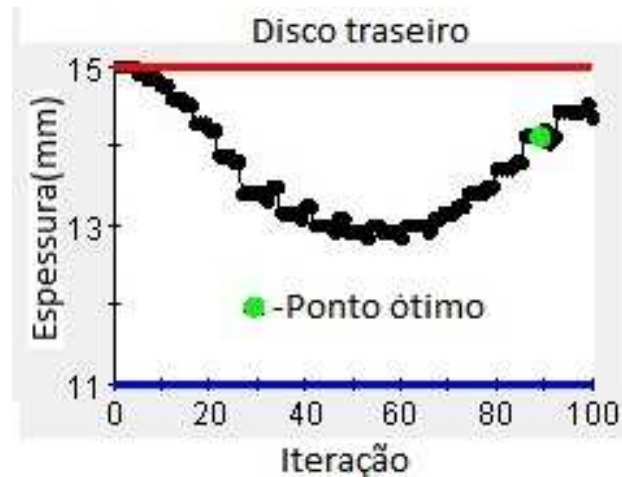


Gráfico 7 – Espessuras consideradas nas iterações para o disco traseiro.

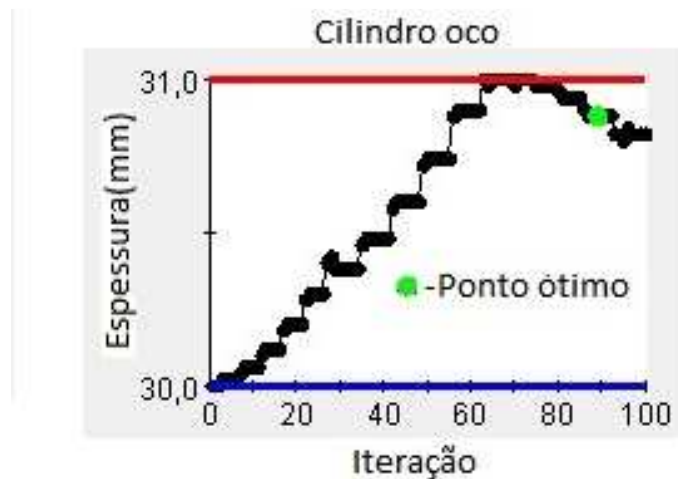


Gráfico 8 – Espessuras consideradas nas iterações para o cilindro oco

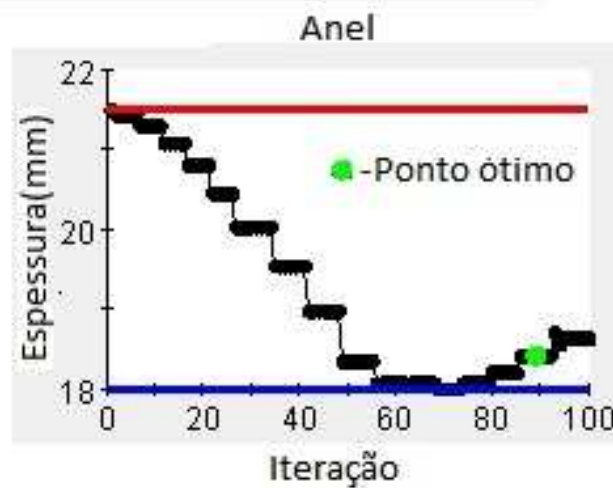


Gráfico 9 – Espessuras consideradas nas iterações para o anel.

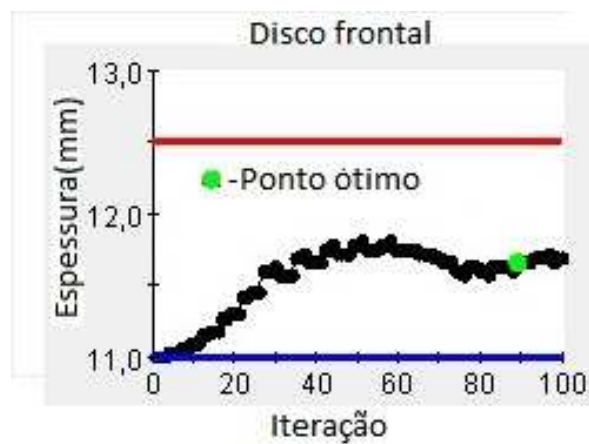


Gráfico 10 – Espessuras consideradas nas iterações para o disco frontal.

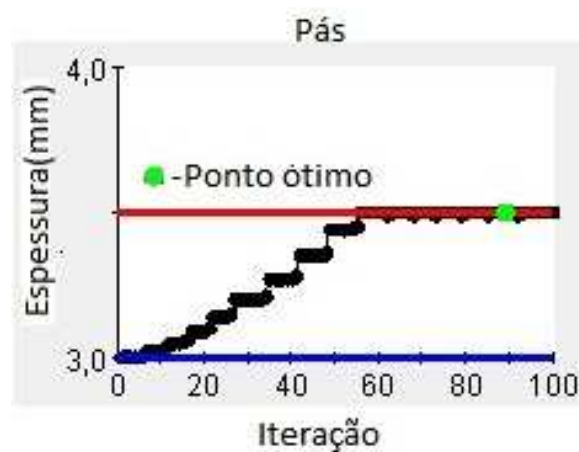


Gráfico 11 – Espessuras consideradas nas iterações para as pás.

