

ESTUDO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR ESCOAMENTO EM PRÉ-DISTRIBUIDORES DE TURBINAS HIDRÁULICAS UTILIZANDO CFD

Alexandre D`Agostini Neto
alexandre.dagostini@poli.usp.br

Resumo. O presente trabalho tem por objetivo determinar os principais fatores de influência das vibrações induzidas por escoamento em travessas de pré-distribuidores de turbinas hidráulicas. Simulações numéricas utilizando CFD (método dos volumes finitos) com malha dinâmica foram realizadas de forma a determinar de que maneira variáveis como perfil do bordo de fuga, velocidade do escoamento e rigidez estrutural interferem na amplitude de vibração, na frequência de emissão de vórtices e na energia transferida do escoamento para a estrutura.

Um estudo preliminar mostra também como o domínio computacional, a geometria dos elementos da malha e o modelo de turbulência interferem na frequência de emissão de vórtices, de maneira a determinar qual o modelo mais razoável para a presente aplicação.

Palavras chave: Pré-distribuidor, Stay-Vanes, Vórtices, Travessas, Vibrações

1. Introdução

O problema de vibrações induzidas por escoamento em pré-distribuidores vem sendo discutido em literatura há mais de 40 anos, tendo sido publicado em Julho de 1965 o primeiro trabalho a respeito da ocorrência das mesmas. No entanto, apesar de razoavelmente compreendidas, pode-se afirmar que vibrações induzidas por escoamento nas estruturas mencionadas ainda são um problema recente. A execução de modificações no perfil das travessas é a solução mais empregada de maneira a eliminar a ocorrência do fenômeno.

O presente trabalho visa, a partir de simulações de um sistema fluido-estrutura utilizando um código CFD por volumes finitos e um modelo dinâmico para um perfil bidimensional de uma determinada travessa, determinar como as variáveis características do problema podem influenciar na amplitude, frequência de vibração e energia transferida do escoamento para a estrutura.

Um estudo preliminar sobre o fenômeno mostra também como o domínio computacional, a geometria dos elementos da malha e o modelo de turbulência utilizados interferem na frequência de emissão de vórtices.

2. Breve Histórico de Trincas em Travessas e Soluções Adotadas

Existem diversos casos relatados sobre vibrações e trincas em travessas. No entanto, por mais que se façam investigações sobre diferentes casos encontrados, as descrições dos fenômenos envolvidos são praticamente idênticas: níveis anormais de vibração em cargas parciais, mas não suficientes para uma investigação mais detalhada, ou vibrações excessivas que fazem com que períodos entre inspeções sejam reduzidos até a detecção de falhas que retiram a máquina de operação comercial. No entanto, na maioria dos casos, apenas a inspeção de 2000h de operação revelou trincas nas soldas e nas transições das travessas. As mesmas variam de intensidade e são normalmente atribuídas à fadiga.

De maneira geral, a maneira mais utilizada para eliminar a ocorrência de tal fenômeno é a execução de modificações do bordo de fuga do perfil das travessas. Tal procedimento é adotado partindo-se do princípio que, sendo o número de Strouhal (St), dado pela equação 1, aproximadamente constante para uma travessa com um determinado número de Reynolds, uma redução na espessura do bordo de fuga do perfil levaria a um aumento da frequência de emissões de vórtices e, portanto, afastaria tal frequência das de ressonância do perfil (modos de flexão e torção).

$$St = \frac{fd}{U} \quad (1)$$

onde f = Frequência de emissão de vórtices

d = Espessura da região onde há separação do escoamento (considerando espessuras de camadas limite)

U = Velocidade de escoamento ao longe

Em particular, os casos que foram relatados para duas usinas devem ser mencionados, sendo eles o da Usina Nkula Falls e o da Usina Capivara. Em especial, o perfil do terceiro grupo de travessas (16-24) de UHE Capivara foi utilizado como referência para o presente trabalho.

As vibrações no caso de Nkula Falls surgiram para a unidade 5. Os ensaios em campo em todas as unidades para investigar as razões de vibrações mostraram que as unidades 1-4 tinham uma tendência de vibrar somente para casos de vazões acima das nominais, onde até então não haviam sido operadas. Ao mesmo tempo, para a unidade 5, as vibrações ocorriam na faixa nominal de operação. As travessas da unidade 5 tinham perfis ligeiramente diferentes das anteriores, o que leva à conclusão de que a emissão de vórtices era a causa preponderante de excitação dinâmica das mesmas. O projeto dos perfis de travessas seguiu conceitos que foram desenvolvidos com base em experiências prévias de vibrações de outras unidades. A geometria do perfil do bordo de fuga era chanfrada a 30°, mantendo sempre transições arredondadas.

As curvas da Figura 1, mostram para os perfis das unidades 1 e 5 a variação da frequência de vibração com a vazão da máquina. Pode-se perceber que, para a primeira unidade a frequência de excitação fica abaixo da frequência natural de flexão da travessa. Já para o perfil da unidade 5, é comum a operação da máquina em regimes onde a frequência de excitação coincida com frequências naturais das mesmas, o que pode levar a grandes amplitudes de vibração.

