

PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA BALANÇA DE CARGA PARA TÚNEIS DE VENTO COM BAIXA VELOCIDADE

Rodrigo Cezar Polac¹

rcpolac@mecanica.ufu.br

Diony Douglas Durães Santos¹

dionydd@mecanica.ufu.br

Danilo Mendes Nascimento¹

dmnascimento@mecanica.ufu.br

Marcelo Braga dos Santos¹

mbsantos@mecanica.ufu.br

Aristeu Silveira Neto¹

aristeus@mecanica.ufu.br

¹Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Av João Naves de Ávila 2121, Campus Santa Mônica Bloco 1M, Uberlândia-MG, Cep: 38408-902.

RESUMO:

Neste trabalho é apresentada uma metodologia para o projeto de balanças de força a serem aplicadas na instrumentação de túneis de vento de baixa velocidade. Esta metodologia baseia-se na concepção da configuração fundamental da balança, no projeto e na otimização do projeto da balança através do uso de modelos de elementos finitos e algoritmos de otimização. O projeto apresentado tem características únicas quando comparado ao projeto de balanças normalmente utilizadas em túneis de vento de grandes dimensões e elevados números de Reynolds. São discutidas, portanto, as características do túnel de vento para o qual o projeto foi desenvolvido que tornam a metodologia aplicada adequada ao projeto de sensores de túneis de vento de baixa velocidade. São apresentadas as características fundamentais de sensores de força e a forma com que tais características são representadas no modelo de elementos finitos. A metodologia de otimização do projeto é apresentada de maneira detalhada em suas etapas. Adicionalmente são mostradas as soluções adotadas para se aumentar a sensibilidade da balança sem alteração das características dinâmicas do sensor. Finalmente as dimensões e configurações finais da balança e da célula de carga são apresentadas e discutidas baseando-se nos resultados de calibração estática e dinâmica do protótipo da célula.

Palavras-chave: Túnel de vento, célula de carga, balança, otimização, elementos finitos.

1. INTRODUÇÃO

Muitas são as aplicações de engenharia onde os efeitos aerodinâmicos devem ser analisados e considerados. Neste contexto é importante utilizar metodologias de análise, teóricas e experimentais, para se quantificar esses efeitos em vistas ao escoamento do fluido e sua interação com as estruturas presentes no interior do escoamento. Dentre diversas aplicações, pode-se citar os esforços provocados pela interação do escoamento com asas e aerofólios, o que é vital para a engenharia aeronáutica e automobilística, assim como para desenvolvimento didático sobre a interação fluido estrutura.

A análise teórica por meio de modelagem matemática constitui um conjunto de equações que, após a definição de suas condições de contorno, deve ser resolvido com auxílio de um computador, para simular numericamente os problemas em estudo. As simulações numéricas têm como principal vantagem a sua generalidade, e como desvantagem a complexidade de suas equações que

demandam um grande esforço computacional para serem resolvidas. Apesar dessa dificuldade as simulações têm sido largamente utilizadas para determinação de efeitos aerodinâmicos.

Em bancadas experimentais é possível obter a visualização de fenômenos inerentes ao escoamento assim como medir grandezas físicas relativas ao escoamento e a sua interação com a estrutura aerodinâmica sob ensaios. As medidas nos ensaios aerodinâmicos podem ser realizadas de maneira direta ou indireta. Isto é, no ensaio de um aerofólio pode-se obter as forças envolvidas indiretamente através das medidas de pressões e velocidades no escoamento e posteriormente com o cálculo das forças de interação do fluido com a estrutura.

Campregher (2005) desenvolveu um algoritmo numérico para o cálculo de escoamentos turbulentos e suas interações com estruturas imersas no mesmo. Em seu trabalho Campregher (2005) simula o escoamento sobre um degrau, o escoamento turbulento sobre uma esfera fixa no espaço e sobre uma esfera sustentada por molas. Os resultados apresentados pelo autor podem ser utilizados para o cálculo das forças atuantes sobre uma esfera em um ensaio experimental quando são medidas as grandezas como a pressão e velocidade no escoamento.

No entanto para se obter diretamente os esforços atuantes sobre um corpo imerso em um escoamento são necessários sensores de deslocamento ou de força acoplados ao corpo. Estes dispositivos são projetados para medir os esforços gerados em um corpo de prova imerso em escoamentos gerados em túnel de vento e normalmente se aplicam às pesquisas sob condições controladas de escoamento. Geralmente os sensores são projetados para medir esforços em dois eixos coordenados, no mínimo, para que sejam medidas simultaneamente as forças de arrasto e sustentação.

Dentre as balanças já existentes, a balança STING que é a de uso mais geral, possui seu dispositivo de medição inserido no corpo de prova. Esta balança constitui-se por estar completamente recoberta pelo corpo de prova e fixa a um ponto adotado como referencial inercial. Deve-se salientar, no entanto, que as dimensões reduzidas do túnel de vento da FEMEC impedem o uso de uma balança STING, portanto deve-se utilizar uma nova concepção de projeto.

A fim de se obter uma alta sensibilidade em uma banda de frequência adequada aos ensaios, foi utilizado um algoritmo de otimização acoplado a um modelo de elementos finitos para se obter o melhor projeto dos sensores. Os resultados numéricos referentes ao projeto da balança e das células de carga são apresentados em conjunto com os resultados de calibração do primeiro protótipo construído das células de carga.

