



VII SEMINÁRIO E WORKSHOP EM ENGENHARIA OCEÂNICA
Rio Grande, 23 a 25 de novembro de 2016

**ANÁLISE NUMÉRICA DE ESCOAMENTO TURBULENTO COM
EFEITO COANDA SOBRE PERFIS HIDRODINÂMICOS**

Rafael de Lima Lemos¹, Luiz Alberto Oliveira Rocha², Rodrigo Spotorno Vieira³, Martim dos Santos Pereira³, Liércio André Isoldi³, Elizaldo Domingues dos Santos³

¹ Universidade Federal do Rio Grande
Escola de Engenharia
Avenida Itália, km 8, CP. 474, Rio Grande, RS, Brasil
e-mail: er.lemos@outlook.com

² Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Rua Sarmiento Leite, 425, Porto Alegre, RS, Brasil
e-mail: luizrocha@mecanica.ufrgs.br

³ Universidade Federal do Rio Grande
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
Avenida Itália, km 8, CP. 474, Rio Grande, RS, Brasil
e-mail: martimpereyra@gmail.com
e-mail: liercioisoldi@furg.br
e-mail: elizaldosantos@furg.br

RESUMO

No presente trabalho é apresentado um estudo numérico sobre um escoamento incidido através de um bocal, sobre uma superfície hidrodinâmica curva, de forma a intensificar o escoamento da região a montante para a região entre dois hidrofólios posicionados paralelamente. A utilização deste modelo e disposição de hidrofólios, visa criar o efeito de amplificação de fluxo através do efeito Coanda, com propósito de criação de dispositivos úteis para meios marítimos. Neste estudo, além de avaliar numericamente o princípio de funcionamento desse tipo de fenômeno, também é analisado o efeito da distância entre os hidrofólios sobre a vazão mássica, perfis de velocidades geradas no dispositivo. Para a abordagem do princípio de funcionamento, considera-se um escoamento de água isotérmico, incompressível e turbulento em dois bocais adjacentes a dois hidrofólios em um domínio bidimensional. As equações de conservação de massa e quantidade de movimento são resolvidas numericamente com o uso do método de volumes finitos (MVF), por intermédio do software FLUENT®. Para a abordagem da turbulência é empregada a modelagem clássica da turbulência com modelo padrão $k - \epsilon$. Os resultados indicaram que o efeito de Coanda foi observado nas simulações em acordo com o descrito na literatura. Os resultados mostraram-se consistentes mesmo com fluido de trabalho mais denso, evidenciando efeito de multiplicação de fluxo no escoamento entre os hidrofólios. Estes resultados exibiram grande magnitude de velocidades e vazão mássica, de forma a idealizar a aplicação do dispositivo como um possível propulsor. Observou-se que o distanciamento entre os hidrofólios influenciou de forma significativa no escoamento de fluido, de forma que os resultados obtidos também indicam que uma avaliação geométrica pode ser válida para maximizar o desempenho.

Palavras-chave: Efeito Coanda, Hidropropulsão, Coandã, Amplificação de Fluxo.

1. INTRODUÇÃO

A grande motivação que originou o estudo apresentado se deu pela observação de recentes tecnologias de amplificação de fluxo, nas quais não se faz uso de componentes mecânicos móveis ou hélices. Os dispositivos amplificadores de fluxo, funcionam através de um conceito físico conhecido, mas que aparentemente somente agora tem recebido atenção de engenheiros e designers. O primeiro dispositivo baseado neste efeito foi patenteado pelo inventor e engenheiro aeronáutico romeno Henri Coandă em 1 de setembro de 1936.

O efeito de Coanda em descrição simples, é a tendência de um fluido em aderir a uma superfície curva devido à redução de pressão local, pela aceleração de um fluido em torno de uma superfície. Este efeito de fixação pode ser controlado, quer por injeção de um jato fino de fluido tangencial à superfície curva, ou atuando com um jato de controle, forçando o jato principal para se fixar na parede como apresentado por Olivotto (2010) e Reba (1966). Tal fenômeno de comportamento singular, é uma das particularidades físicas encontradas na mecânica de fluidos e, baseado nos fundamentos desta área de estudos, o efeito Coanda parte da premissa de que utilizando apenas a mudança de geometria de uma superfície, é possível modificar as propriedades de um escoamento que incide sobre ela. Esta é, na realidade, a essência de todo o estudo apresentado neste trabalho.