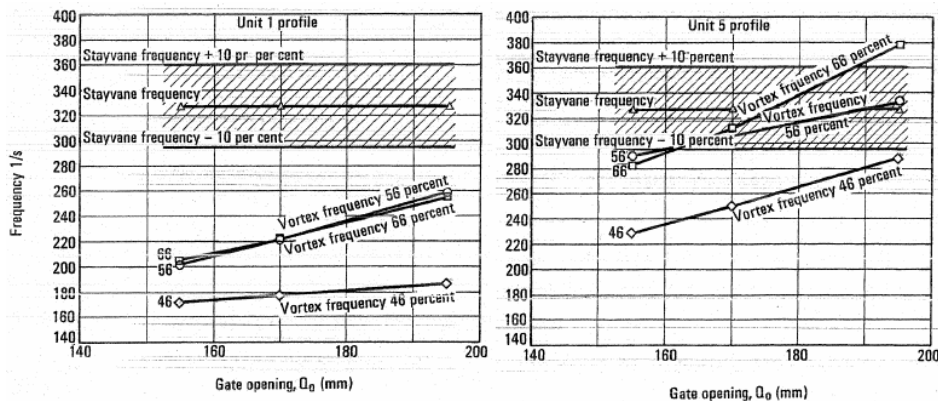


Figura 1 – Variação de frequência de excitação com parâmetros de funcionamento da máquina para as unidades 1 e 5 (Extraído de Fisher, 1994)

A solução para o problema foi obtida diminuindo-se a espessura do bordo de fuga efetuando-se um chanfro pelo lado de sucção (menor pressão) do perfil. Variações no lado de pressão não causaram efeitos na frequência de emissão de vórtices. O perfil da Figura 2 mostrou-se o mais eficiente.

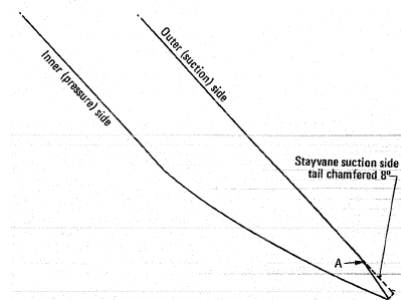


Figura 2 - Perfil modificado da unidade 5 (Extraído de Fisher, 1994)

O que se espera de um bordo de fuga pouco espesso é que a frequência de emissão de vórtices seja maior do que aquela de um bordo de fuga mais espesso, quando se considera que a separação do escoamento se dará exatamente no final do perfil. No entanto, para as modificações indicadas na Figura 2, o escoamento se separa no ponto A, criando uma espessura efetiva na região de separação maior do que a do bordo de fuga em si. Temos, portanto, os novos resultados para o perfil modificado dados pela Figura 3:

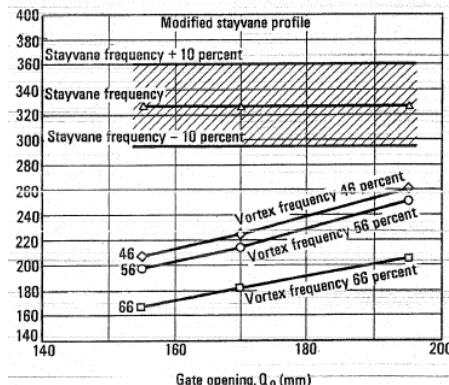


Figura 3 – Novos resultados para o perfil da unidade 5 (Extraído de Fisher, 1994)

As turbinas da UHE Capivara, originalmente instaladas na década de 1970, apresentaram problemas de trincas no pré-distribuidor. Desde a primeira inspeção contratual, com menos de 3000 horas de operação, as travessas apresentaram trincas que, em alguns casos, possuíam cerca de 600 mm de comprimento, localizadas nas extremidades superior e inferior das travessas, principalmente nas do grupo 16-23. Durante o ano de 1987, a CESP, então operadora da usina, e o fabricante original realizaram medições nas máquinas e modificaram a aresta de saída das travessas das

unidades, visto que havia sido detectada uma ressonância em algumas travessas sob determinadas vazões. A primeira modificação do perfil é mostrada na **Figura 4**.

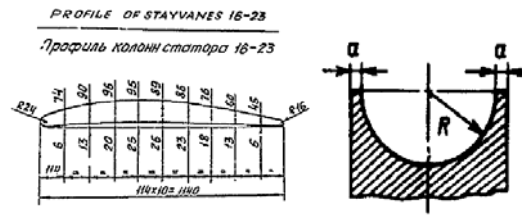


Figura 4 - Primeira modificação do perfil do bordo de fuga das travessas do grupo 16-23 (Extraída de Kurihara, 2007)

Posteriormente, em 1987, foi realizada uma nova intervenção no bordo de fuga do perfil de maneira a reduzir para 8 mm a espessura do bordo de fuga. A Figura 5 mostra esquematicamente as 3 intervenções no perfil.

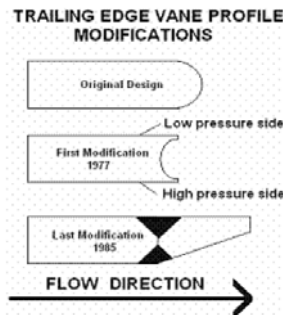


Figura 5 - Variações no perfil de UHE Capivara (Extraída de Kurihara, 2007)

Apesar das modificações realizadas, o problema não foi solucionado. Em 2003, foram detectadas inúmeras trincas com tamanho considerável, que necessitaram de investigações mais detalhadas de maneira a corrigir definitivamente o problema. Foram executados reparos com técnicas avançadas de soldagem de maneira a reduzir tensões residuais mas, ainda assim, em 2005 novas trincas foram detectadas. A reincidência das mesmas após um ano de operação indicou que estas não tinham origem devida somente à qualidade da soldagem, geometria da solda, ou então da matéria prima. Um plano investigativo detalhado foi elaborado e executado (Kurihara, 2007) e uma nova proposta de modificação do perfil das travessas foi apresentada. Dados foram obtidos em campo e foi observada, nas travessas do grupo 3, uma ressonância do 1º modo torcional na frequência de 95Hz para potências correspondentes a vazões entre 240 a 308 m³/s com uma queda bruta de 45,8m. A Figura 6 mostra os gráficos com séries temporais para as travessas do grupo 3 em tais condições.

