

Vibrações induzidas por vórtice em um cilindro com um grau de liberdade e rigidez não linear.

Vortex induced vibration in a single degree of freedom cylinder with structural nonlinearities

Sérvio Túlio S. H. Bastos¹, Rui M. G. de Vasconcellos² e Flávio D. Marques³

¹São João da Boa Vista, Universidade Estadual Paulista (Unesp), Brasil. Email: tuliobastos10@gmail.com

²São João da Boa Vista, Universidade Estadual Paulista (Unesp), Brasil. Email: rui.vasconcellos@unesp.br

³São Carlos, Universidade de São Paulo (USP), Brasil. Email: fmarques@sc.usp.br

Resumen

En este proyecto se propone una investigación de los efectos del endurecimiento estructural no lineal en un único grado de libertad de un cilindro expuesto a un flujo transversal, presentando un efecto de vibración inducida por vórtices. Para realizar la validación de la implementación fenomenológica del modelo, simulaciones numéricas fueron realizadas e los resultados fueron comparados con resultados experimentales. Las simulaciones mostraron que la presencia de este tipo de no linealidades se extiende la región de sincronización para el cambio de la frecuencia natural de la estructura con la velocidad de flujo y frecuencia de desprendimiento de vórtice. Un ensayo en un túnel de viento fue realizado para validar los resultados. La contribución de esta investigación puede ser útil para prevenir vibración inducida por vórtices en estructuras no lineales reales.

Palabras clave: vibración inducida por vórtices; estructura no lineal; endurecimiento estructural no lineal.

Abstract

In this research project, it is proposed an investigation of the effects of hardening structural nonlinearity in a single degree of freedom cylinder exposed to a transverse flow, presenting the vortex induced vibration effect. To check the validity of the implemented phenomenological model, numerical simulations has been performed and the results has been compared with experiments. Simulations showed that the presence of this type of nonlinearity extends the lock-in region by changing the structural natural frequency with the freestream speed and the vortex shedding frequency. A wind tunnel test validated the obtained simulated results. The contributions of this research can be helpful in order to prevent vortex induced vibrations in realistic nonlinear structures.

Keywords: Vortex Induced Vibration; nonlinear structure; hardening structural nonlinearity.

1. Introdução

As Vibrações Induzidas por Vórtice (VIV) são consequências de uma região turbulenta que é gerada a partir do desprendimento da camada limite devido à

interação fluido-estrutura. Quando tal desprendimento ocorre, forças aerodinâmicas periódicas podem ocorrer fazendo com que o corpo, no caso o cilindro, passe a oscilar. Quando há a sincronização entre a frequência de desprendimento de vórtice e algum harmônico da

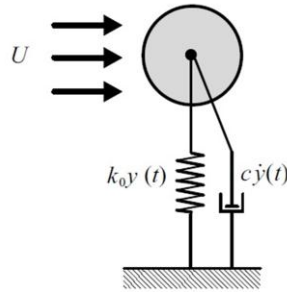


Figura 1. Esquema convencional de um sistema VIV. Fonte: Adaptado de Daí, Abdelkefi, Wang, and Liu [3].

frequência natural da estrutura passa-se a ter uma região denominada de *lock-in* ou *synchronization*. Segundo Lopes [1], o grande óbice do presente fenômeno é o fato de que tal acoplamento de frequências possa se tornar extremamente danoso e custoso para diversas estruturas, devido à possibilidade de fadiga provocada por tais vibrações.

Diversos tipos de estrutura como é o caso de *risers*, trens de pouso, chaminés e pontes são susceptíveis ao VIV. Dessa forma, entendê-lo é importante para tentar mitigar riscos e perdas, sejam essas de cunho econômico ou ambiental. Naturalmente, por se tratar de um fenômeno ainda de modelagem custosa, faz-se o uso de modelos semi-empíricos para prever e evitar tais vibrações.

A abordagem que considera a estrutura como linear muitas vezes é insuficiente para se descrever problemas mais realísticos. Dessa forma, a aplicação de não linearidades estruturais, como as polinomiais, faz com que o modelo abarque condições bem mais realísticas. Um tipo comum de não linearidade é *hardening* estrutural, cuja rigidez é aumentada com o aumento do deslocamento.

Dessa forma, objetiva-se entender os efeitos da não linearidade estrutural apresentada, bem como a validação de um modelo semi-empírico de ordem reduzida para sua descrição.