Este efeito tem aplicabilidade praticamente universal à aplicação aeronáutica e vem sendo empregadas em perfis aerodinâmicos de alta sustentação. Na literatura, boa parte das suas aplicações utilizam jatos de películas de fluidos que são incididos tangencialmente sobre superfícies para gerar sustentação diretamente ou indiretamente (Drăgan, 2013). Esta aplicação vem sendo expandida para outras áreas de estudos e esse princípio já pode ser encontrado em alguns dispositivos utilizados na indústria. Contudo o efeito Coanda ainda é pouquíssimo citado na literatura e não possui nenhuma aplicação em larga escala. Neste trabalho, serão estudadas as forças envolvidas em um dispositivo que faz uso deste efeito, e com elas, reproduzir o efeito de amplificação de fluxo de fluido. Com a disposição correta, este efeito pode ser otimizado a ponto de gerar um aumento significativo na vazão do fluido por um processo de indução como já apontado em alguns estudos como os de Guoqi et al (2014) e Valentin et al (2013).

O modelo apresentado neste estudo, foi baseado no estudo de um ventilador doméstico, realizado por Guoqi et al (2014) e Afshin et al (2015). Nos estudos apresentados por estes autores, são realizados estudos de eficiência acústica e do efeito amplificador do escoamento para um pequeno ventilador usando apenas o ar como fluido de trabalho. Boa parte dos estudos relacionados a este fenômeno baseiam-se apenas para fluidos de baixa massa específica, pela menor demanda energética para se obter o efeito amplificador. Em alguns catálogos encontramos “bocais Coanda” (em tradução livre) para diminuir a energia gasta com compressores de ar. Se o mesmo efeito, puder ser reproduzido em máquinas de fluxo que movimentem fluidos mais densos, como por exemplo a água, seria possível diminuir os custos na aquisição de equipamentos, operação e manutenção, uma vez que o consumo energético para gerar a vazão pretendida poderá ser diminuído de forma significativa.

2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

No presente trabalho, é analisado numericamente um dispositivo que incide um jato tangencialmente a uma superfície curva (superfície de Coanda), de forma a gerar um escoamento turbulento por bocais fixados nos próprios perfis hidrodinâmicos, alinhados um sobre o outro.

O cerne do estudo visa empregar a utilização o efeito Coanda para se obter as propriedades de amplificação de fluxo no escoamento, e assim avaliar as forças envolvidas neste fenômeno por ação de um fluido de maior massa específica do que o ar, como o apresentado aqui, a água. O modelo será avaliado através da média temporal de variáveis como as de pressões e velocidades, obtidas através modelo numérico no domínio computacional. Somando-se as magnitudes encontradas pelo modelo numérico, é possível se obter com boa aproximação, evidências dos possíveis benefícios de um dispositivo deste tipo.

Um modelo com geometria e a malha adequadas foram confeccionadas através do software gerador de malhas *GAMBIT*, onde as dimensões e geometrias serão semelhantes com as dos modelos apresentados nos estudos realizados por Afshin et al (2015) e Guoqi et al (2014). Porém, a proposta do estudo neste trabalho é essencialmente a criação de um modelo que utiliza outro fluido de trabalho, além de propor funcionalidades distintas ao do dispositivo apresentados por outros autores. Partindo desta premissa, o domínio aqui apresentado foi recriado desde o início, utilizando apenas as diretrizes dos modelos apresentados nos estudos de Afshin et al (2015) e Guoqi et al (2014). A fim de se obter maior conhecimento sobre como a geometria do modelo proposto poderá vir a influenciar os resultados, estabeleceu-se parâmetros fixos de tamanho do domínio computacional e das dimensões da geometria dos hidrofólios.