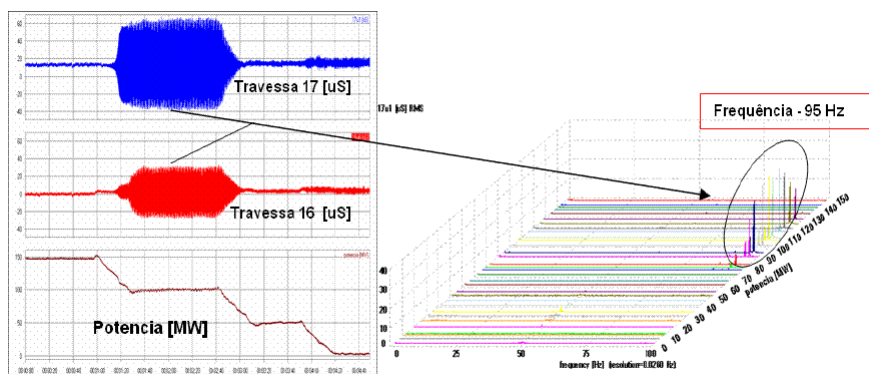


Figura 6 – Série temporal das travessas do grupo 3 (Extraída de Kurihara, 2007)

Com base nos resultados mostrados na Figura 6, foram realizadas intervenções na geometria que se estendiam desde o centro das travessas até o seu bordo de fuga, reduzindo a espessura na aresta de saída com o objetivo de variar a frequência de emissão de vórtices e tirar as mesmas da faixa de excitação. Após a modificação final do bordo de fuga das travessas, uma nova série de medições foi realizada e os resultados foram colocados em série temporal. A Figura 7 mostra a comparação entre as duas últimas intervenções. Observa-se que o problema da ressonância foi solucionado.

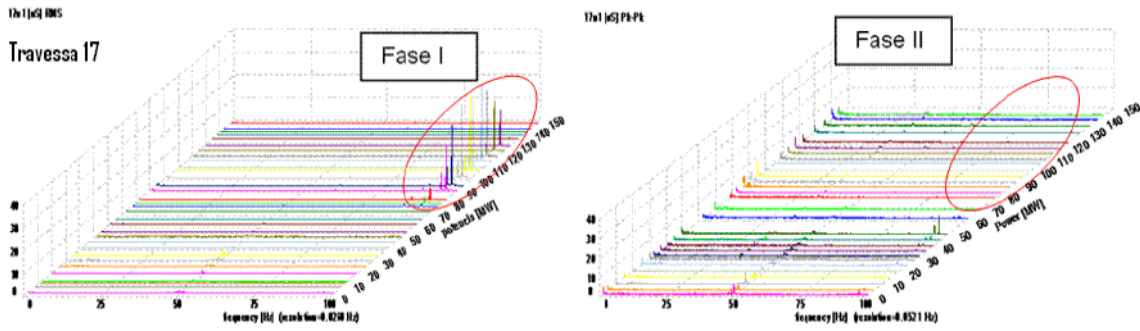


Figura 7 - Comparação entre sinais obtidos antes e depois da última intervenção (Extraída de Kurihara, 2007)

3. Vórtices e Vibrações Induzidas por Escoamento

O comportamento geral de esteiras de vórtices desprendidas de placas e de corpos afilados depende fortemente da geometria do bordo de fuga dos mesmos e do número de Reynolds do escoamento. Se a extremidade for espessa, a esteira tem comportamento semelhante às apresentadas por corpos rombudos. Já no caso de extremidades afiladas, como é o caso de fólios, o comportamento varia com a espessura. No entanto, não será detalhado no presente texto o fenômeno de emissões de vórtices a partir de corpos afilados e nem de rombudos.

Quanto ao modelo dinâmico das travessas, foi utilizado um sistema massa-mola-amortecedor padrão, que simula deslocamentos transversais ao escoamento (1º modo de vibrar da travessa). Para todas as simulações, a fração de amortecimento crítica utilizada foi 1% e a rigidez foi determinada especificamente para cada caso a partir do adimensional conhecido por Velocidade Reduzida (V_r). O modelo pode ser descrito pela equação 2:

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + k y = F_y \quad (2)$$

Com a adição do Coeficiente de Sustentação (C_l), a massa de fluido deslocada (m_d), o parâmetro de massa ($m^* = m/m_d$), o amortecimento estrutural (ζ) e a velocidade reduzida ($V_r = U * T_n / D_{ref}$, T_n sendo o período natural da estrutura), temos a equação 3:

$$\ddot{Y} + 4\pi\zeta \sqrt{1 + \frac{1}{m^*}} \dot{Y} + 4\pi^2 \left(1 + \frac{1}{m^*}\right) Y = C_l \frac{2V_r^2}{m^* \pi} \quad (3)$$

Onde C_l é calculado a partir da integração do campo de pressões e de tensões viscosas sobre a superfície do perfil.

A **Figura 8** ilustra o modelo utilizado.