2. Metodologia

2.1. Descrição do modelo teórico

Uma abordagem possível para a descrição do fenômeno do VIV foi utilizada por Facchinetti [2] e por Daí, Abdelkefi, Wang, and Liu [3] é a utilização do modelo oscilatório de Van Der Pol. De forma que é adotado um cilindro rígido, com diâmetro D , suportado elasticamente, habilitado a oscilar somente na direção transversal em relação ao fluxo uniforme e estacionário, U , Figura 1.

Se o cilindro possui um deslocamento y , sua oscilação pode ser descrita através da equação:

$$m y'' + c y' + k y = F \quad (1)$$

onde, $m = m_s + m_f$ é a massa do total, ou seja, a massa da estrutura (m_s) com a massa adicional do fluido (m_f), c o coeficiente de amortecimento, k a rigidez estrutural e F o termo forçante da esteira turbulenta.

A introdução de não linearidades estruturais, como as polinomiais, faz com que o modelo abarque condições bem mais possíveis de ocorrerem na realidade. Assim, utilizando uma não linearidade *hardening* estrutural, pode-se rescrever a equação (1) como:

$$m (y'' + 2\omega_0 \zeta y' + G(y) \omega_0^2 y) = F(t, \dots) = F[y, q(t)] \quad (2)$$

onde, ζ a razão de amortecimento do sistema e ω_0 a frequência natural do sistema, $F[y, q(t)]$ é o termo forçante que inclui as não linearidades do oscilador de Van Der Pol, sendo que $q(t)$ descreve a evolução da esteira e pode ser escrita como:

$$q'' + \lambda \omega_s (q^2 - 1) q' + \omega_s^2 q = f_s \quad (3)$$

com ω_s a frequência angular de desprendimento de vórtices, λ é um parâmetro empírico determinado por Facchinetti [2] e f_s determina o acoplamento entre o desenvolvimento da esteira e a oscilação do cilindro. Segundo Facchinetti [3] para que se possa aumentar a acurácia do modelo deve-se acoplar o sistema pela aceleração, de forma que:

$$f_s = P/Dy'' \quad (4)$$

sendo P um coeficiente empírico também determinado por Facchinetti [3].

Por fim, a função $G(y)$ é aquela que irá incluir os termos da não linearidade *hardening* estrutural e descrita por:

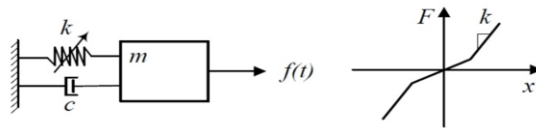


Figura 2. Sistema mecânico com mola *hardening*. Fonte: Adaptado de Huynh, Tjahjowidodo, Zhong, Wang, and Srikanth [4].

$$G(y) = \alpha + \beta y^2 \quad (5)$$

com α e β sendo os coeficientes linear e cúbicos da não linearidade *hardening*.

2.2. Descrição do Dispositivo Experimental

A abordagem aqui utilizada pautou-se em um sistema massa-mola amortecido, cuja rigidez é variável, de tal forma que essa apresente um comportamento cúbico ou próximo desse. Com o fim de facilitar a construção do modelo real, optou-se por utilizar um modelo bilinear segundo Huynh, Tjahjowidodo, Zhong, Wang, and Srikanth [4], Figura 2.

Dessa forma, foi possível realizar a construção do modelo real para testes em túnel de vento, Figura 3.

O dispositivo experimental é composto de um cilindro de policloreto de vinila com um eixo central de alumínio suportado por quatro vigas engastadas, de aço mola, com comprimento de 290mm, espessura 1,3mm e

largura de 20,5mm, que proporcionam a rigidez linear. Com a utilização de vigas laterais de alumínio de comprimento variável pôde-se obter um sistema de batentes ajustáveis, capaz de gerar comportamentos tanto *hardening* quanto linear variando-se apenas o comprimento das mesmas. Quando essas são retraídas por completo, possui-se apenas o comportamento linear de flexão das vigas centrais. Contudo, com seu aumento, aumenta-se a rigidez não linear, aumentando, portanto, o efeito *hardening*.

O sistema de medição de amplitude foi feito com a utilização de dois acelerômetros posicionados na parte superior e inferior do cilindro e com a utilização de um vibrômetro a laser posicionado na parte central do cilindro ligados a placa DSPACE. A velocidade foi medida a partir de um sistema pitot-estático. O túnel usado é do tipo soprador de seção aberta cuja instrumentação pauta-se em um controlador eletrônico de velocidade e medidores de temperatura e pressão ambiente, com seção de testes de 50 por 50 cm e velocidade de operação de 2m/s a 30m/s.