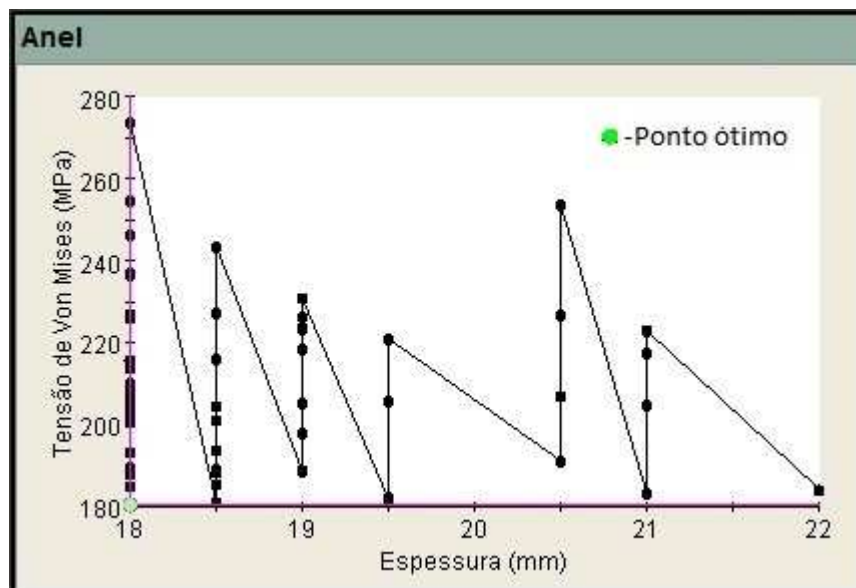


Gráfico 12 – Máxima tensão no ventilador em função da espessura do anel para cada iteração.

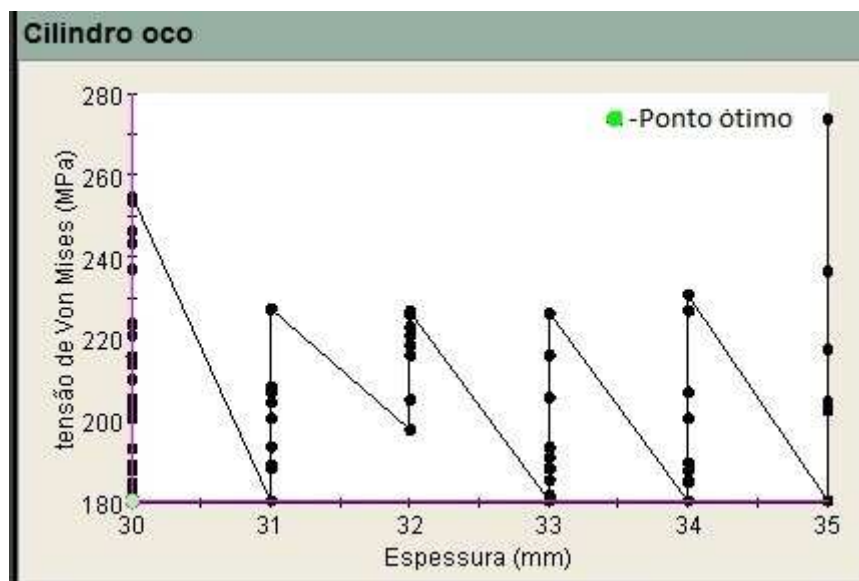


Gráfico 13 – Máxima tensão no ventilador em função da espessura do cilindro oco para cada iteração.

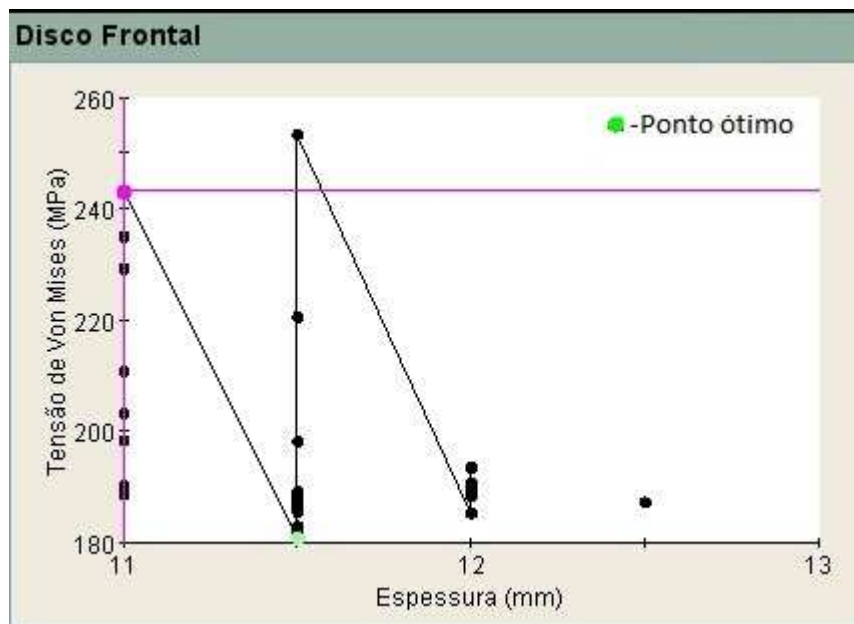


Gráfico 14 – Máxima tensão no ventilador em função da espessura do disco frontal para cada iteração.