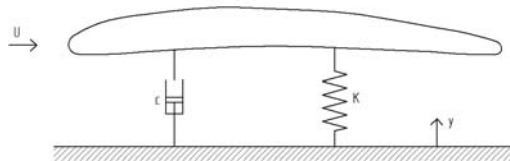


Figura 8 – Modelo utilizado para simulação de vibrações transversais ao escoamento

A energia transferida do escoamento para a estrutura é calculada a partir do procedimento apresentado por Meneghini (2002) em seu trabalho. Considerando-se uma força de excitação $F_l(t)$ por unidade de comprimento na envergadura, temos, por definição, que a energia transferida do escoamento para o corpo oscilando será dada por:

$$\bar{E} = \int_0^T F_l(t) dy \quad (4)$$

Sendo a força $F_l(t)$ modelada por:

$$F_l = \frac{1}{2} \rho U^2 b \bar{C}_l \sin(2\pi ft + \phi) \quad (5)$$

e o deslocamento por

$$y = A \sin(2\pi ft) \quad (6)$$

A energia transferida do escoamento para o corpo oscilante em cada período T de oscilação fica sendo, portanto

$$\bar{E} = \int_0^A F_l dy = \int_0^T F_l \frac{dy}{dt} dt \quad (7)$$

De maneira adimensional, temos, portanto,

$$E = \frac{\bar{E}}{\frac{1}{2} \rho U^2 e^2} = -\pi \bar{C}_l \left(\frac{A}{e} \right) \sin \phi \quad (8)$$

Assim, pode-se visualizar claramente que a energia transferida do escoamento para a estrutura é diretamente proporcional ao sin do ângulo de fase entre deslocamento e aceleração do mesmo.

5. Método Numérico

Conforme já mencionado, o perfil utilizado nas simulações para o presente trabalho foi o do terceiro grupo de travessas da U.H.E Capivara. As simulações foram realizadas em três fases: determinar malha computacional, geometria de domínio e modelo de turbulência adequados para as simulações, simular o mesmo perfil com geometrias variadas no bordo de fuga e, por fim, simular dinamicamente o sistema livre para oscilar (modelo de interação fluido-estrutura).

Para as simulações da travessa livre para oscilar transversalmente ao escoamento, de maneira a não danificar os elementos da camada limite do perfil com a deformação da malha, uma região que se move solidária ao mesmo foi criada englobando tais elementos. Simulações que não utilizam malha dinâmica foram realizadas com um esquema de segunda ordem para a discretização temporal. Já as que utilizam malha dinâmica, o esquema de primeira ordem foi empregado. Os fluxos através das células foram calculados através de método UPWIND de segunda ordem para todos os casos.

Quanto ao modelo dinâmico, este foi implementado ao perfil através de um código que, em paralelo ao CFD, resolve o sistema modelado no ítem 4 e devolve as posições atualizadas do perfil para cada instante de tempo. As forças, obtidas através da integração do campo de pressões na parede do perfil são utilizadas no seguinte equacionamento:

$$m\ddot{Y} + c\dot{Y} + kY = F \quad (9) \text{ e } (10)$$

$$m \frac{d\dot{Y}}{dt} + c\dot{Y} + kY = F$$

Substituindo-se a equação (9) na (2), a aceleração do corpo pode ser calculada para um determinado instante de tempo. A velocidade no próximo *time-step* é calculada pela seguinte equação:

$$\dot{Y}(t + \Delta t) \left(\frac{m}{\Delta t} + \frac{c}{2} + \frac{k \cdot \Delta t}{4} \right) = \dot{Y}(t) \left(\frac{m}{\Delta t} - \frac{c}{2} - \frac{k \Delta t}{4} \right) - kY(t) + \frac{F(t + \Delta t) + F(t)}{2} \quad (11)$$

Sendo: $m = (m^*) \frac{\rho \pi b^2}{4} L$; $c = 2m \varpi_n \zeta$; $k = m \varpi_n^2$

b = corda do perfil

L = comprimento da travessa (nesse caso unitário)

m = massa por unidade de comprimento

c = constante de amortecimento estrutural

De acordo com Blevins (1990), tendo-se um corpo livre para oscilar e aumentando-se a velocidade reduzida (U^*) do escoamento, observa-se que a frequência de emissão de vórtices aumenta linearmente com a mesma, até um ponto em que esta “captura” a frequência natural da estrutura. Nesse regime de vibração, dizemos que o sistema se encontra no *lock-in*. As vibrações resultantes desse fenômeno são de grandes amplitudes. Um novo aumento de U^* faz com que a frequência de emissão volte a subir linearmente, retomando a tendência do regime não-oscilatório. A Figura 9 mostra como o fenômeno de *lock-in* se caracteriza de maneiras diferentes em função do parâmetro de massa m^* de um cilindro.

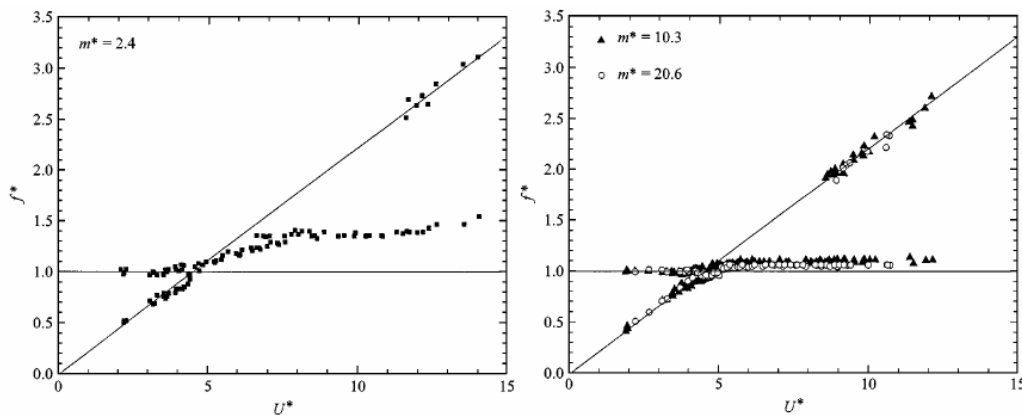


Figura 9 - Resposta em frequência para cilindros oscilando para diferentes parâmetros de massa m^* (Extraído de Khalak, 1999)