A Figura 1 exibe o modelo o domínio computacional e uma vista detalhada dos perfis hidrodinâmicos, os quais foram utilizados para se realizarem as simulações apresentadas neste trabalho. O principal

parâmetro de estudo foi o distanciamento entre os perfis. Estes foram ajustados em três distâncias para análise, onde as posições x e z permaneceram inalteradas nos três modelos, em quanto a posição Y foi alterada de forma a variar a área de entrada do dispositivo (d) em 0,8, 1,65 e 2,1 metros. Para os hidrofólios, foi estabelecido tamanho padrão do comprimento de corda (l), como de 1 metro para todos os modelos. A água foi escolhida como fluido de trabalho de alta densidade para todas as simulações, e foram assumidas as hipóteses de não deslizamento, impermeabilidade e incompressibilidade para o escoamento incidente sobre as superfícies sólidas. Tanto o domínio computacional, como os hidrofólios tem suas dimensões padronizadas. O domínio possui dimensões de 29,7 metros de comprimento (L) por 25,5 metros de altura (H). Nos hidrofólios, os bocais por onde é ejetado o jato de fluido, possuem altura de 35 mm (b) e formam ângulo de 90° com o plano horizontal do domínio. Ainda que os efeitos térmicos tenham sido desprezados para a resolução deste caso, considerou-se a temperatura ambiente de 10° Celsius com finalidade de estabelecer a viscosidade cinemática da água ($\nu = 1,2671 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$).

Notando-se que como o problema foi montado em domínio bidimensional, todas as medidas estarão em função da largura do domínio. O modelo ainda conta com duas linhas virtuais, traçadas no *FLUENT*, com a intenção de se formar um volume de controle na região entre os dois perfis. Assim sendo possível analisar a taxa de entrada e saída de fluido, bem como as magnitudes de pressão e velocidade na entrada e na saída do dispositivo.

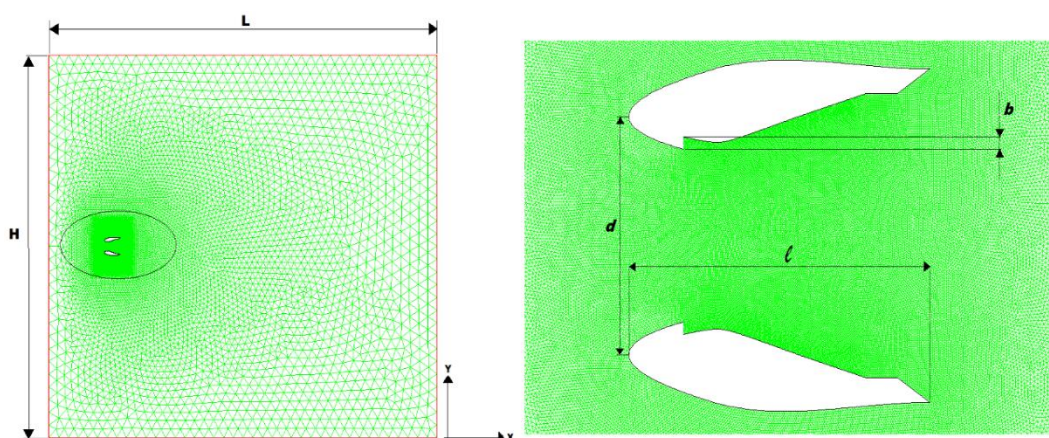


Figura 1 – Dimensões do domínio computacional e do dispositivo do problema simulado.

Ainda, o estudo apresentado por Guoqi et al (2014) indicou que simulações feitas em modelos bidimensionais são muito satisfatórias quanto aos resultados, portanto neste estudo também foi empregada esta simplificação. A Figura 2 exibe um esquema de como o problema foi montado, e como o escoamento de fluido deverá se comportar nas simulações. As setas vermelhas saindo da região do bocal, representam o fluxo de fluido incidido sobre as superfícies, e única fonte de entrada de fluido no sistema. A seta azul entrando no volume de controle representa o fluido que está sendo succionado para dentro da região de controle. Por fim, na região de saída, há um misto entre setas azuis e vermelhas, representando as duas massas de fluido sendo ejetadas em conjunto pela região à montante do dispositivo.

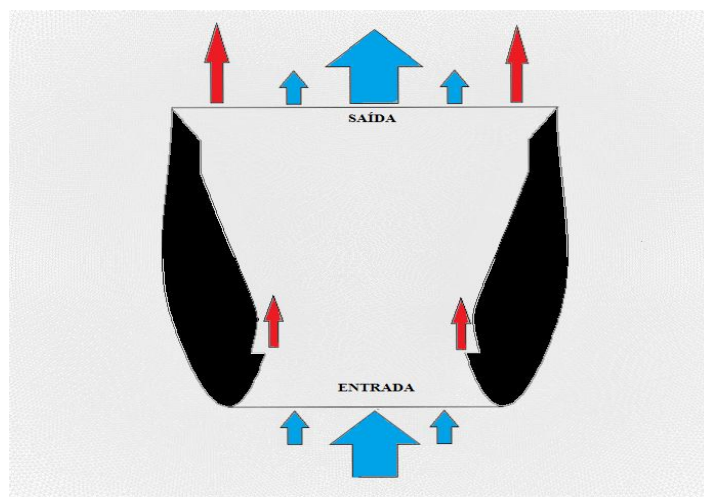


Figura 2 – Ilustração da entrada e saída de fluido no modelo de dispositivo simulado.