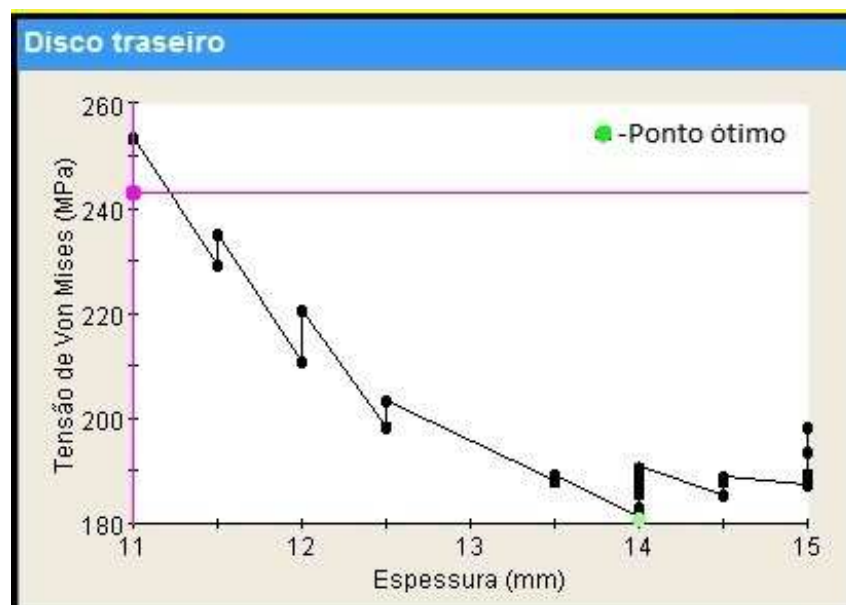


Gráfico 15 – Máxima tensão no ventilador em função da espessura do disco traseiro para cada iteração.

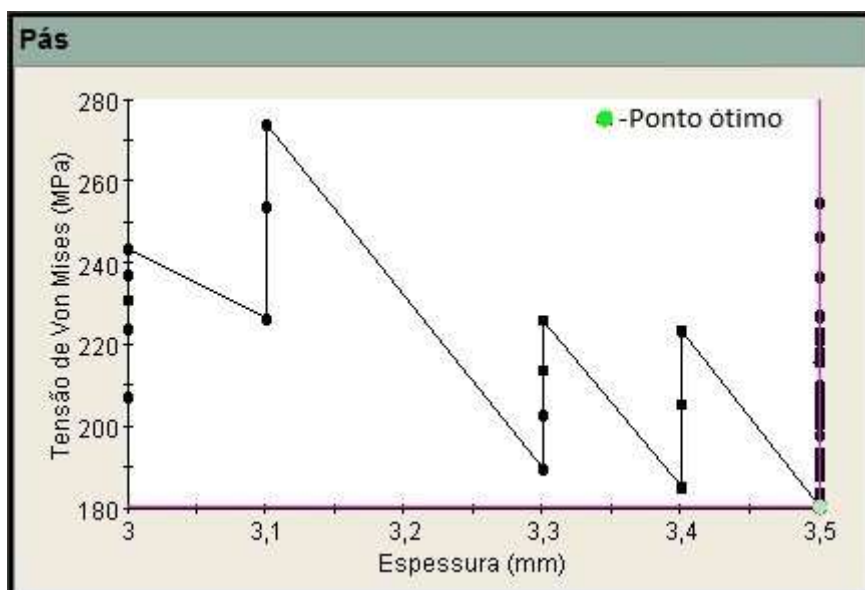


Gráfico 16 – Máxima tensão no ventilador em função da espessura das pás para cada iteração.

Os gráficos 17, 18 e 19 mostram as superfícies de resposta da análise de otimização.

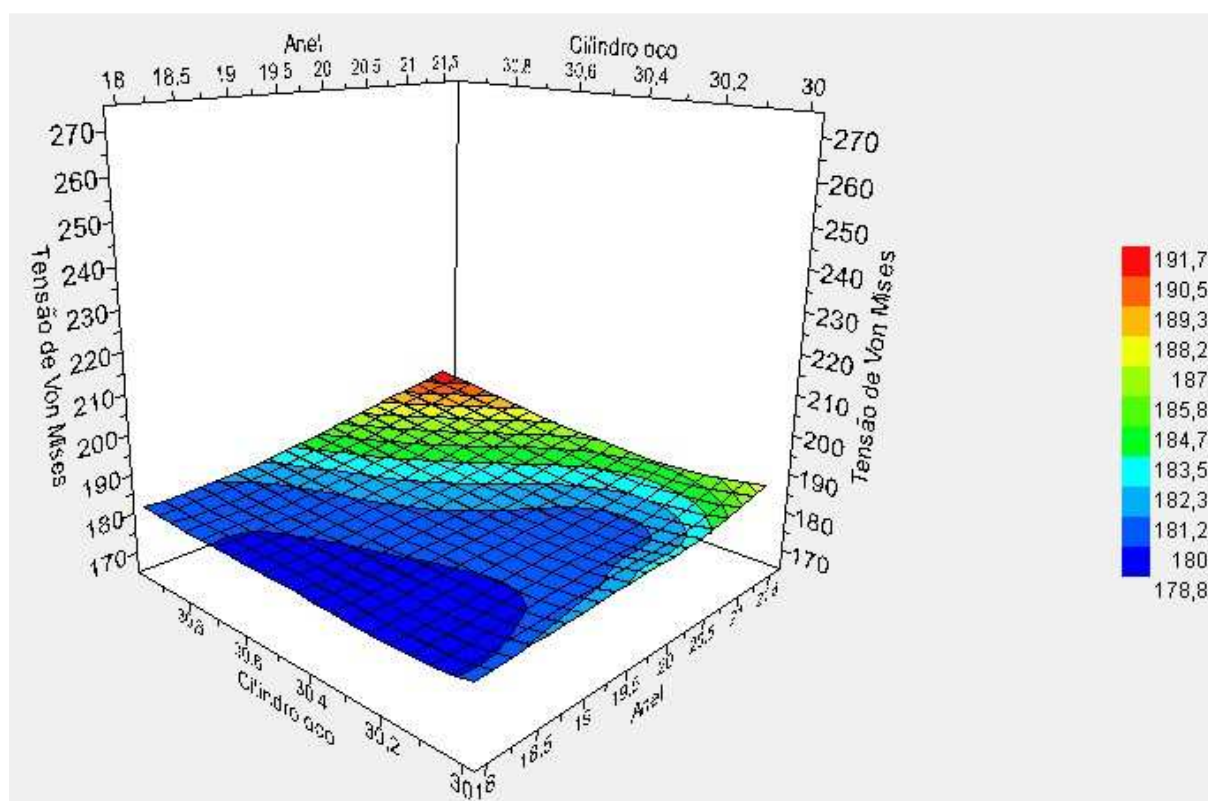


Gráfico 17 – Tensão de Von Mises (MPa) em função das espessuras do anel e cilindro oco do ventilador (mm).