6. Metodologia, Resultados e Discussão

6.1 Primeira Fase de Simulações – Determinação do Modelo Computacional

Para o mesmo perfil bi-dimensional da travessa mencionada, foram realizadas simulações variando-se a geometria do domínio, o *time-step*, o número de elementos da malha computacional e o modelo de turbulência, de modo a obter-se um modelo que corresponda ao que foi observado em campo para esta mesma máquina. Para esta primeira fase de simulações, foi utilizada uma velocidade uniforme de 5m/s como condição de contorno de entrada e OUTFLOW como condição de saída (que significa derivadas temporais nulas para o campo de velocidades na saída do domínio).

Quanto à determinação da geometria adequada do domínio para as simulações, foram realizadas simulações preliminares com um *time-step* suficientemente pequeno para capturar as emissões da ordem de grandeza esperadas (entre 30 e 35 Hz) e com uma malha bastante refinada (aprox. 86000 elementos). Assim, foi possível determinar quais as extensões das regiões que eram perturbadas pelo escoamento para que o posicionamento das condições de contorno fosse feito de maneira adequada (visto que o fôlio está sendo simulado individualmente, e não no interior de uma máquina com todos os outros componentes da turbina).

Em seguida, partindo-se de uma geometria de domínio definida, a malha computacional foi trabalhada de maneira a reduzir o custo computacional (malhas estruturadas com menos elementos) e a permitir a implementação do modelo dinâmico (que no software de CFD utilizado só pode ser implementado para malhas não estruturadas de elementos triangulares). Para estes casos preliminares, foi utilizado um *time-step* de 1×10^{-4} s com modelo $k-\varepsilon$ de turbulência (intensidade turbulenta de 2% com diâmetro hidráulico igual à máxima espessura do perfil). Em resumo, foram testadas diferentes malhas que foram se tornando refinadas apenas nos locais de grandes gradientes de velocidade e pouco refinadas em regiões onde o escoamento não se mostrava significativo. Na última malha simulada, a jusante foi feito um aumento progressivo nas dimensões dos elementos de maneira a dissipar a esteira numericamente e estabilizar o escoamento antes da condição de contorno de saída, conforme mostrado na Figura 10.

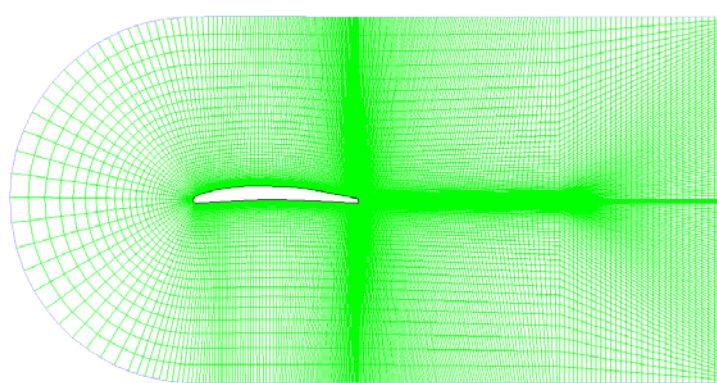


Figura 10 – Malha estruturada que apresentou melhores resultados para a simulação do problema

Tendo sido o modelo computacional otimizado para os cálculos posteriores, novas variáveis foram alteradas de maneira a verificar a sensibilidade do sistema a cada uma delas, sendo elas o *time-step* de simulação e o modelo de turbulência. A Tabela 1 mostra resumidamente a variação da frequência de emissão para um determinado perfil com as diferentes malhas e condições de simulação testadas. Deve-se mencionar que as malhas 1, 2 e 3 são estruturadas e foram evoluindo da maneira como foi descrito anteriormente e a malha 4 surgiu como a primeira tentativa de se implementar elementos triangulares para a solução deste problema. Os modelos marcados na tabela foram levados a diante para as próximas fases de simulações.

Tabela 1 - Resumo dos casos simulados

Malha	Time Step	Mod. De turbulência	Frequência	St + CL
1	5.00E-04	k-ε intens. 2%	27.77	0.21105
2	1.00E-04	k-ε intens.2%	29.67	0.22549
2	5.00E-04	k-ε intens. 2%	27.77	0.21105
2	1.00E-03	k-ε intens.2%	25.64	0.19486
2	5.00E-03	k-ε intens. 2%	16.66	0.12662
2	1.00E-04	k-ε intens. 1%	29.23	0.22215
2	1.00E-04	k-ε intens. 2%	29.67	0.22549
2	1.00E-04	k-ω intens. 2%	30.21	0.2296
2	1.00E-04	k-ω intens.3%	30.03	0.22823
3	1.00E-04	k-ω intens. 2%	30.21	0.2296
4	1.00E-04	k-ω intens. 2%	30.21	0.2296

De maneira a calibrar os modelos determinados para simulações posteriores, para o mesmo perfil simulado foi feita uma variação da velocidade de escoamento, e o resultado obtido estava de acordo com o esperado (variação linear da frequência de emissões com a velocidade de escoamento).

6.2 Segunda Fase de Simulações – Variação do Perfil do Bordo de Fuga

Tendo sido determinado um modelo computacional inicial para o problema, foi estudada a influência do perfil do bordo de fuga nas frequências de emissão de vórtices para 12 travessas diferentes para casos estáticos.