2.1. VERIFICAÇÃO DO PROBLEMA

Por não haver referências literárias que deem sugestões apropriadas para o estudo de um domínio computacional de um dispositivo como este, foi desenvolvido um modelo de verificação. Este modelo visou simular e comparar um caso numérico de concepção mais simples, e de resultado já difundido pela literatura. O modelo escolhido foi um aerofólio NACA4412, largamente utilizado na indústria do aeromodelismo, sendo, portanto, um caso onde a abordagem numérica tem sido bem-sucedida na determinação de coeficientes de arrasto, sustentação e pressão. A recomendação do estudo do aerofólio, foi seguida conforme disponibilizado no tutorial do website da Cornell University. Uma imagem do modelo confeccionado segundo o tutorial da Cornell University é apresentada na Fig. 3.

O segundo esquema foi confeccionado conforme a proposta de se empregar uma malha de menor refinamento e menor onerosidade computacional, de forma a verificar se o modelo utilizado tem aplicação válida para o modelo do dispositivo hidrodinâmico proposto neste estudo. A Figura 4 mostra o domínio das malhas geradas para este segundo modelo descrito.

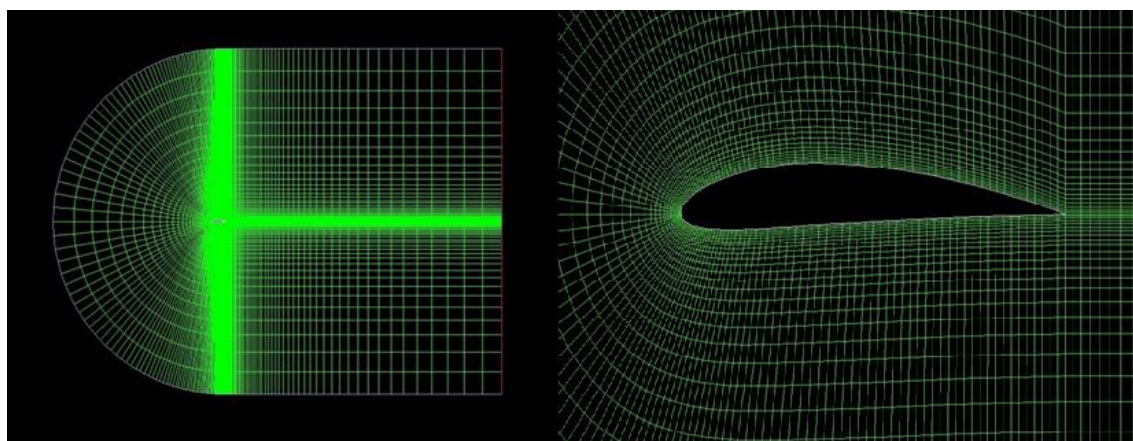


Figura 3 – Domínio computacional do modelo 1 recomendado pela Cornell University.