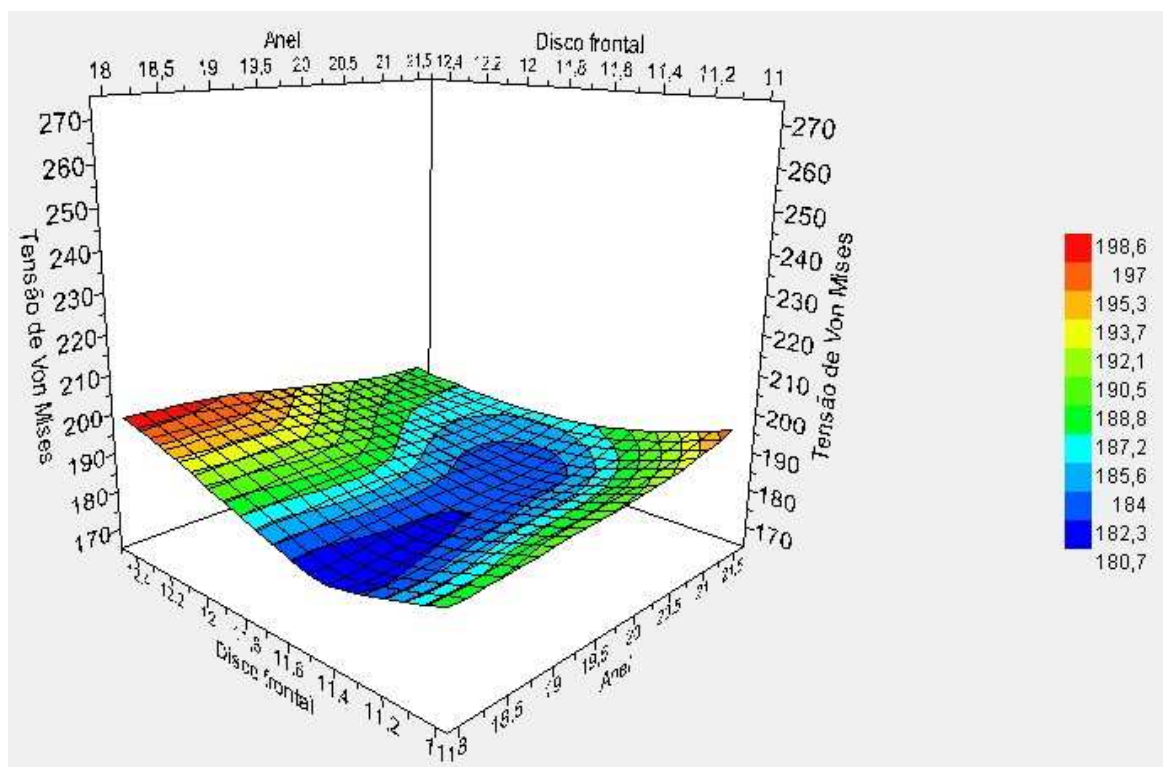


Gráfico 18 – Tensão de Von Mises (MPa) em função das espessuras do anel e disco frontal do ventilador (mm).

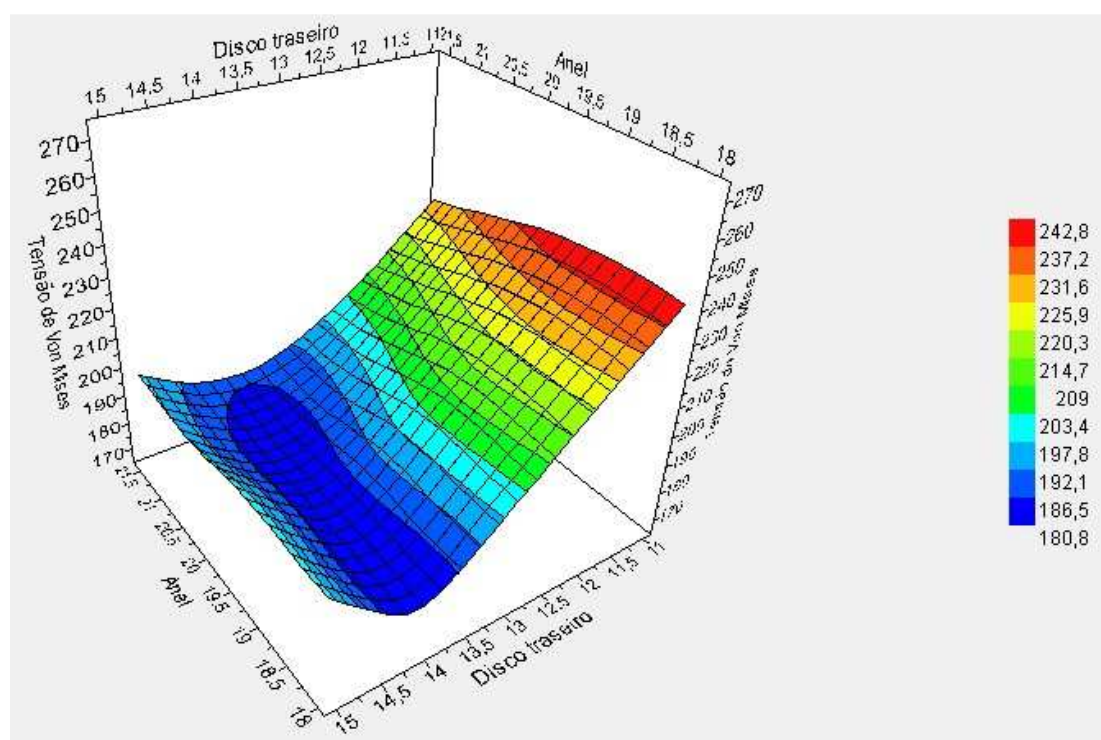


Gráfico 19 – Tensão de Von Mises (MPa) em função das espessuras do anel e disco traseiro do ventilador (mm).