2. MODELO DE BALANÇA PARA TÚNEIS DE VENTO BAIXA VELOCIDADE

Os túneis de vento podem ser caracterizados principalmente pelo tamanho da seção de teste e pelas velocidades de escoamento. Estas são as duas características principais que determinam os limites dos corpos a serem ensaiados e a amplitude máxima das forças envolvidas nos ensaios. Em vista a estas características o túnel de vento projetado e construído por Silveira Neto (2004) apresenta características como baixa velocidade e dimensões reduzidas da seção de testes. A velocidade máxima é de 22 m/s e seção de testes quadrada de 20x20 cm.

Para este túnel de vento os corpos a serem ensaiados devem possuir dimensões reduzidas. Tal exigência advém da necessidade em se minimizar o efeito das paredes do túnel sobre os corpos ensaiados. Isto combinado à baixa velocidade de escoamento produz forças que variam entre 0,1 N e 15 N de acordo com o corpo de prova e o número de Reynolds. Nos ensaios iniciais de ajuste e em simulações numéricas, obteve-se de forma indireta forças de sustentação e arrasto da ordem de 15 N para um aerofólio com perfil NACA 0012. Tais amplitudes de força foram obtidas para um número de Reynolds de $2.7 \cdot 10^6$. Verificou-se numericamente que a máxima frequência de interesse, para oscilações destas forças, nos estudos possíveis de serem realizados com este túnel de vento foi de 10 Hz.

Devido às baixas amplitudes das forças calculadas e às pequenas dimensões dos corpos de prova, o projeto de uma célula de carga para uso neste túnel de vento torna-se um problema de engenharia complexo. Isto implica em problemas relacionados à construção da célula, que deve ter

dimensões reduzidas, como os corpos de prova, e a alta sensibilidade, devido às baixas amplitudes das cargas envolvidas. Deve-se, portanto, obter como resultado uma célula de carga que permita medir as baixas amplitudes das forças envolvidas nos ensaios sem que esta interfira no escoamento ou na dinâmica do corpo de prova.

Pastore (1995) desenvolveu uma balança do tipo Sting, baseada em extensômetros, para um túnel de vento de dimensões relativamente grandes quando comparadas às do túnel de vento em questão. Portanto o uso da mesma arquitetura de balança significaria o uso de corpos de prova com dimensões superiores àquelas aceitáveis para aos ensaios neste túnel de vento, tal como fora analisado por Santos et al (2006). Optou-se então pelo posicionamento desta balança fora do túnel de vento.

Esta opção apesar de permitir uma maior flexibilidade ao projeto da balança e eliminar os efeitos da balança sobre o escoamento é restrita à aplicação com corpos prismáticos de comprimento iguais a largura da seção de testes ou superiores.

Doebelin (1990) apresenta diversas construções de células de carga com capacidade de medir as componentes de força e os momentos em três eixos coordenados. No entanto é importante salientar que todos os modelos devem atender a exigências específicas de um bom projeto de instrumentação, como: alta sensibilidade, baixa sensibilidade cruzada, alta resolução e banda de frequência adequada.

Neste âmbito uma construção capaz de obter as componentes de força e os momentos sobre os eixos coordenados, em ensaios no túnel de vento, é apresentada na Figura 1. O sistema mostrado no esboço consiste de dois discos de diâmetros ϕ ligados entre si por um eixo de comprimento L . Aos discos são fixadas 3 células de cargas igualmente espaçadas entre si de 120° . É necessário citar que as células devem possuir a mesma rigidez. Precisa-se notar também, que a balança como mostrada é capaz de medir as componentes de força e os momentos em todas as direções.

Considerando a configuração da balança mostrada na Figura 1, Santos et al (2006) demonstra a forma para composição das forças nos eixos coordenados a partir dos valores medidos pelas células de carga.

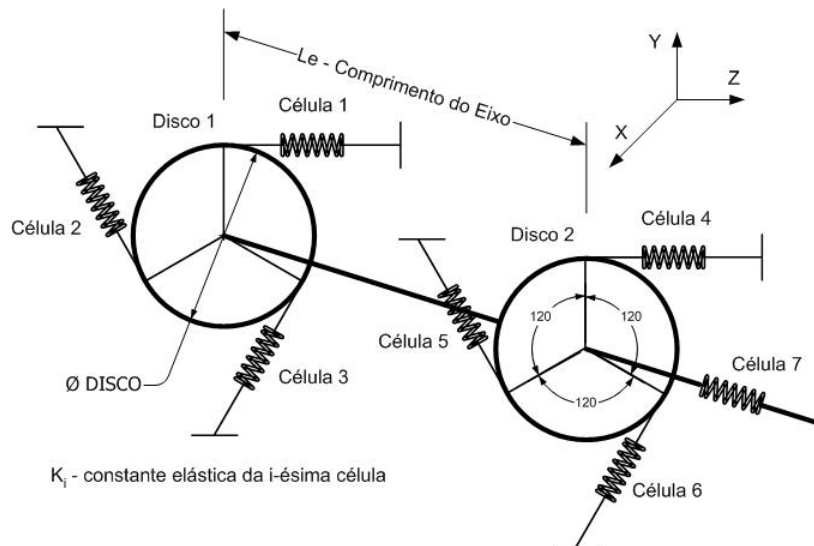


Figura 1. Diagrama esquemático para uma balança tridimensional.

Para as aplicações do túnel de vento construído por Silveira Neto (2004) não há interesse em medir a força atuante na direção z , isto se deve ao fato dos corpos de prova e as simulações numéricas do túnel de vento serem preferencialmente realizadas com corpos de prova simétricos em relação ao plano OXY na Figura 1.