Para todos os perfis simulados, a velocidade de escoamento foi mantida constante e igual a 5m/s e as condição de contorno utilizada foi PRESSURE OUTLET na saída do domínio e VELOCITY INLET nas entradas. Foram levantadas as curvas de C_1 em função do tempo e as frequências para cada perfil. A Tabela 2 mostra de maneira resumida a forma dos perfis simulados, a espessura do bordo de fuga e as frequências encontradas para cada um deles.

O que se pode observar é que efetivamente o aumento da espessura do bordo de fuga causa a redução da frequência de emissão (perfis 7,8, e 9; 11 e 12). No entanto, para que isto ocorra, é necessário que o escoamento se separe exatamente na região do bordo de fuga. Os casos 3, 4, 5 e 6 tiveram uma resposta diferente da esperada justamente porque a separação do escoamento se dá a montante do bordo de fuga. Assim, a dimensão de referência para a região de separação é maior do que simplesmente a espessura do bordo de fuga adicionado das espessuras das camadas limites. Portanto, sendo esta dimensão ainda maior do que os 32mm iniciais (perfil 1), observou-se uma queda da frequência de emissões, o que é perfeitamente aceitável partindo-se da hipótese que o número de Strouhal deve permanecer aproximadamente constante se o número de Reynolds também o for. Imagens ilustrativas dos perfis 1 e 6 são mostradas no Anexo A. No caso mostrado para a usina Nkula Falls (item 2), efeito semelhante foi observado quando as travessas foram reparadas.

Tabela 2 – Forma dos bordos de fuga simulados e frequências de excitação obtidas



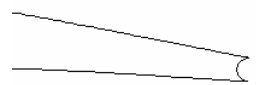

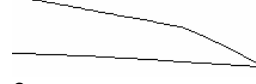
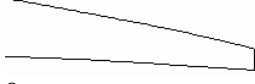
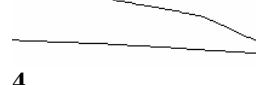
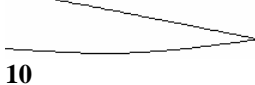
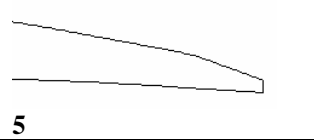
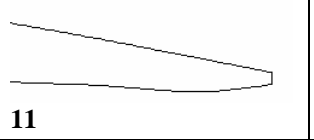
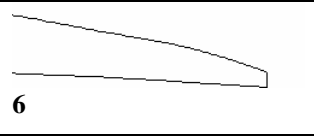
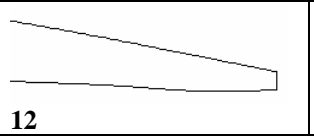
Perfil	Esp (mm)	Freq (Hz)	Perfil	Esp (mm)	Freq (Hz)
 1	32	34.96	 7	20	40.32
 2	32	29.41	 8	24	34.60
 3	4	0.00	 9	28	31.44
 4	8	0.00	 10	0	0.00

Tabela 3 – Cont.

 5	12	0.00	 11	16	43.47
 6	16	0.00	 12	24	34.97

6.3 Terceira Fase de Simulações – Implementação do Modelo Dinâmico

Conforme já mencionado, para a realização das simulações computacionais do presente trabalho, foi utilizado o software comercial FLUENT. No entanto, tal software não considera em seu algoritmo os deslocamentos sofridos pelo perfil devido à interação fluido-estrutura. Por outro lado, tal software permite o desenvolvimento de um código em linguagem C e o seu acoplamento ao programa principal, o que permite a simulação do perfil livre para oscilar, e até mesmo com oscilação forçada. A este código implementado, dá-se o nome de User-Defined Function (UDF).

As UDFs são formadas por Macros internas do FLUENT, as chamadas “DEFINE Macros”. Elas acessam variáveis de simulações do FLUENT, e, a partir desses dados, realizam operações adicionais, não realizadas pelo software principal.

As simulações com o modelo dinâmico também foram executadas em três fases. Foram realizadas simulações baseadas em números adimensionais que permitem a extrapolação dos resultados posteriormente. Para todos os casos dinâmicos daqui para frente, considerar parâmetro de massa $m^*=0.72$.

A primeira fase de simulações consiste em, para o perfil 1, varrer toda a faixa de velocidades reduzidas onde é comum a ocorrência do fenômeno de *lock-in* (de 2 a 12). Deve-se ressaltar que as condições de contorno foram mantidas constantes. Dessa maneira, alterar a velocidade reduzida (V_r) significaria, ao comparar dois casos com diferentes, alterar a rigidez estrutural da travessa. Em outras palavras, da definição de Velocidade Reduzida, uma travessa com uma velocidade reduzida maior teria um período natural maior (mantendo-se velocidade de escoamento e dimensão de referência constantes), ou seja, uma rigidez estrutural menor (seria uma travessa mais longa, se considerarmos mesmo material e área da seção transversal).

Da primeira fase de simulações, é possível obter-se qual o valor da velocidade reduzida que resulta em máximo valor de amplitude para o perfil 1. Assim, de maneira a obter-se resultados comparativos, na segunda fase de simulações os diferentes perfis tiveram sua amplitude de vibração medida para o mesmo valor de velocidade reduzida que leva o perfil 1 ao pico de amplitude (ou seja, tendo-se uma determinada travessa em uma máquina em operação e realizando-se qualquer uma das outras 11 possibilidades de alteração no bordo de fuga, seria possível saber qual seria mais eficiente quanto à redução de amplitude de vibração). Na terceira fase de simulações, sabendo-se a frequência de emissões de cada travessa no caso estático, cada um dos outros 11 perfis teve sua frequência natural igualada à frequência de emissões de modo a determinar como o bordo de fuga interfere na energia de excitação de cada uma das travessas.