As Figuras 46, 47 e 48 mostram a região de máxima tensão da configuração 1 e seus modos de vibrar, respectivamente. Os modos para as demais configurações são análogos, e os valores das frequências são mostrados na Tabela 8.

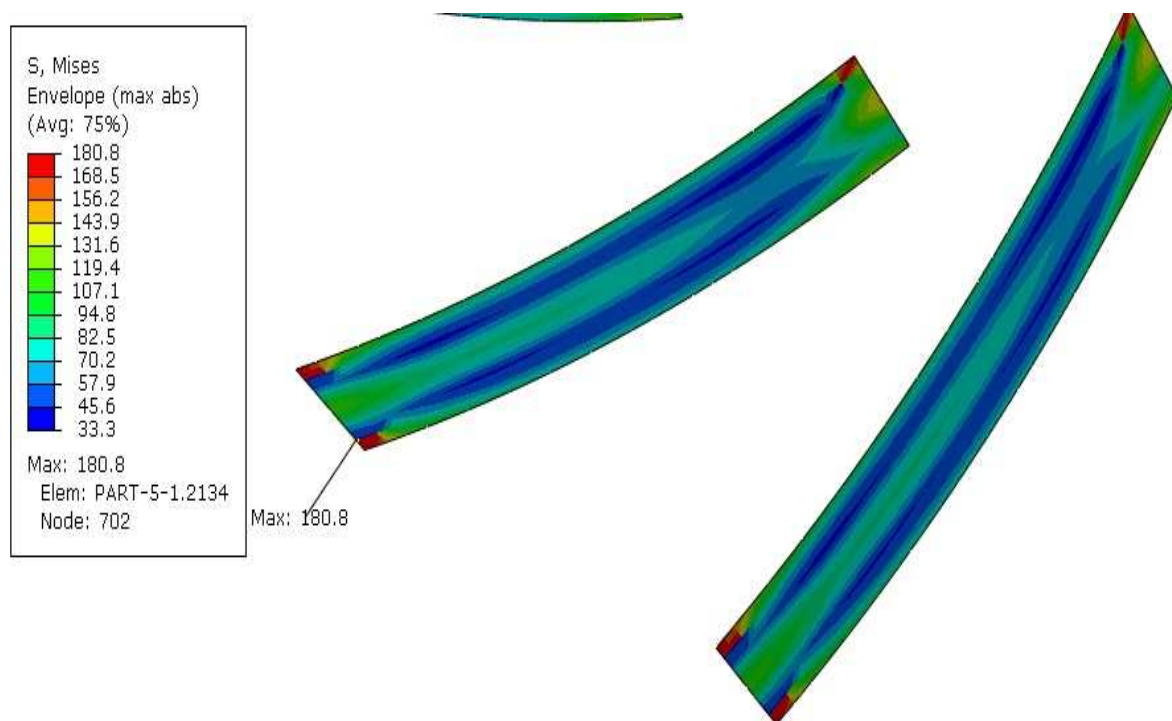


Figura 46 – Região de máxima tensão de Von Mises (MPa) para a configuração 1.

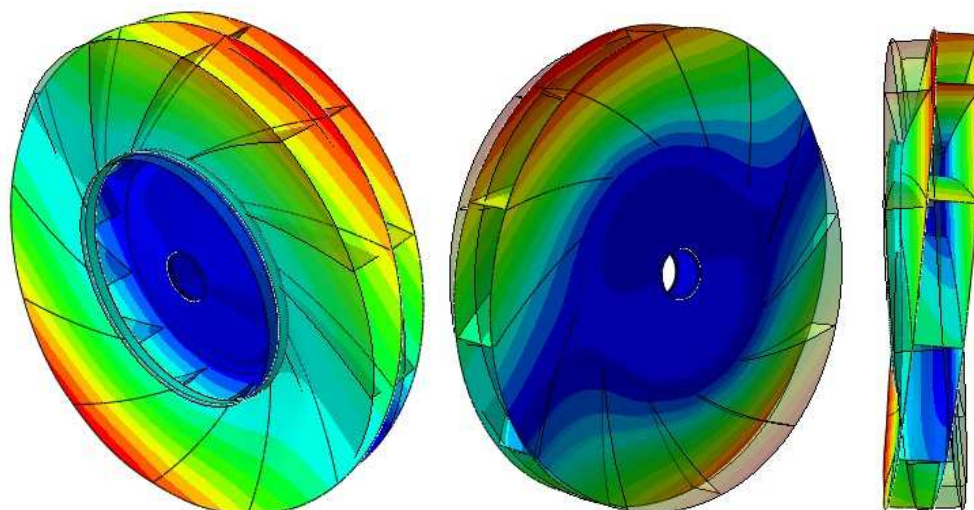


Figura 47 – 1º modo de vibração a 79,79 Hz da configuração 1.