Apesar da aparente complexidade em se obter os valores das componentes de força e os momentos em cada eixo coordenado a configuração da balança mostrada na Figura 1, Doebelin (1990) sugere que esta configuração é a que apresenta os menores níveis de sensibilidade cruzada.

Esta sensibilidade cruzada é obtida em Santos et al (2006) onde se permite verificar que existem duas variáveis de projeto que permitem a redução do efeito cruzado, a constante elástica e o comprimento da célula, que podem ser maximizados em função da minimização do efeito cruzado.

3. PROJETO E OTIMIZAÇÃO DA BALANÇA

Doebelin (1990) sugere que o projeto de uma cadeia de instrumentação deve considerar características fundamentais como a sensibilidade estática, o tempo de resposta, o tempo de estabilização da resposta e a máxima frequência de variação da grandeza a ser medida. A sensibilidade estática, definida como a relação entre a grandeza medida e a grandeza de saída da cadeia de instrumentação, atualmente é definida como a relação entre a grandeza a ser medida e uma grandeza elétrica. São exemplos as células de cargas piezoresistivas acopladas a pontes de resistores que possuem sensibilidade definida em N/V. A primeira frequência natural e o fator de amortecimento são características da cadeia de instrumentação, que determinam qual a máxima frequência de variação da grandeza medida na qual os erros de amplitude e fase dos sensores podem ser desconsiderados. Isto é, tais características determinam até qual frequência a sensibilidade da cadeia de instrumentação pode ser assumida como sendo igual à sensibilidade estática.

Em vistas a fase entre a grandeza medida e o sinal de saída da cadeia pode-se dizer que um sensor ideal deve ter fase nula. Isto é, o sensor não deve possuir um atraso entre a entrada e a saída ou este atraso deve ser pequeno o suficiente para que um sinal de saída possa ser assumido como simultâneo a uma determinada entrada. O fator de amortecimento também se relaciona ao tempo de estabilização da resposta de uma cadeia de instrumentação. De tal forma que fatores de amortecimento elevados significam menores amplitudes de flutuação da resposta, porém um tempo de resposta longo implicando em grandes atrasos entre a saída e a entrada. No outro extremo um sensor com coeficiente de amortecimento próximo a zero possui um tempo de resposta curto e altas amplitudes de oscilação da resposta, significando um tempo de estabilização da resposta longo.

Neste trabalho o projeto da balança é realizado em duas fases distintas. Em uma primeira fase a balança tem suas dimensões e a constante elástica das células de cargas definidas através de um algoritmo de otimização. Nesta fase visa-se maximizar a sensibilidade respeitando a restrição em se obter um sensor capaz de medir frequências superiores aos 10 Hz esperados para as forças de interação fluido-estrutura presentes no túnel de vento. Em uma segunda fase as células de carga são projetadas através de um modelo de elementos finitos de forma a se obter deformações máximas na região de colagem dos extensômetros mantendo a constante elástica determinada na etapa anterior do projeto.

3.1 Comportamento global da balança

O projeto da balança não consiste apenas na definição de sua configuração básica como mostrado na Figura 1. Deve-se também determinar as constantes elásticas das células de carga de forma a se obter uma sensibilidade elevada e uma primeira frequência natural adequada às frequências das forças encontradas em ensaios no túnel de vento em questão.

Para se obter uma sensibilidade adequada deve-se fazer as células de carga mais flexíveis que o eixo da balança mostrada na Figura 1. Isto deve-se ao fato que para uma força aplicada ao centro do eixo este deve-se manter indeformável quando comparado a célula de carga, por sua vez a célula de carga deve deformar de uma quantidade suficiente para que ocorra variação das resistências dos extensômetros. Em vistas a primeira frequência natural pode-se dizer que uma célula de carga flexível implica em um sistema de aquisição, balança, com a primeira frequência natural baixa, portanto uma capacidade de medir somente baixas frequências de oscilação das forças.

O projeto da balança é definido, portanto como um problema que deve conciliar características antagônicas, a sensibilidade elevada e a máxima frequência observada nas forças presentes em ensaios do túnel de vento. A esta classe de problemas onde deve-se atender mutuamente características antagônicas Lepore&Santos (2000) sugerem que os algoritmos de otimização são uma alternativa interessante. Tais algoritmos são rotinas numéricas capazes de minimizar ou maximizar uma determinada função objetivo sujeita a uma série de restrições. O projeto da balança é escrito portanto como um problema de otimização onde a função objetivo, a ser minimizada, é definida como a função que representa a relação entre a deformação do eixo e a deformação da célula de carga, escrita na Eq(1).

$$P_DEF = \frac{|\Delta S_{eixo} - \Delta S_{célula}|}{|\Delta S_{célula}|} \times 100 \quad (1)$$

onde ΔS_{eixo} e $\Delta S_{célula}$ significam o deslocamento, no sentido de aplicação da força, de um ponto no centro do eixo e do ponto de fixação da célula no disco respectivamente.

Uma análise da Eq.(1) permite verificar que para valores nulos de P_DEF teremos um deslocamento do centro do eixo que é resultante da deformação das células apenas, ao passo que valores elevados desta função indicam um eixo flexível quando comparado às células de carga.