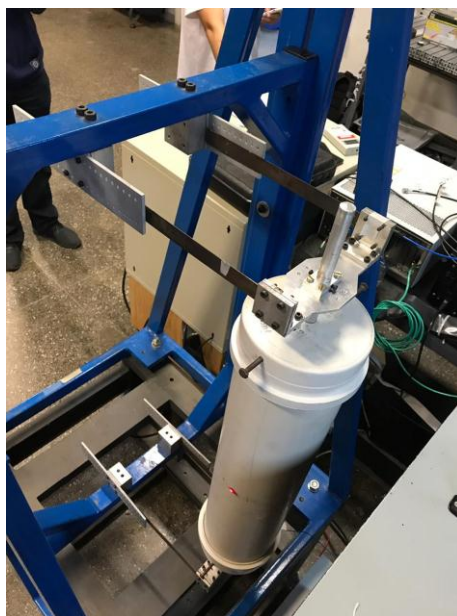


Figura 3. Modelo VIV experimental com rigidez *hardening* estrutural. Fonte: elaboração própria.

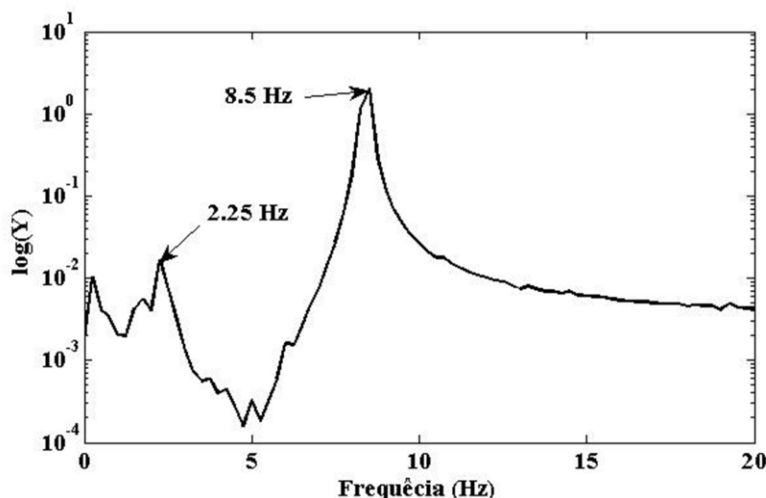


Figura 4. Frequências principais de oscilação do modelo experimental, obtidas por análise modal. Fonte: elaboração própria.

3. Resultados

3.1. Validação do Modelo Linear

Inicialmente realizou-se a validação do modelo matemático, considerando-se a estrutura linear. Para isso, realizou-se uma análise modal de forma a caracterizar a frequência natural da estrutura, bem como a presença de possíveis modos adicionais. A partir da análise, como observado na Figura 4, percebeu-se a existência de um modo a 2,25Hz e de um segundo modo, a 8,5Hz. Os parâmetros físicos e empíricos do modelo experimental são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Parâmetros físicos e empíricos

Propriedades físicas e parâmetros	Valores
Massa, m (kg)	2.94
Diâmetro, D (m)	0.15
Densidade do fluido, ρ (Ar, kg/m ³)	1,225
Coeficiente de amortecimento, ζ	0,0005
Coeficiente empírico, λ	0,3
Coeficiente empírico, P	12
Coeficiente de sustentação ($CL0$)	0,3
Coeficiente de arrasto (CD)	1,2
Frequência do primeiro modo (Hz)	2.25
Frequência do segundo modo (Hz)	8.5

Fonte: elaboração própria.

Durante a montagem do aparato experimental e realização dos ensaios notou-se que, devido à presença

de assimetrias, houve um acoplamento entre os dois modos de vibrar, de tal forma que o movimento do cilindro experimental consistia da sobreposição dos dois modos de vibrar, apresentando, portanto as duas frequências naturais acopladas, a de 2,25Hz relacionada ao primeiro modo de flexão na direção y e o segundo modo, de 8,5Hz, com direção y , porém em sentidos opostos, considerando as extremidades superior e inferior do cilindro.