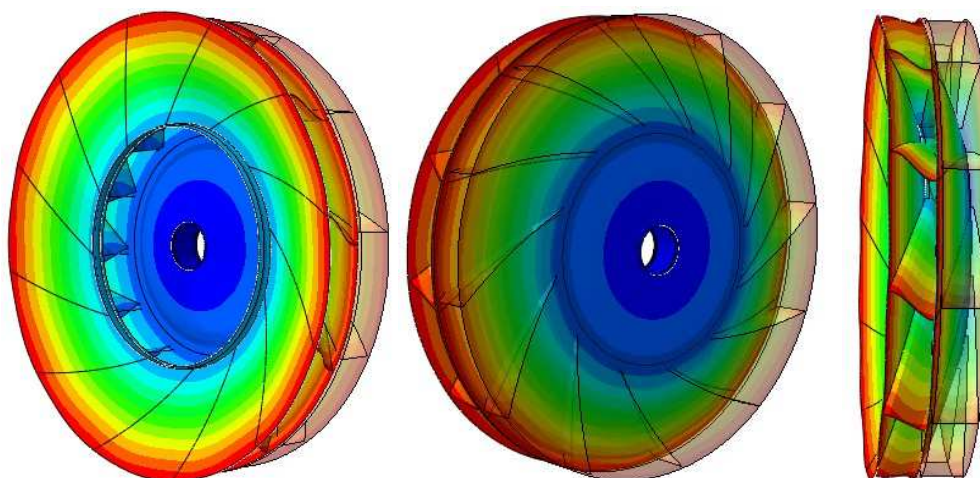


Figura 48 – 2° modo de vibração a 99,59 Hz da configuração 1.

Tabela 8 – Frequências naturais para diferentes configurações do ventilador.

Configuração	Frequências (Hz)	
	1° modo	2° modo
original	73,18	87,73
1	79,79	99,59
2	80,12	99,93
3	80,44	100,25
4	80,75	100,57
5	81,36	101,18

6. Conclusões e recomendações

Após a validação de resultados em elementos finitos com o método analítico, uma simulação considerando a força centrípeta devido à rotação do ventilador centrífugo em regime de operação foi realizada, e verificou-se que a tensão de Von Mises mais elevada localizava-se na base das pás e equivale a quase 70% da tensão de escoamento do material; desta forma, torna-se interessante uma análise de otimização que proponha mudanças geométricas com o objetivo de reduzir a tensão atuante.

Além disso, segundo análise modal a frequência de operação do ventilador está muito abaixo das frequências naturais de vibração.

Uma comparação entre diferentes tipos de elemento na criação da malha foi feita com o objetivo de se averiguar aquele com o melhor comportamento para a simulação estrutural. O elemento tetraédrico C3D4, criado por um algoritmo de geração automática de malha, apresentou comportamento mais pobre comparado ao elemento hexa C3D8R, pois foi necessária uma malha hexa com uma quantidade de elementos 60% inferior para se obterem os mesmos resultados, diminuindo o tempo de simulação.

Uma terceira malha com elementos de casca foi utilizada, pois esse tipo de elemento é ideal para modelos em que a espessura seja muito inferior ao diâmetro; os mesmos resultados foram obtidos com uma malha com quantidade de elementos cerca de 83% inferior à malha tetra e 46% inferior à malha hexa, mostrando ser a mais bem adequada para a simulação.

Para a otimização, inicialmente fez-se uma análise DOE para a verificação da influência das espessuras das partes que compõem o ventilador sobre a tensão de Von Mises, e pode-se constatar que as partes que mais influenciam são os discos frontal e traseiro. Posteriormente, a otimização estrutural pelo método Hooke-Jeeves com a variação das espessuras segundo valores estipulados mostrou uma configuração cuja tensão máxima foi reduzida em 22,5%, com variação da massa podendo ser desprezível (redução inferior a 1%).

As frequências naturais de vibração do modelo otimizado continuam superiores à frequência de operação do ventilador.

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se ressaltar a possibilidade em considerar tensões causadas por carregamentos dinâmicos e desbalanceamento do rotor para um estudo mais real do comportamento do ventilador em operação; além disso, torna-se interessante uma análise da viabilidade da soldagem das partes do ventilador para uma elevada redução da espessura em alguma configuração resultante da otimização, além de custos adicionais e operacionais ao se considerar chapas de diferentes espessuras para a montagem do ventilador.

7. Bibliografia

ABAQUS/CAE, **User's Manual**, Version 6.10.

AHZI, S.; DARIDON, L.; CORREIA, J. P. M.; HUSSON, C. **Finite Elements Simulations of Thin Copper Sheets Blanking: Study of Blanking Parameters on Sheared Edge Quality.**, Journal of Materials Processing Technology (2008) 74-83.

ALEXANDROVA N.,N.; ALEXANDROV S.; VILA REAL M.M.P. **Analysis of stress and strain in a rotating disk mounted on a rigid shaft.** Theoret. Appl. Mech., v.33, p.65-90, Belgrade, 2006.

AL-MOMANI, EMAD.; RAWABDEH, IBRAHIM. **An Application of Finite Element Method and Design of Experiments in the Optimization of Sheet Metal Blanking Process**, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering (2008) 53-63, ISSN 1995-6665.

ASM INTERNATIONAL, **Metals Handbook**, vol. 12, 9º ed., 1993.

ASM INTERNATIONAL, **Metals Handbook**, vol. 14, 9º ed., 1993.

BARISIC, B.; CAR, Z.; IKONI, M. **Analysis of Different Modeling Approach at Determining of Backward Extrusion Force on AlCu5PbBi Material**, Metabk 47(4) 313-316 (2008). ISSN 0543-5846.

BOPHE D. V.; PADOLE P. M. **Experimental and Theoretical Analysis of Stresses, Noise and Flow in Centrifugal Fan Impeller.** Mechanism and Machine Theory, n. 39, p. 1257-1271, 2004.