6.3.1 Perfil 1 – Variação da Velocidade Reduzida (V_r)

Conforme já mencionado anteriormente, a primeira fase de simulações consiste em, para o perfil 1, varrer toda a faixa de velocidades reduzidas onde é possível encontrar-se o fenômeno de *lock-in*. A **Figura 11** mostra a amplitude de vibração do perfil em função da velocidade reduzida e a frequência de vibração do mesmo em função deste mesmo parâmetro.

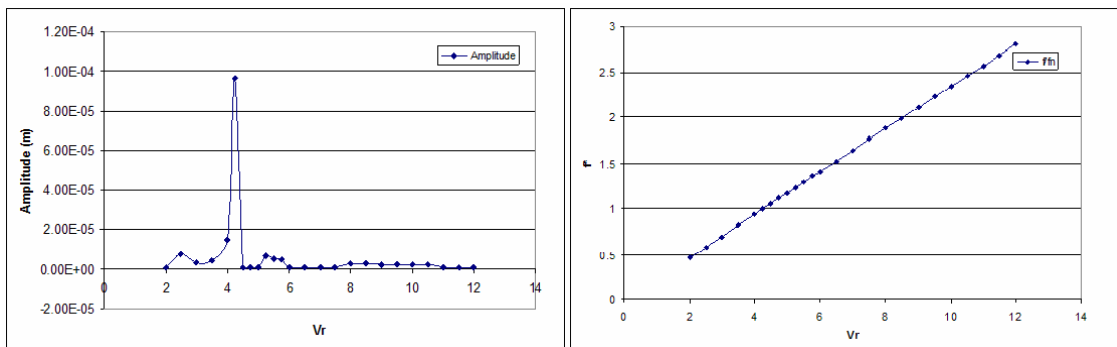


Figura 11 – Amplitude de vibração e f^* (f/f_n) para toda a faixa de V_r calculada

Como é possível observar, a curva cruza com o valor $f^*=1$ para a mesma velocidade reduzida em que a amplitude de pico é observada. Também é possível perceber uma ligeira variação na inclinação da reta obtida nas proximidades deste ponto. Não foi observada uma faixa bem caracterizada de *lock-in*, mas, no entanto, como pode ser visto na Figura 9, a caracterização de tal fenômeno para uma larga faixa de velocidades reduzidas está relacionadas a um alto valor do parâmetro de massa m^* para o caso de cilindros circulares. Assim, para o presente caso, pode-se tomar o resultado obtido como satisfatório. Para o caso de vibrações em placa planas, existem trabalhos que mostram também que a geometria é fortemente responsável por determinar a faixa onde o *lock-in* pode ser observado.

A energia transferida do escoamento para a estrutura por ciclo é dada pela **Figura 12**.

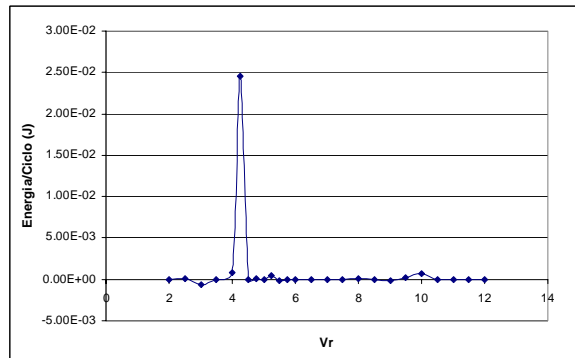


Figura 12 – Energia transferida do escoamento para a estrutura

6.3.2 Comparação entre perfis – Rigidez estrutural do Perfil 1 com $V_r = 4.25$

A segunda fase de simulações consiste em, para uma determinada rigidez estrutural, variar o perfil do bordo de fuga de modo a obter a influência da geometria na amplitude de vibração e na energia transferida do escoamento para a estrutura, conforme já mencionado. A rigidez estrutural utilizada para os casos mostrados é a mesma utilizada para o Perfil 1 quando a velocidade reduzida vale 4.25 para suas dimensões de referência. Assim, a **Figura 13** mostra as curvas de amplitude de vibração e de energia transferida do escoamento para a estrutura por ciclo, respectivamente, para cada um dos 12 perfis simulados.

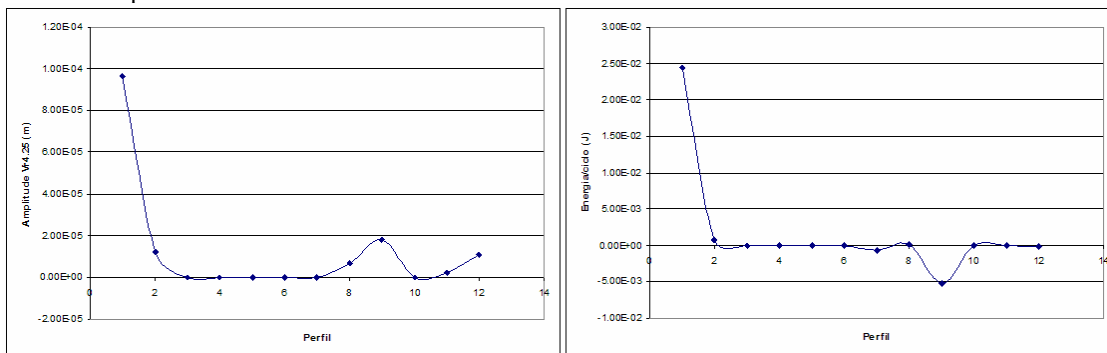


Figura 13 – Amplitude de vibração e energia de excitação para os diferentes perfis

6.3.3 Comparação entre perfis – Determinação do pico de amplitude para cada perfil

Nesta última fase de simulações, de maneira a determinar a influência do bordo de fuga na energia de excitação e na amplitude de vibração de cada perfil, foi determinada para os perfis 7,8,9 e 11 a velocidade reduzida de máxima amplitude e, portanto, a energia de excitação para cada um destes casos. Tendo sido determinados os pontos de máximo para cada perfil, foi calculada também a energia de excitação para cada um desses perfis em ressonância.