O experimento para a validação do modelo linear foi realizado na sequência. O cilindro experimental foi posicionado no túnel de vento e a velocidade do escoamento foi variada de 1m/s até 17m/s, em passos de aproximadamente 0,5m/s, limitados pela resolução do túnel de vento. Para baixas velocidades, notou-se vibrações aleatórias, de baixa amplitude, relacionadas provavelmente com turbulência. Após atingir a velocidade de 6m/s, notou-se um aumento na amplitude das oscilações que passaram a apresentar regularidade. Da velocidade de 6m/s até a velocidade de aproximadamente 11m/s, observou-se oscilações regulares de alta amplitude, ligadas certamente ao processo de sincronização. Após a velocidade dos 11m/s até os 17m/s, o sistema retornou para a situação de oscilações irregulares e de baixa amplitude.

Com a introdução dos dados da Tabela 1 no modelo matemático foi possível simular o sistema com variação da velocidade do escoamento para a comparação com os resultados descritos acima. Os resultados obtidos do modelo matemático, considerando a presença do segundo modo de vibração são apresentados na Figura 5, juntamente com os dados obtidos do experimento. A análise da Figura 5 permite observar que o modelo previu uma amplitude de aproximadamente 0,41D, bem como um região de *lock-in* com velocidade entre 5,5 m/s até 10 m/s. Já o experimento apresentou uma região

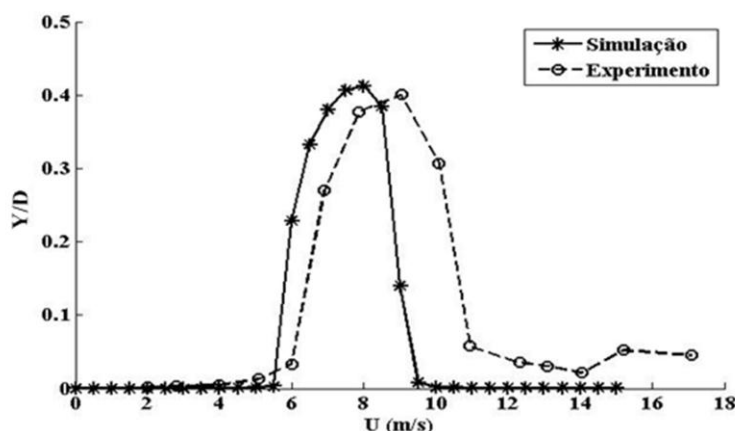


Figura 5. Comparação entre o modelo VIV experimental e o modelo implementado. Fonte: elaboração própria.

de lock-in entre 6 m/s e 11 m/s aproximadamente com uma amplitude de pico de 0,4D.

Dessa forma, verifica-se que o modelo teórico conseguiu prever tanto em termos de amplitude quanto em termos da região de *lock-in*, de maneira efetiva comprovando sua validade para o caso de estrutura linear.

3.2. Validação do Modelo Não Linear Linear

Após a validação do modelo linear, prosseguiu-se com a validação do modelo não linear.

Iniciou-se tal validação com a determinação dos parâmetros α e β a partir de experimentos para a determinação da rigidez não linear. Com a utilização de um medidor de deslocamento à laser foi possível determinar o comportamento da rigidez não linear com o aumento força aplicada por massas conhecidas, causando a variação do deslocamento do cilindro.

A partir de uma interpolação cúbica e com a normalização do coeficiente cúbico pelo coeficiente linear estabeleceu-se tais parâmetros, para duas configurações diferentes, apresentados na Tabela 2.

Tabela 2. Parâmetros α e β para rigidez não linear.

Coeficiente linear, α	Coeficiente cúbico, β
1	260,77
1	491,55

Fonte: elaboração própria.

Com as vigas rígidas ajustadas para fornecer o parâmetro não linear $\beta = 260,77$, posicionou-se o cilindro no túnel de vento e variou-se a velocidade do escoamento de 3m/s até 13 m/s, em passos de aproximadamente 0,5m/s. Notou-se que para baixas velocidades, houve vibrações aleatórias, de baixa amplitude, relacionadas provavelmente com turbulência. Após atingir a velocidade de aproximadamente 5,3m/s, observou-se um aumento na amplitude das oscilações que passaram a apresentar regularidade. Da velocidade de aproximadamente 5,3m/s até a velocidade de aproximadamente 12m/s, observou-se oscilações regulares de alta amplitude, ligadas certamente ao processo de sincronização. O contato com as vigas rígidas laterais ocorreu a partir de 5,65m/s mantendo-se assim até 12m/s. Após a velocidade de 12m/s até 13m/s, o sistema retornou para a situação de oscilações irregulares e de baixa amplitude.