Neste projeto foi elaborado um modelo de elementos finitos que consiste da representação matemática da balança mostrada na Figura 1. O modelo de elementos finitos utiliza elementos sólidos para a representação dos eixos e dos discos da balança como mostrado na Figura 2. Para a representação das células de carga utilizam-se elementos que representam molas lineares, estes elementos são mostrados na Figura 2 pelas linhas vermelhas saindo dos discos. Os elementos de mola possuem como constante real apenas a constante elástica K e produzem apenas forças de tração e compressão nos elementos.

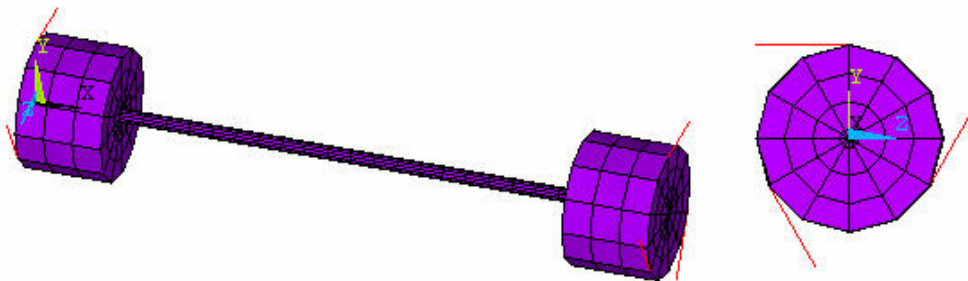


Figura 2. Modelo de elementos finitos.

Utilizando-se o modelo, de elementos finitos, mostrado na Figura 2 pode-se obter o valor da primeira frequência natural da balança. Adicionalmente em um segundo passo de solução é calculado o campo de deslocamentos da balança que é provocado por uma força de valor unitário. Os valores de deslocamentos obtidos são então utilizados para o cálculo da função P_DEF conforme definido na Eq.(1). O problema de otimização é resolvido utilizando o método dos gradientes descendentes com as variáveis de projeto sendo: diâmetro do eixo; diâmetro do disco; espessura do disco; constante elástica das células K . A primeira frequência natural é definida como uma restrição de desigualdade. Isto é, define-se um valor mínimo aceitável para a primeira frequência natural que deve ser respeitado durante a solução do problema de otimização. Ao algoritmo de otimização utilizado são acoplados os multiplicadores de Lagrange para ponderação das restrições de desigualdade.

Portanto o projeto ótimo da balança será aquele que minimiza a função P_DEF maximizando a deformação das células de carga porém respeitando o valor mínimo da primeira frequência natural, estipulado em 50 Hz inicialmente.

3.2. Projeto da célula de carga

A geometria da célula de carga é definida com o principal objetivo de favorecer o deslocamento unidirecional necessário ao modelo da balança. Dessa maneira foi escolhida para a célula a geometria em Z que possui duas regiões rígidas e duas placas finas paralelas. As regiões rígidas, nas extremidades das células, não deformam e induzem as placas finas a se deformarem sobre flexão. Nestas placas são colados os extensômetros. Na Figura 3 é mostrado um exemplo de célula de carga Z.

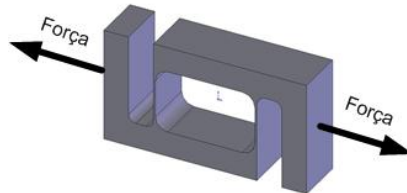


Figura 3. Célula de carga tipo Z

O modelo em elementos finitos, que utiliza apenas elementos sólidos, das células de carga tem como objetivo alcançar a rigidez definida pelo algoritmo de otimização. As dimensões devem também ser definidas de maneira tal que se obtenha o limite de resistência necessário para a célula suportar as cargas sem deformar plasticamente.

A carga para a qual as dimensões são simuladas foi definida considerando a força máxima a ser medida por balança que é de 10,06 N. Esta força foi obtida em simulações numéricas durante o projeto do túnel de vento, este valor foi determinado como 15N.

O mesmo modelo de elementos finitos é utilizado para a simulação de configurações geométricas que permitam a concentração de tensão e deformação na região de colagem dos extensômetros. Pretende-se desta forma obter uma configuração capaz de melhorar a sensibilidade da célula de carga sem o comprometimento da rigidez calculada no passo anterior do projeto.

Shigley & Mischke (2001) sugerem que o uso de furos em regiões submetidas a esforços de tração possam produzir fatores de concentração localizados de até três vezes o valor da tensão no mesmo corpo sem o uso de furos. Desta forma são estudados como a disposição dos furos, o diâmetro dos furos e o número de furos alteram a deformação na região de colagem dos extensômetros.

4. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS E PROJETO FINAL DA BALANÇA

Conforme a seqüência de projeto estipulada para o projeto da balança o primeiro passo é a obtenção do diâmetro do eixo central da balança, da espessura e do diâmetro do disco de fixação das células de carga. Estas dimensões são determinadas através do uso de algoritmo de otimização baseado no método do gradiente descendente. Adicionalmente as constantes elásticas das células são determinadas através do algoritmo de otimização que deve minimizar a função escrita na Eq. (1) com a primeira frequência natural da balança sendo sempre maior que 55Hz.

Utilizando o algoritmo de otimização acoplado ao modelo de elementos finitos no software ANSYS® obteve-se 30 mm como espessura dos discos, 45 mm de diâmetro dos discos e 4.4 mm de diâmetro para o eixo central. Nestas condições a rigidez adequada às células de carga foi determinada como 34357 N/m. Este projeto otimizado resultou na primeira frequência natural da balança de 59.6 Hz e um valor de 35.16% para a Eq.(1).