BRAN, R.; SOUZA, Z.; **Máquinas de fluxo: turbinas, bombas, ventiladores**, Rio de Janeiro, 1980.

CHASE, R.B.; AQUILANO, N.J. **Production and Operations Management**. 5° ed. 1989.

DEN HARTOG, J. P., **Advanced Strength of Materials**, McGraw-Hill, New York, 1952.

DIXON, S. L.; ENG, B. **Fluids Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery**. 4°ed., 1998.

ECK, B. **Fans: Design and Operation**. Oxford: Pergamon Press. 1973.

HAMBLI, R. **Prediction of burr height formation in blanking processes using neural network**, International Journal of Mechanical Sciences 44 (2002) 2089-2102.

HENRY, R.; FERRARIS, G. **Substructuring and Wave Propagation: An efficient Technique for Impeller Dynamic Analysis**. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. ASME, v. 106, n. 1, 1984.

HILLIER, F.; LIEBERMANN. **Introduction to operations research**. Mc Graw Hill. 1988.

HOOKE, R.; JEEVES, T. A. **Direct Search - Solution of Numerical and Statistical Problems**. Journal of the ACM, v. 8, 1961.

ISIGHT, **Isight User`s Guide**, release 5.5.

JORGENSEN, R. **Fan Engineering**. Buffalo, New York: Howden Buffalo, Inc., 1983.

KERMANPUR A.; SEPEHRI A. H.; ZIAEI-RAD S.; NOURBAKHSHNIA N.; MOSADDEGHFAR M. **Failure analysis of Ti6Al4V gas turbine compressor blades**. Engineering failure analysis, v. 15, p. 1052-1064, 2008.

KLINGENBERG, W.; SINGH, U. P. **Finite element simulation of the punching/blanking process using in-process characterization of mild steel**, Journal of Materials Processing Technology 134 (2003) 296-302.

LAI, XINMIN.; NI, JUN.; LIU, FANG.; PENG, LINFA. **Size Effects in Thin Sheet Metal Forming and its Elastic-Plastic Constitutive Model**, Materials and Design 28 (2007) 1731-1736.

LAURIA, D. **Máquinas de Fluxo**. Apostila da EPUSP, 2010.

LEWIS R. I. **Computer –Aided Design of Pumps and Fans**. Recent Conferences, v. 6, n. 2, 1974.

MARCONDES, P. V. P.; ETO, A. M.; BELTRÃO, P. A. C.; BORGES, P. C. **A smart stamping tool for punching and broaching combination**, Journal of Materials Processing Technology 206 (2008) 188-193.

MARYA, S.; VILLAR, A.; MONTOYA, J.; UGART, D.; ARRAZOLA, P. J. **Finite Element Modeling of Chip Formation Process with ABAQUS/EXPLICIT**, VIII International Conference on Computational Plasticity – COMPLAS VIII (2005), Barcelona.

MONGE GAPPER, J. G. **Centrifugal fan impeller failure analysis using finite elements**. San José, Costa Rica, 2006.

PONGE FERREIRA, W. J. **Método de ensaio e análise de características dinâmicas e velocidades críticas em impelidores de ventiladores centrífugos excitados aerodinamicamente**. 1994. 223p. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1994.

SÖDERBERG M. **Finite Element Simulation of Punching**, (Dissertação de mestrado), Universidade Tecnológica de Luleå, ISSN. 1402-1617, 2006.

WITEK, L. **Experimental Crack Propagation and Failure Analysis of the First Stage Compressor Blade Subjected to Vibration.** Engineering Failure Analysis, 2009.

WU, TSU-te. **A Proposed Methodology for Strain-Based Failure Criteria,** 2008, ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference July 27-31, 2008, Chicago, Illinois.

APÊNDICE A – Módulos do ABAQUS e arquivos de entrada

Este *software* para análise de elementos finitos possui aplicações em muitas áreas da engenharia e contém vários módulos, como os módulos gráficos CA (pré-processador), *Viewer* (pós-processador) e os módulos principais *STANDARD* e *EXPLICIT*.

O pré-processador ABAQUS/CAE consiste em uma interface gráfica que permite ao usuário a definição da geometria do problema, atribuição das propriedades dos diferentes materiais, aplicação dos carregamentos e das condições de contorno do problema, seleção do número de etapas pretendidas na análise e, finalmente, geração da malha de elementos finitos correspondente ao corpo analisado.

Um monitoramento da consistência e adequação do modelo gerado pode ser feito através de ferramentas especiais do ABAQUS/CAE, que permitem verificar vários aspectos relacionados com as partições definidas para a geometria do modelo (módulo *PART*), propriedades mecânicas dos materiais envolvidos (módulo *PROPERTY*), agrupamento destas partições (módulo *ASSEMBLY*) e imposição da sequência de passos de análise (módulo *STEP*) e de sua natureza – linear ou não linear, definição das condições de contorno e dos carregamentos (módulo *LOAD*), geração da malha de elementos finitos (módulo *MESH*) e finalmente obtenção do arquivo de entrada (módulo *JOB*).

Após a geração do arquivo contendo a entrada de dados do problema pelo pré-processador, que pode ser ainda manipulado pelo usuário para situações não convenientemente tratadas pelo ABAQUS/CAE, é possível então executar a simulação computacional pelo método dos elementos finitos, utilizando os módulos *ABAQUS/STANDARD* e *ABAQUS/EXPLICIT*. O *software* dispõe ainda do pós-

processador *ABAQUS/VIEWER* que, operando sobre os arquivos de saída, possibilita, para interpretação dos resultados numéricos, procedimentos de visualização gráfica e de animação.