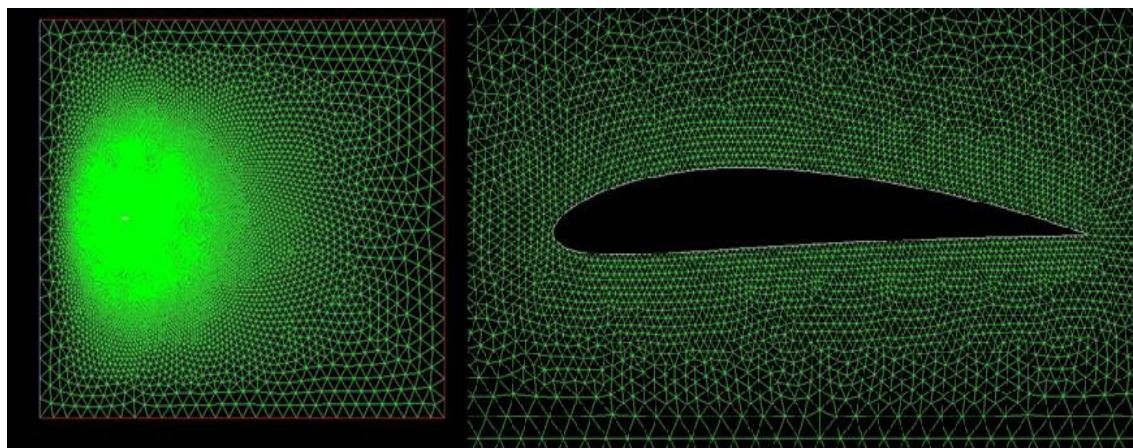


Figura 4 – Domínio computacional do modelo 2 utilizado para verificação.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA

A malha gerada em domínio computacional para a elaboração das simulações, foi criada em um plano bidimensional, completamente feita de células triangulares (*pave*), o *solver* selecionado para a resolução do problema foi baseado nos gradientes de pressão, em regime turbulento e transiente. O modelo de acoplamento de pressão-velocidade foi setado com o *SIMPLE*. A equação de discretização das pressões aplicada foi a *standard*, e segunda ordem *upwind* para o momento e os modelos de turbulência. Foram estabelecidas como condições de contorno *pressure outlet*, para as faces periféricas do domínio, denominadas como planos de simetria (contornos vermelhos na Fig.1). As faces nos bocais acoplados aos perfis hidrodinâmicos tiveram as condições de contorno setadas como *velocity inlet*, sendo as únicas regiões do domínio onde existe entrada de fluido (indicadas com a letra *b* na Fig.1).

A malha triangular foi intensamente refinada nas regiões de interesse, como nos bocais, na superfície abaulada (superfície de Coanda) e na região de desprendimento de camada limite do fluido. Ao total, os três domínios computacionais obtiveram uma média de 130 mil células, que juntas, configuram a malha empregada na simulação. Para a geração de um gradiente de pressões com magnitude suficientemente grandes, a fim de serem estudados o impacto que o efeito Coanda realiza sobre o domínio, utilizou-se um número de Reynolds relativamente alto para um fluido viscoso como a água, de $Re_l = 23,6 \times 10^6$ (onde o comprimento característico é a dimensão da corda do perfil). Nos dois bocais (b) de 35 mm, o escoamento inicial imposto é a de uma velocidade de saída de 50m/s, a soma das vazões nos dois bocais com esta velocidade fornece uma vazão de 3,56 m³/s por unidade de profundidade, visto que o domínio é bidimensional. Em relação aos resíduos, foram empregados valores de 10^{-6} para a equação da conservação de massa, quantidade de movimento e as equações de transporte. Todas as soluções foram simuladas considerando-se o regime transiente. O passo de tempo utilizado foi de 0,2 segundos, com 25 iterações por passo e 200 números de passos, totalizando um tempo físico de simulação de 40 segundos.

O primeiro modelo de verificação estudado, utilizou o ar como fluido de trabalho, escoando pelo aerofólio NACA4412 em um plano bidimensional, com malha do tipo quadrangular (*submap*). O solver selecionado foi indicado como *pressure based*, e modelo de acoplamento entre pressão e velocidade foi o *SIMPLE*, com esquema de advecção de segunda ordem *upwind*, e para as pressões, *presto*. O modelo de viscosidade foi especificado como invíscido em regime de escoamento laminar e permanente. O modelo considerou um escoamento de 50 m/s, considerando-o incompressível, e assim desprezando os efeitos termodinâmicos do problema. O modelo referido acima é apresentado na Fig. 3.

No segundo modelo estudado no caso de verificação do problema, utilizou-se novamente ar como fluido de trabalho, com a diferença de que a malha empregada neste modelo foi do tipo triangular (*pave*), com uma qualidade de malha inferior, mas a um menor custo de trabalho computacional. O solver utilizado foi baseado nas pressões em regime laminar, com modelo de viscosidade também invíscido. Os efeitos termodinâmicos foram desprezando com a consideração de que o escoamento é incompressível. O escoamento imposto no segundo modelo foi de 50 m/s, onde o esquema de advecção foi o de segunda ordem *upwind* para o momento e as equações de turbulência, e para as pressões usou-se o modelo *standard*. O método de acoplamento pressão-velocidade utilizado foi o *SIMPLE*. Uma ilustração do domínio deste modelo pode ser vista na Fig. 4.