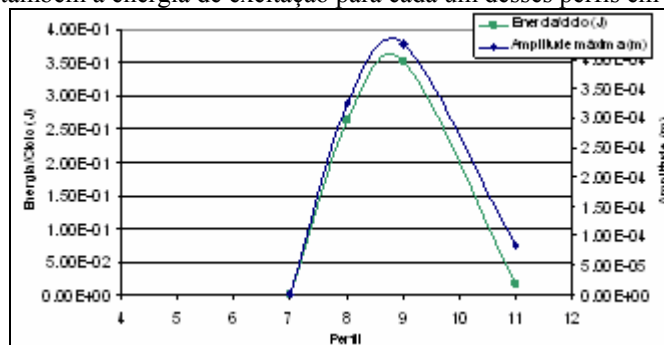


Figura 14 – Amplitude de vibração e energia de excitação para os perfis 7,8,9 e 11 em ressonância

7. Conclusão

Tendo em vista os resultados obtidos com as simulações realizadas, pode-se concluir que o modelo proposto responde adequadamente às mudanças de variáveis características do problema e pode ser usado como meio de predição da ocorrência do fenômeno. Como pode ser observado, o bordo de fuga tem grande influência na amplitude máxima de vibração e na energia de excitação do sistema.

A execução do chanfro para reparo das travessas é uma boa solução para eliminar a ocorrência do problema, mas deve ser bastante cuidadosa, visto que travessas chanfradas apresentaram maior amplitude do que a travessa com perfil arredondado (1) quando em ressonância.

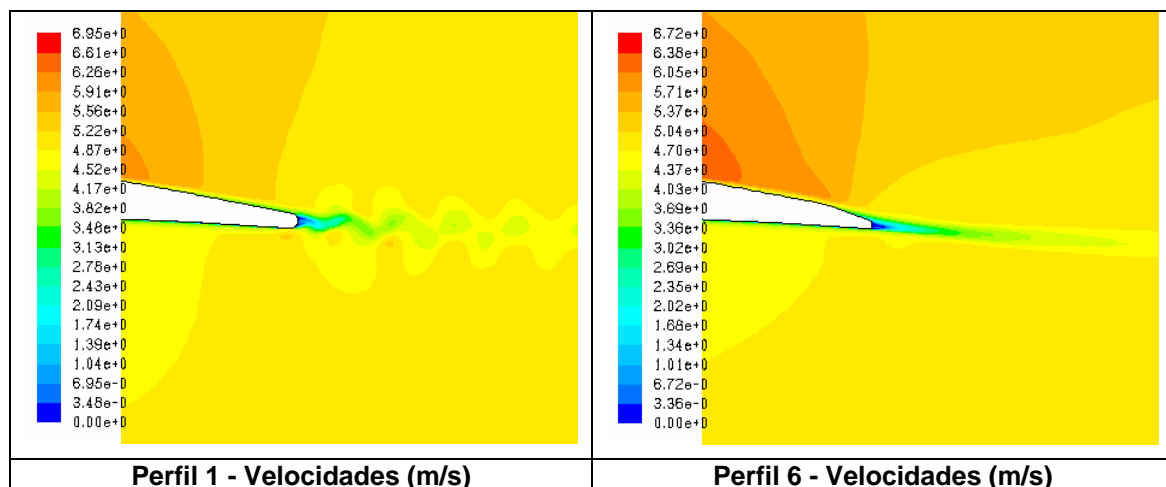
8. Referências

- Fisher Jr., R. K., Gummer, J. H., Liess, C., “Stayvane Vibrations in the Nkula Falls Turbines”, *Hydropower & Dams*, (January 1994).
- Gissoni, H.C., “Análise Mecânica de vibrações em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas”, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica – USP, 2005
- Khalak, A. Williamson C. H. K., “Motions, forces and mode transitions in vortexinduced vibrations at low mass-damping”, *J. Fluid and Structures* 13 (1999), 813–851.
- Kurihara, F., Poll, H., Dias, D., Gissoni, H., “Diagnóstico de Máquinas para a eliminação da origem de trincas em pré-distribuidores: a otimização da UHE Capivara”, XIX SNPTEE, Rio de Janeiro, Brazil, 2007
- Meneghini, J. R. “Projetos de Pesquisa no Tópico Geração e Desprendimento de Vórtices no Escoamento ao Redor de Cilindros”, Livre-Docência, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 2002.

9. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

10. Anexo A - Imagens de alguns perfis simulados estaticamente



STUDY OF FLOW INDUCED VIBRATION IN HYDRAULIC TURBINES STAY-VANES USING CFD

Alexandre D'Agostini Neto

alexandre.dagostini@poli.usp.br

Abstract. This work evaluates the main influence factors of flow-induced vibration of hydraulic turbines stay-vanes. Trainling-edge geometry influence on vortex-shedding frequency, vibration amplitude and excitation energy is evaluated for 12 different stay-vane profiles. It is also evaluated the computational mesh quality, the main domain geometry, the turbulence model and the time step effects on the shedding frequency.

Keywords. *Stay-Vanes, Vortex Shedding, Vibrations*