As diversas potencialidades do ABAQUS permitem que problemas de engenharia complexos, envolvendo geometrias complicadas, relações constitutivas não lineares, com ocorrência de grandes deformações, carregamentos transientes e interações entre materiais, possam ser modelados numericamente. Ressalta-se, contudo, que o processo de construção de um modelo adequado não é tarefa simples ao usuário iniciante, justamente por envolver uma quantidade muito grande de parâmetros e opções, decorrentes da própria elevada gama de possíveis problemas que podem ser modelados com o *software*.

Como já mencionado, o arquivo de entrada de dados para execução do programa de elementos finitos *ABAQUS/STANDARD* (ou *ABAQUS/EXPLICIT*) é gerado pelo pré-processador *ABAQUS/CAE* e posteriormente modificado, ou mesmo totalmente criado (para casos de modelagens numéricas simples) pelo usuário, através de um editor de textos.

Observa-se também que arquivo de entrada de dados pode ser subdividido em dois grupos de informações:

- a) dados da geometria do modelo, contendo descrição dos nós, tipos de elemento e suas respectivas conectividades, propriedades dos materiais, condições de contorno e tipo de análise (estática ou dinâmica);

- b) dados da história de carregamento, com informações sobre a sequência de eventos ou cargas aplicadas, que podem ser caracterizadas como forças pontuais, de superfície, de corpo, geradas por variação de temperatura, pressões de fluido e outras.

O programa ABAQUS dispõe de uma grande variedade de elementos finitos (elementos de placa, elementos sólidos, elementos de viga, elementos de membrana, entre outros), caracterizados por diferentes números e tipos de graus de liberdade e selecionados pelo usuário conforme a natureza de sua aplicação. Ele também apresenta várias relações constitutivas para simular o comportamento mecânico de materiais como o modelo elástico linear, os modelos elasto-plásticos associados aos critérios de Mohr-Coulomb, Drucker-Prager, os modelos visco-elásticos e outros (ABAQUS v.6.10).

APÊNDICE B – Iterações geradas no processo de Otimização

Tabela 9 – Iterações realizadas até a convergência da análise de otimização.

Número da iteração	Anel (mm)	Cilindro oco (mm)	Disco frontal (mm)	Disco traseiro (mm)	Pás (mm)	Tensão de Von Mises (MPa)
1	18,0	30,0	11,0	11,0	3,0	243,1
2	18,5	30,0	11,0	11,0	3,0	243,4
3	18,0	31,0	11,0	11,0	3,0	243,1
4	18,0	30,0	11,5	11,0	3,0	253,4
5	18,0	30,0	11,0	11,5	3,0	235,1
6	18,0	30,0	11,0	11,5	3,1	229,2
7	18,5	30,0	11,0	12,0	3,3	210,9
8	18,5	31,0	11,0	12,0	3,3	210,9
9	18,5	30,0	11,5	12,0	3,3	220,6
10	18,5	30,0	11,0	12,5	3,3	203,3
11	18,5	30,0	11,0	12,5	3,4	198,4
12	19,5	30,0	11,0	14,0	3,5	190,2
13	19,5	31,0	11,0	14,0	3,5	190,2
14	19,5	30,0	11,5	14,0	3,5	182,1
15	19,5	30,0	11,5	14,5	3,5	188,9
16	19,5	30,0	11,5	13,5	3,5	189,1
17	19,5	30,0	11,5	14,0	3,4	186,8
18	21,5	30,0	12,0	15,0	3,5	189,4
19	20,5	30,0	12,0	15,0	3,5	188,4
20	21,0	31,0	12,0	15,0	3,5	188,9
21	21,0	30,0	12,5	15,0	3,5	187,2
22	21,0	30,0	11,5	15,0	3,5	198,2
23	21,0	30,0	12,0	14,5	3,5	185,3
24	21,0	30,0	12,0	15,0	3,4	193,5
25	20,5	30,0	11,5	14,0	3,5	182,9
26	19,0	30,0	11,5	14,0	3,5	181,7
27	19,0	31,0	11,5	14,0	3,5	181,7
28	19,0	30,0	12,0	14,0	3,5	190,6
29	19,0	30,0	11,0	14,0	3,5	189,7
30	19,0	30,0	11,5	14,5	3,5	188,3
31	19,0	30,0	11,5	13,5	3,5	188,7
32	19,0	30,0	11,5	14,0	3,4	186,4
33	18,0	30,0	11,5	14,0	3,5	180,8
34	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
35	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
36	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
37	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
38	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
39	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5

continua

continuação

Número da iteração	Anel (mm)	Cilindro oco (mm)	Disco frontal (mm)	Disco traseiro (mm)	Pás (mm)	Tensão de Von Mises (MPa)
40	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
41	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
42	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
43	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
44	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
45	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
46	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
47	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
48	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
50	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
51	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
52	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
53	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
54	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
55	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
56	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
57	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
58	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
59	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
60	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
61	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
62	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
63	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
64	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
65	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
66	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
67	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
68	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
69	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
70	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
71	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
72	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
73	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
74	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
75	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
76	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
77	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
78	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
79	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
80	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
81	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5

continua

continuação

Número da iteração	Anel (mm)	Cilindro oco (mm)	Disco frontal (mm)	Disco traseiro (mm)	Pás (mm)	Tensão de Von Mises (MPa)
82	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
83	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
84	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
85	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
86	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
87	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
88	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
89	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
90	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
91	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
92	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
93	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
94	18,0	30,0	11,5	13,5	3,5	187,9
95	18,0	30,0	11,5	14,0	3,4	185,5
96	18,5	30,0	11,5	14,0	3,5	181,3
97	18,0	31,0	11,5	14,0	3,5	180,8
98	18,0	30,0	12,0	14,0	3,5	189,7
99	18,0	30,0	11,0	14,0	3,5	188,6
100	18,0	30,0	11,5	14,5	3,5	187,8
101	18,0	30,0	11,5	14,0	3,5	180,8