As equações de conservação de massa e quantidade de movimento, são utilizadas na consideração de um escoamento turbulento e incompressível. Na forma geral, os modelos matemáticos são resolvidos com um código de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – do inglês: *Computational Fluid Dynamics*) são apresentados por (Wilcox, 2002; Launder e Spalding, 1972; Hinze, 1975). A equação da continuidade é dada por:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

onde u_i é a velocidade na direção i ($i = 1$ e 2 , que representam as direções x e y , respectivamente).

A equação da conservação da quantidade de movimento é descrita por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) \quad (2)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, a tensão de Reynolds é representada pelo último termo do lado direito da igualdade, e p denota a pressão. O modelo de turbulência padrão $k - \varepsilon$ utilizado pelos softwares de CFD, para o fechamento das equações de conservação temporais médias, visto que surgem termos adicionais oriundos do processo de média. Este método é usado para simular um escoamento turbulento através de um modelo matemático semi-empírico proposto por Launder e Spalding. (Launder, Spalding, 1972). Dessa forma as equações de k e ε são dadas por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\partial k}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4)$$

As tensões de Reynolds podem ser relacionadas com a taxa de deformação do campo média através da seguinte expressão:

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{\mu_T}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (5)$$

Para esta dedução a viscosidade assume a forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

Nas equações (3) e (4) G_k representa a taxa de energia cinética turbulenta Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante da turbulência incompressível em relação a taxa total de dissipação. S_K e S_ε são parâmetros a serem definidos para cada caso, que neste caso foram valores padrão. Maiores detalhes podem ser vistos em Dos Santos et al. (2016). Os valores empregados nas variáveis são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Constantes empregadas no modelo $k - \varepsilon$.

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	S_k	S_ε	Prt
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3	1,0

As equações de conservação de massa e momento, assim como as equações diferenciais do modelo de turbulência $k - \varepsilon$, são resolvidas usando o método de volumes finitos (MVF) utilizando o software *FLUENT* (Ansys Fluent, 2007).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O primeiro resultado discutido é a verificação feita entre os modelos de aerofólios. A Tabela 2 demonstra a comparação entre os coeficientes de arrasto e sustentação obtidos entre os modelos simulados, e os apresentados na literatura (Abbott e Von Doenhoff, 1959) para os perfis NACA4412. O estudo apresentado por Abbott e Von Doenhoff, são na realidade valores obtidos através de medições experimentais, em diversas condições de escoamento e diferentes perfis aerodinâmicos. Para os valores apresentados na tabela, os autores consideraram um ângulo de ataque nulo e um número de Reynolds de 3×10^6 . Assim, pode-se observar que os resultados apresentados na Tabela 2, mostram que o modelo numérico empregado reproduz satisfatoriamente os resultados descritos na literatura. Dessa forma, o modelo empregado aqui pode ser extrapolado para a simulação de escoamentos em hidrofólios.

Tabela 2. Comparação dos coeficientes de arrasto e sustentação para um perfil NACA4412 obtidos no presente trabalho pelo tutorial da Cornell e em Abbott e Von Doenhoff (1959).

Referência	C_l	C_d
Modelo da Cornell	0,6093	0,00567
Modelo do trabalho	0,5813	0,00657
Abbott e Von Doenhoff (1959)	0.4500	0.00700

Para o estudo do efeito de amplificação de fluxo por efeito Coanda, foram estabelecidos alguns parâmetros, os quais alteram diretamente o comportamento do escoamento nos hidrofólios. De acordo com Çengel e Cimbala (2007), a hipótese de não deslizamento de um fluido escoando sobre uma superfície sólida gera um gradiente de pressões e velocidades, à medida que a camada limite de um fluido vai aumentando. Conforme aumenta-se o distanciamento entre os hidrofólios, os efeitos viscosos do fluido vão minimizando os gradientes de pressão e velocidade dos jatos das saídas dos bocais, de forma que a um certo ponto não interagem mais de maneira direta com o fluido na região vizinha aos perfis hidrodinâmicos. Por esta razão, foram avaliadas três distâncias entre os hidrofólios, sob mesmas condições físicas, e então avaliadas como o fenômeno de multiplicação do escoamento por efeito Coanda é afetado por eles.