A introdução dos dados da Tabela 1 em concomitância com a primeira configuração apresentada na Tabela 2 no modelo matemático permitiu simular o sistema com variação da velocidade do escoamento para comparação com os resultados descritos acima. Os resultados obtidos do modelo matemático, considerando a presença do segundo modo de vibração são apresentados na Figura 6, juntamente com os dados obtidos do experimento. A análise da Figura 6 permite observar que o modelo previu uma amplitude de aproximadamente 0,46D, bem como um região de *lock-in* com velocidade entre 5,5m/s até 12,5m/s. Já o experimento apresentou uma região de lock-in entre 5,3 m/s e 12 m/s aproximadamente com uma amplitude de pico de 0,25D.

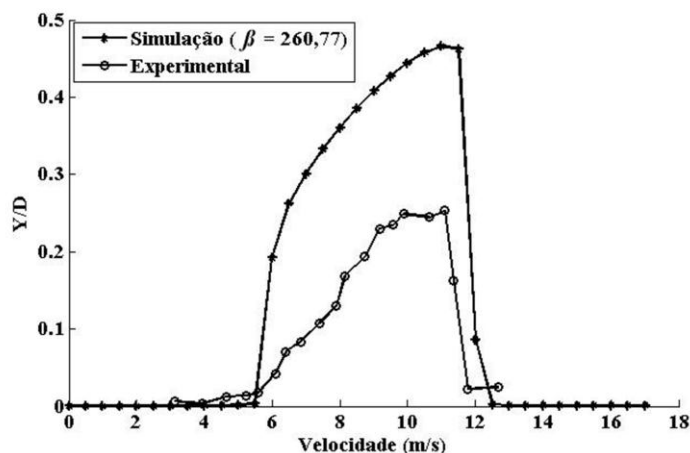


Figura 6. Comparação do modelo teórico não linear com $\beta = 260,77$ com o modelo real não linear. Fonte: elaboração própria.

Repetindo-se procedimento anterior de forma semelhante, mas agora com a segunda configuração ($\beta = 491,55$) e com uma variação de velocidade entre aproximadamente 5,5m/s até 14,32m/s com uma variação de aproximadamente 0,5m/s, notou-se que a partir de 5,5m/s houve um aumento na amplitude das oscilações que passaram a apresentar regularidade. Durante tal oscilação percebeu-se que logo no início do experimento até os 14,32m/s houve o contato entre as vigas e os batentes. A partir da velocidade de aproximadamente 14,32m/s, houve a queda da amplitude oscilação e, o sistema retornou para a situação de oscilações irregulares e de baixa amplitude. Com a introdução dos dados da Tabela 1 em concomitância com a segunda configuração apresentada

na Tabela 2 no modelo matemático permitiu simular o sistema com variação da velocidade do escoamento para comparação com os resultados descritos acima. Os resultados obtidos do modelo matemático são apresentados na Figura 7, juntamente com os dados obtidos do experimento.

A análise da Figura 7 permite observar que o modelo previu uma amplitude de aproximadamente 0,49D, bem como um região de *lock-in* com velocidade entre 5,5m/s até 15m/s. Já o experimento apresentou uma região de *lock-in* entre 5,5 m/s e 14,32 m/s aproximadamente com uma amplitude de pico de 0,14D.

Dessa forma, verifica-se que o modelo teórico conseguiu prever a região de *lock-in*, de maneira efetiva para os dois casos. Adicionalmente, é verificado que a

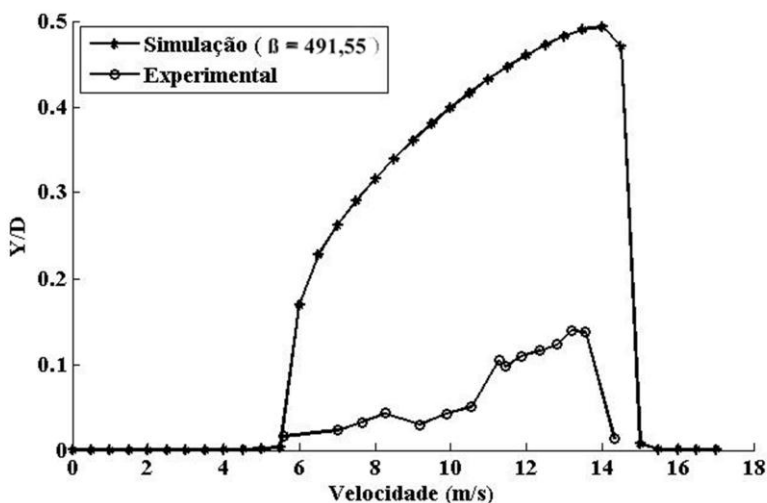


Figura 7. Comparação do modelo teórico não linear com $\beta = 491,55$ com o modelo real não linear. Fonte: elaboração própria.