Na Figura 4 é mostrada a função transferência para o projeto ótimo da balança. Deve-se notar que até 20Hz o desvio máximo entre a força medida e a força aplicada sobre a balança é inferior a 6%, sendo que em 10Hz, máxima frequência de interesse para o túnel de vento, o desvio é inferior a 1%. Devido ao valor de $P_DEF=35.16\%$ optou-se por realizar uma simulação com um cilindro de 10 mm de diâmetro acoplado ao eixo. Esta situação foi escolhida por ser uma situação possível de ser ensaiada no túnel de vento. Com o cilindro de 10 mm a nova frequência natural foi determinada como 57.09 Hz e o novo valor de P_DEF como 1.54%. Portanto a adição do corpo de prova irá alterar de maneira significativa e desejável a deformação do eixo sem alterar a primeira frequência natural da estrutura a ponto de inviabilizar a medição de forças com frequências de até 10 Hz.

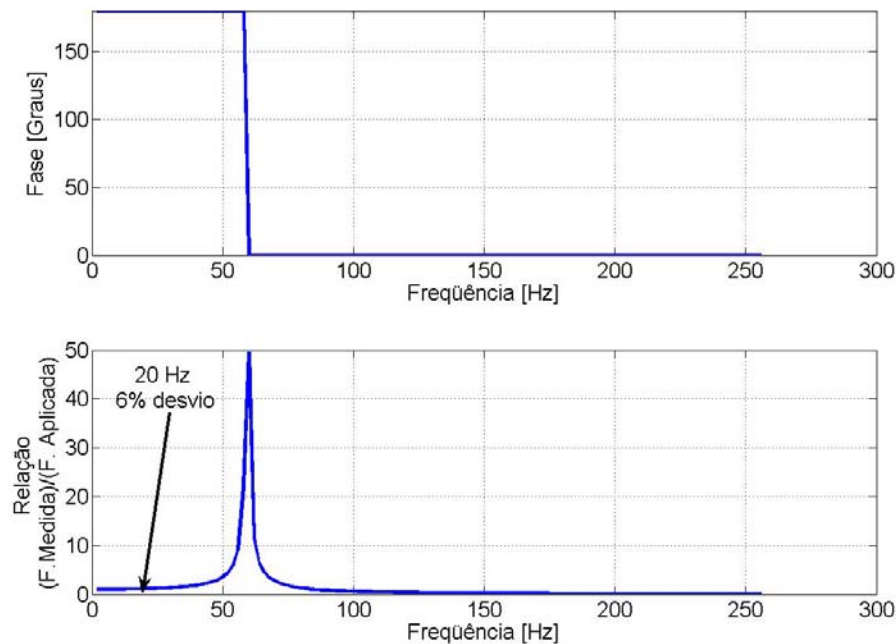


Figura 4. Função transferência, entre a força aplicada e a força medida, para a balança otimizada.

Após o projeto da balança ser especificado e otimizado o próximo passo é a definição da geometria da célula de carga capaz de fornecer uma rigidez igual ou próxima aos 34357 N/m determinados pela otimização. Após a definição das dimensões fundamentais das células serem determinadas, como na Figura 5, foram estudadas maneiras de concentrar as deformações sofridas pela célula sob os extensômetros.

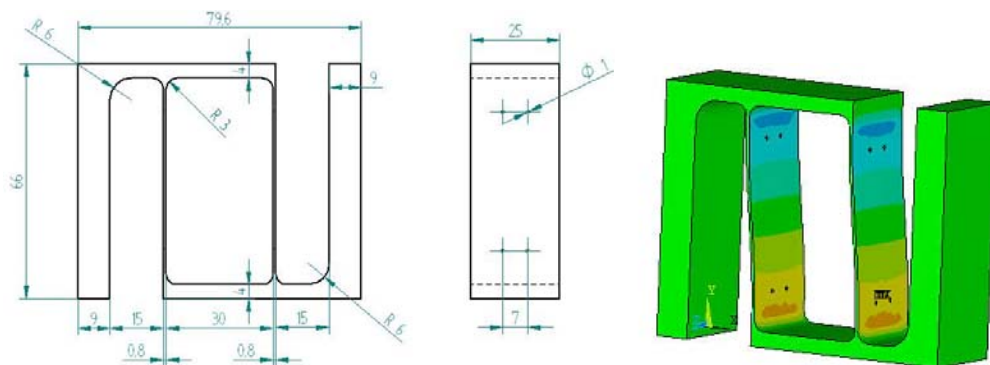


Figura 5. Diagrama esquemático com as dimensões da célula de carga projetada.

Na Figura 6 e na Figura 7 são apresentados os campos de tensões atuantes sob a região de colagem dos extensômetros para a célula de carga com furos para concentração de tensão e para a célula de carga sem o uso de furos.

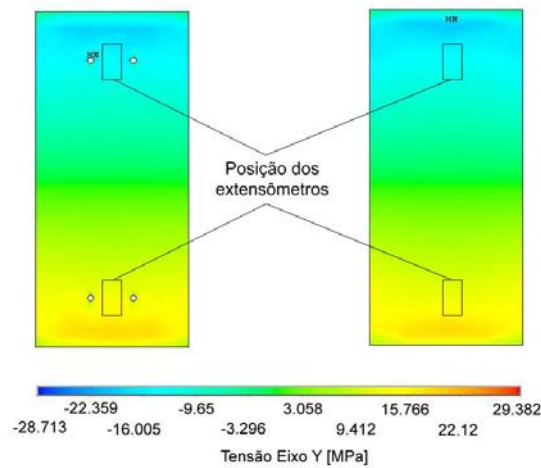


Figura 6. Tensões atuantes sobre as células de carga sob os extensômetros.