A Figura 5(a) mostra as pressões totais na entrada dos hidrofólios, e na Fig. 5(b) as pressões totais na saída, com o distanciamento entre perfis de $d = 0,8, 1,65$, e $2,1$ metros. Da mesma maneira a Fig. 6 mostra a magnitude das velocidades na entrada, Fig. 6(a), e na saída, Fig. 6(b), dos modelos com distanciamento de entre hidrofólios de $d = 0,8, 1,65$ e $2,1$ metros. As Figuras 5 e 6, evidenciam através dos gráficos, os resultados das simulações dos hidrofólios em três posições propostas. Os resultados apresentados nos

gráficos, foram obtidos através do cálculo da média temporal de velocidade e pressão do fluido que atravessou as regiões de entrada e saída do dispositivo, como indicado anteriormente na Fig. 2. Nos gráficos, fica evidente que os maiores valores de pressão e velocidade se encontram nas regiões de ejeção dos bocais, contudo, o préstimo destes gráficos se denota nas regiões intermediárias. Nestas regiões localizadas ao centro dos gráficos, uma grande parcela menos acentuada de pressões e velocidades emerge, sendo basicamente induzida pelo fluido acelerado. Ainda que aparentemente bem menos proeminente, se comprados com os valores encontrados nas regiões de ejeção dos bocais, é possível notar que a região de fluxo induzido pelo efeito Coanda é a maior responsável pela média dos gradientes de pressão e velocidade formados nos hidrofólios.

Estes resultados são marcantes, pois através deles é possível avaliar a magnitude das propriedades físicas envolvidas neste tipo de problema, bem como mensurar a quantidade de massa de fluido deslocado entre os perfis, vazão volumétrica, perfis de velocidades, e até mesmo estimar a força de empuxo criada pelo diferencial de pressão entre os perfis hidrodinâmicos.

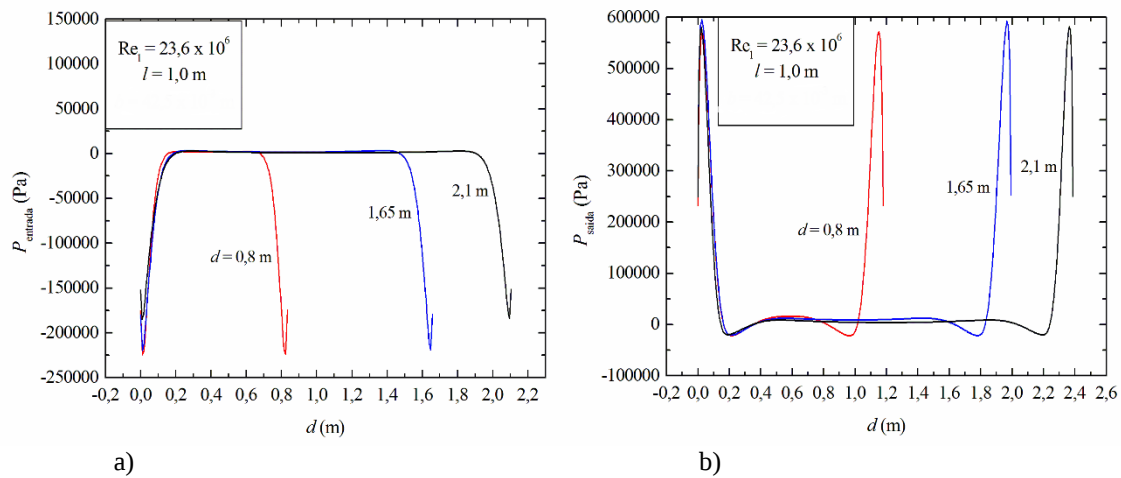


Figura 5 – Perfis de pressões totais na região entre o perfil hidrodinâmico para diferentes distâncias: a) entrada, b) saída.