presença da não linearidade estende a região de *lock-in* até velocidades mais altas, nota-se também que o aumento da intensidade do termo cúbico provoca o prolongamento da região de *lock-in*, que passou da velocidade máxima de 12m/s com $\beta = 260,77$ para 14,32m/s com $\beta = 491,55$.

Contudo quando se observa a amplitude, observa-se que o modelo matemático falhou em capturar a amplitude observada nos experimentos. Acredita-se que a causa da discordância entre os modelos teórico e experimental está relacionada à descontinuidade introduzida pelo contato das vigas elásticas com os batentes ajustáveis, não prevista pela aproximação cúbica contínua do modelo.

4. Conclusão

Com análise dos dados obtidos, é possível afirmar que os resultados fornecidos pelas simulações foram satisfatórios para os fins propostos da presente pesquisa, visto que os resultados simulados ficaram próximos aos dados obtidos pelos ensaios em túnel de vento, tanto para o modelo linear quanto para o modelo não linear.

Observou-se que a presença da não linearidade atua aumentando a região de *lock-in* e alterando a amplitude das oscilações. Os resultados experimentais comprovam que de fato, a região de *lock-in* é aumentada, também comprovaram que quanto mais intenso é o termo não linear, maior será o aumento da região de sincronização. Os resultados experimentais estão, portanto, de acordo com as previsões do modelo matemático no que diz respeito à faixa de velocidades onde ocorrem as oscilações. Quando observamos as amplitudes, fica claro que o modelo matemático falhou em prever as amplitudes envolvidas, que foram mais baixas no experimento. Vale ressaltar que a não linearidade real provocada pelos batentes ajustáveis introduz uma descontinuidade no sistema pelo contato das vigas com os batentes. No modelo matemático essa não linearidade é aproximada por uma função cúbica contínua, fato que pode explicar tal discrepância, juntamente com a não previsão de modos adicionais de vibrar, no modelo matemático.

Os resultados demonstram que o modelo teórico, com a inclusão da não linearidade estrutural do tipo *hardening* foi capaz de capturar os principais efeitos observados no experimento. Ajustes para a representação descontínua da não linearidade estrutural e a inclusão de modos de vibrar adicionais no modelo matemático estão previstos para a continuidade da presente pesquisa.

5. Agradecimentos

Os autores agradecem ao apoio financeiro das agências brasileiras, processo nº 2018/00318-4, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) e ao CNPq, processo nº 311082/2016-5.

6. Referências

- [1] R. K. D. Lopes, “Análise de Estruturas Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtice”, M. S. Thesis, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2006.
- [2] M. L. Facchinetti, E. d. Langre, and F. Biolley, “Coupling of Structure and Wake Oscillators in Vortex-Induced Vibrations”, *J Fluid Struc*, vol. 19, no. 2, pp. 123-140, 2004.
- [3] H. L. Dai, A. Abdelkefi, L. Wang, and W. B. Liu, “Time-delay feedback controller for amplitude reduction of vortex-induced vibrations”. *Nonlinear Dynamics*, 2014.
- [4] B.H. Huynh, T. Tjahjowidodo, Z. W. Zhong, Y. Wang, and N. Srikanth, “Nonlinearly Enhanced Vortex Induced Vibrations for Energy Harvesting”, presented at IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Busan, Korea, 2015.
- [5] T. Andrianne, “Experimental and numerical investigations of the aeroelastic stability of bluff structures.”, Ph. D Dissertation, Department of Aerospace and Mechanics, University of Liège, Liège, 2012.
- [5] H. L. Dai, and L. Wang., “Vortex-Induced Vibrations of Pipes Conveying Fluid Using the Method of Multiple scales”, *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, vol. 2, 2012.
- [6] H. L. Dai, L. Wang, Q. Qian, and Ni, “Vortex-Induced Vibrations of Pipes Conveying Fluid in the Subcritical and Supercritical Regimes”, *J Fluid Struc*, vol. 39, pp. 322-334, 2013.