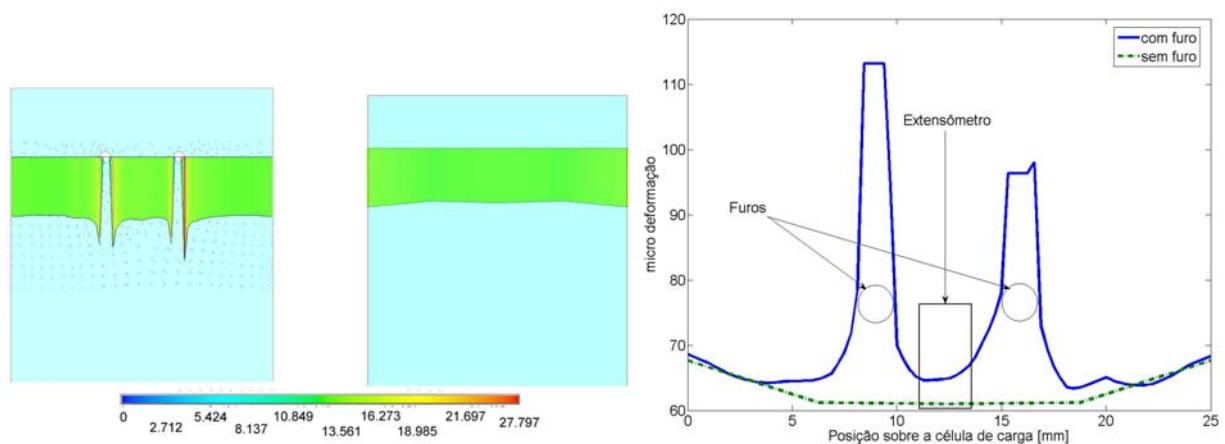


Figura 7. Detalhe da distribuição de tensão e deformação sobre a linha de centro comum aos furos de concentração de tensão.

Deve-se notar na Figura 6 e Figura 7 que o posicionamento dos furos determina um fator de concentração de tensão de aproximadamente 35%. Isto é o nível de tensão é alterado de aproximadamente 10 MPa para valores próximos a 13.5 MPa.

Considerando que os 4 extensômetros, colados a célula nas posições indicadas nas figuras, possuem um GAGE FACTOR de 2.03, e formam uma ponte de Wheastone completa com excitação de 10 V, tem-se a sensibilidade da célula, segundo Doebelin (1990), como se segue:

- Com furos concentradores de tensão: 1.43 N/mV.
- Sem furos concentradores de tensão: 2.2 N/mV.

Verifica-se, portanto que existe uma melhora de 35% na sensibilidade da célula com a adição dos furos de concentração de tensão. Pode-se melhorar a resolução da cadeia de instrumentação utilizando amplificadores operacionais na saída da ponte de Wheastone e segundo Doebelin (1990) obter-se ganhos de até 1000 vezes sem degradação do sinal elétrico.

5. CALIBRAÇÃO

Com o objetivo da realização de ensaios de calibração, foi construído um protótipo da célula de carga com as dimensões mostradas na Figura 5.

5.1. Calibração Estática

Foram realizados dois ensaios de calibração estática, para esforços de tração e de compressão, em que a célula de carga foi submetida a esforços que variavam de 100 a 2000 gramas, obtidos por meio de massas de chumbo.

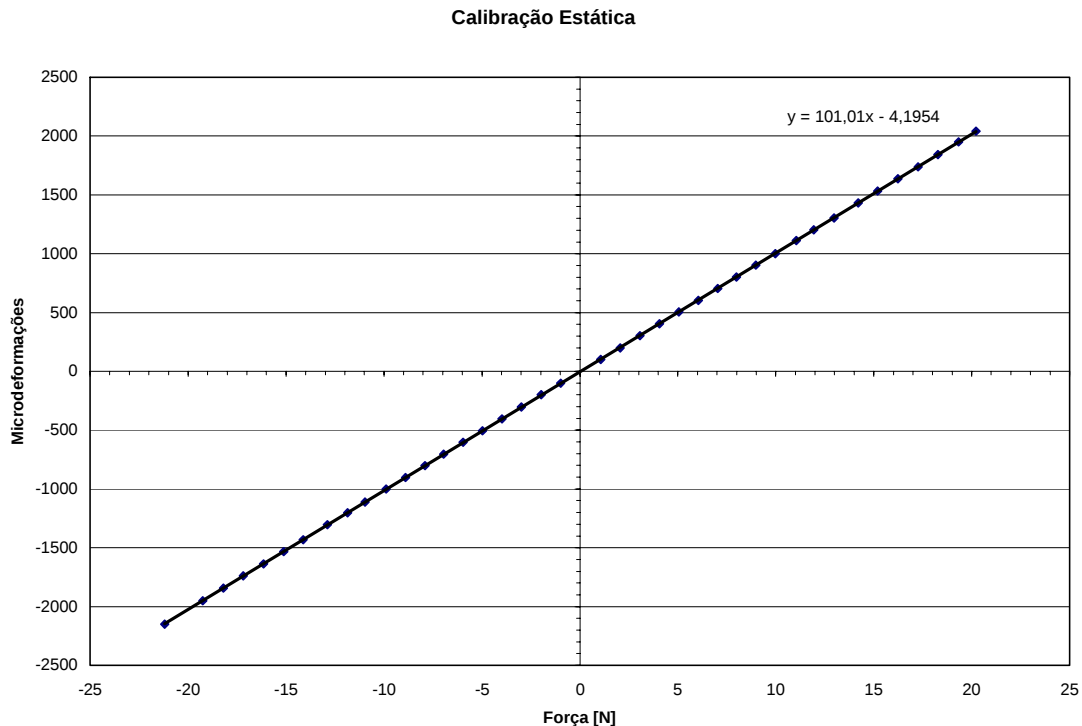


Figura 8. Gráficos dos ensaios de tração e compressão

Os gráficos da Figura 8 demonstram que a célula de carga construída é linear em faixas de força de 15 N de compressão à 15N de tração. Ainda analisando os gráficos dos ensaios, verificamos que o protótipo da célula possui uma sensibilidade de $101.01 \mu\epsilon/N$, comparando com os resultados simulados com o modelo de elementos finitos na Figura 7, o qual previa uma sensibilidade de $67 \mu\epsilon/N$, é possível concluir que o protótipo da célula é mais sensível que o modelo o que melhora resolução da célula de carga. É relevante observar que nas simulações para projetar a célula inicialmente não se pode ter uma situação idêntica a real. Isto decorre do fato de que as dimensões finais da célula fabricada são levemente diferentes do modelo, isso explica a discrepância entre os resultados do modelo e do protótipo, entretanto nota-se que o resultado da célula construída foi ainda mais satisfatório que o do modelo simulado.

5.2 Calibração Dinâmica

A calibração dinâmica foi realizada comparando a concordância entre os resultados da célula de carga com os resultados obtidos com uma célula piezelétrica de parâmetros conhecidos. Para tanto, ambas as células foram conectadas em série a um excitador eletromagnético, o qual é capaz de aplicar forças de até 100 N em uma banda de frequência de até 5 KHz. Os sinais foram adquiridos simultaneamente em um analisador de espectro para se obter a relação entre a força medida pelas células de cargas na banda de frequência de interesse. Desde que a leitura da célula de carga piezelétrica é conhecida pode-se determinar através da relação obtida no analisador de espectros a sensibilidade em V/N da célula de carga piezoresistiva.

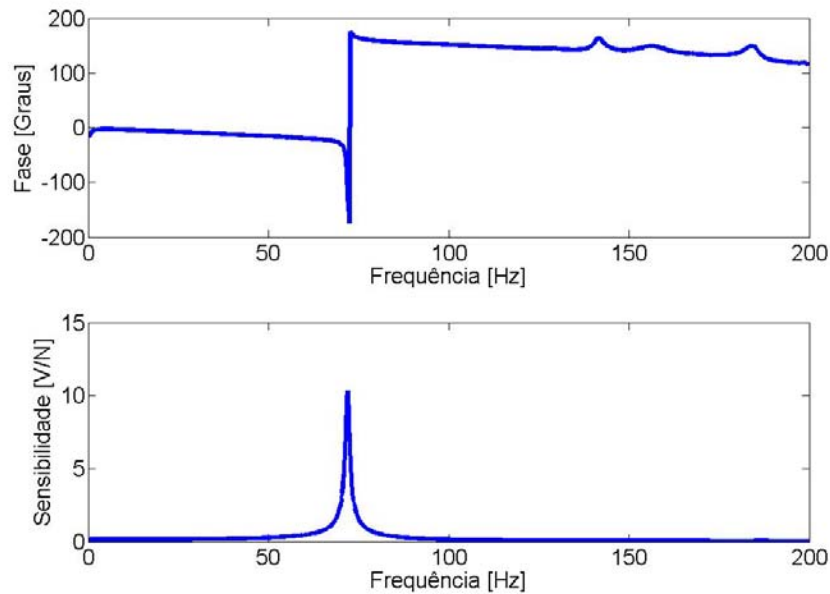


Figura 9. Gráficos de fase e de sensibilidade em relação à frequência.

Analisando os gráficos da Figura 9 é possível verificar que na frequência desejada para o bom funcionamento da célula, isto é, até 10 Hz, a célula de carga responde em fase a célula piezelétrica. É possível observar também que a sensibilidade até a frequência desejada é constante em torno de 1,4 V/N. Comparando o gráfico de sensibilidade da Figura 9 com o mesmo gráfico da Figura 4, salientando que o gráfico da Figura 4 corresponde a toda a balança aerodinâmica e no caso da Figura 9 é analisada apenas uma célula de carga, é possível ressaltar a boa concordância de ambos para a faixa de frequência desejada e também para a primeira frequência natural.

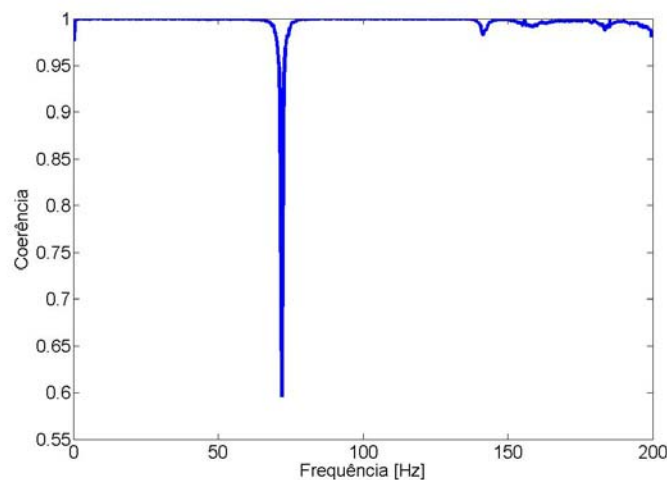


Figura 10. Gráfico de Coerência.

O gráfico de coerência nos mostra o quanto da saída de um sistema linear é função da entrada aplicada, isto é, uma função de coerência unitária indica que não há ruído nas medições. Considerando o sistema da calibração dinâmica como um sistema linear o gráfico da coerência mostrado na Figura 10 tem valor unitário pelo menos até a frequência desejada de 10Hz, o que nos indica que toda força captada na saída, na célula piezo resistiva, é função da entrada, força aplicada à célula piezelétrica.

5. CONCLUSÃO

A geometria da balança, que traz as células de carga para fora da secção de testes do túnel torna viável o projeto da mesma. Isso porque a geometria interna é restrita pela dimensão dos corpos de prova e pela necessidade de se evitar que a balança altere o escoamento dos fluídos. A geometria da balança, com as células externas à secção de testes, mostra-se então viável e adequada para o uso no túnel de vento em questão atendendo as restrições de montagem e funcionamento.

Os algoritmos de otimização, aplicados ao projeto da balança, mostraram-se eficientes para conciliar as necessidades antagônicas do projeto. Assim a alta sensibilidade estática e a banda de frequência de operação adequada são obtidas em um projeto otimizado que considera como variáveis de projeto as dimensões do eixo, dos discos e a rigidez da célula de carga.

Uma vez definida a rigidez das células necessárias ao projeto ótimo da balança o método de elementos finitos foi fundamental na definição da geometria final das células. Através do modelo de elementos finitos foi possível maximizar o nível de deformações na região do extensômetro respeitando os limites de resistência do material empregado na construção da célula e a rigidez estipulada pelo algoritmo de otimização.

A metodologia de projeto mostrada neste trabalho, fazendo o uso de técnicas de otimização e ferramentas de análise numérica, mostrou-se fundamental para atender as restrições e características impostas pelo próprio projeto. O método de elementos finitos é uma ferramenta recomendada para a obtenção de soluções precisas a projetos de engenharia bem como sua otimização. Pode-se, portanto definir que tais ferramentas foram de fundamental importância na obtenção de um sistema de instrumentação e leitura de forças para o túnel de vento robusto e eficaz. Deve-se, no entanto salientar que o projeto apresentado não é uma solução única para todos os túneis de vento normalmente utilizados para pesquisas de mecânica dos fluídos. Porém a metodologia apresentada para a definição do projeto da balança é capaz de auxiliar a obtenção de sistemas de instrumentação otimizados para túneis de vento de baixa velocidade de ensaio.

6. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq, à Fapemig, à Capes e à FEMEC pelo suporte fornecido ao desenvolvimento deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS

- Campregher, R., 2005, "Modelagem Matemática Tridimensional para Problemas de Interação Fluido-Estrutura", Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Vol. Doutorado, pp.
- Doebelin, E. O., 1990, "Measurement Systems: Application and Design", McGraw-Hill, New York.
- Lepore, F. P. and Santos, M. B., ABCM, 2000, "Comparative study between non deterministic optimization algorithms", IV SIMPÓSIO MINEIRO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil, Vol. pp. 10
- Santos, M. B., Silveira Neto, A., Santos, Diony D. Durães., Nascimento, D. M., Polac, R. C., ABCM, 2006, "PROJETO E OTIMIZAÇÃO DE UMA BALANÇA DE CARGA PARA TÚNEIS DE VENTO COM BAIXA VELOCIDADE", IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, RECIFE, Vol. pp.
- Shigley, J. E. and Mischke, C. R., 2001, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill Higher Education, New York, Vol. pp.

DESIGN AND OPTIMIZATION OF A LOAD PROBE USED IN A LOW SPEED WIND TUNNEL

Rodrigo Cezar Polac¹

rcpolac@mecanica.ufu.br

Diony Douglas Durães dos Santos¹

dionydd@mecanica.ufu.br

Danilo Mendes Nascimento¹

dmnascimento@mecanica.ufu.br

Marcelo Braga dos Santos¹

mbsantos@mecanica.ufu.br

Aristeu Silveira Neto¹

aristeus@mecanica.ufu.br

¹Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Av João Naves de Ávila 2121, Campus Santa Mônica Bloco 1M, Uberlândia-MG, Cep: 38408-902

Abstract. *In this work it is presented a suitable methodology for the design of the load probes used in low velocity wind tunnel. This methodology was based on the design and optimization by means of the finite element models coupled with the steepest descent algorithm. The presented load probe has some singularities when compared with a conventional load probe used in a high-speed wind tunnel. The wind tunnel characteristics are presented and is discussed how they affect the load probe design; a special attention was dispensed to the low level of forces that exist in this kind of wind tunnel. Were discussed too how to represent in a finite element model the physical parameters of a load probe and how to these parameters were used on the optimization algorithm. Additionally are presented the adopted solutions to increase the load probe sensitivity without change its dynamical behavior. Finally the final dimensions and configurations of the load probe are presented and discussed based on its statically an dynamically calibrations data.*

Keywords: *Wind tunnel, load cell, load probe, optimization, finite element method.*