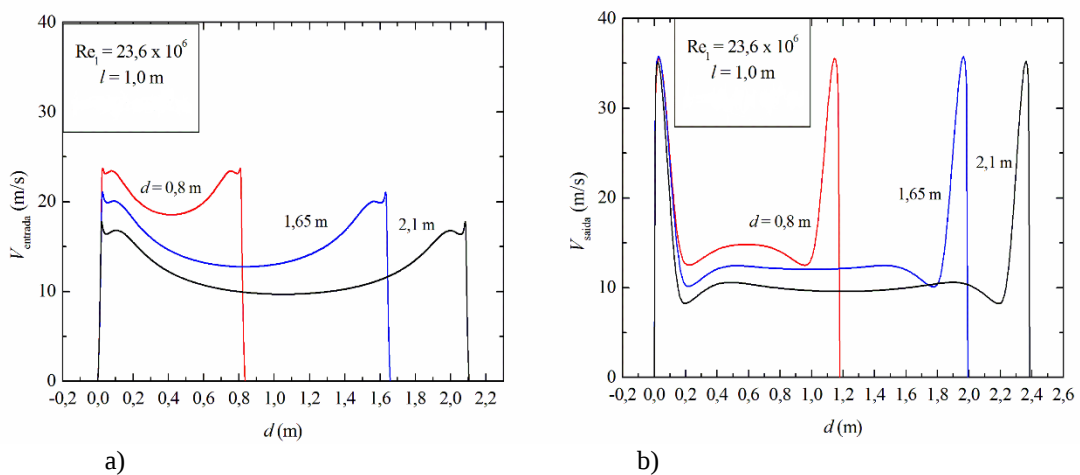


Figura 6 – Perfis de velocidades para as diferentes distâncias entre perfis hidrodinâmicos: a) entrada, b) saída.

É possível observar na Fig. 5(a) que há um alto valor de pressão negativa nas regiões próximas a superfície dos perfis. Esta pressão indica que nas regiões adjacentes aos perfis, uma zona de baixa pressão muito intensa se forma, em função da alta velocidade de saída de fluido imposta no bocal. Essa região de pressão negativa cria um efeito de sucção, acelerando o fluido na entrada até velocidades próximas de 20m/s como indicado exibido na Fig.6(a). O efeito de sucção impõe uma ampla quantidade de fluido próximos a entrada dos perfis atravessando a região interna do dispositivo, gerando assim um fluxo maior de fluido na saída, e por consequência, aumentando também a vazão mássica na saída dos hidrofólios. Na Fig. 5(b) e

Fig. 6(b) se observam a formação de picos de até 590 KPa de pressão, e 35 m/s de velocidade, localizada nas bordas do gráfico. Estes picos são ocasionados pelo do jato forçado de fluido expelido nos bocais a velocidades totais, que chegam até 68 m/s, gerando grandes parcelas de pressão dinâmica nesta região. Já ao centro dos gráficos das Fig. 5(b) e 6(b) é observada uma vasta queda nas pressões e velocidades, que tendem a se manter estáveis nos três casos. Na comparação entre as diferentes distâncias, é possível observar que a distância intermediária tende a maximizar a diferença de pressão, enquanto a maior distância tende a suavizar as quedas de pressão por efeito de Coanda, indicando a existência de uma possível distância limite para que este efeito possa ser observado.

A fim de ilustrar visualmente o comportamento dos campos de pressão e velocidade na região dos perfis hidrodinâmicos, a Fig. 7 é apresentada. A Figura 7(a) mostra os campos de velocidades obtidos para o escoamento sobre hidrofólios com distância $d = 0,8$ m, 1,65 m e 2,1 m, respectivamente. Enquanto, a Fig. 7(b) mostra os campos de pressões totais para os mesmos casos. Para $d = 0,8$ m, é possível notar que há uma maior intensidade nas magnitudes dos campos de velocidades, o que indicam um aumento intenso na velocidade do fluido ejetado na saída do dispositivo. Os limites máximos e mínimos do campo de pressões para este modelo, apresentam o maior diferencial de pressão dentre os modelos, e através da Tabela 3, percebe-se que este modelo possui também os maiores valores de pressão e velocidade médios dentre os três casos simulados. Percebe-se que quando $d = 1,65$ m, obtemos um aumento da área efetiva de fluxo, aumentando a vazão mássica de fluido que é induzido através dos hidrofólios como indica a Tabela 3, porém se torna visível uma diminuição nas magnitudes dos campos de pressões e velocidades, que tendem a ser mais amenos. Para o caso onde $d = 2,1$ m torna-se evidente através da Fig. 7, que os campos de velocidades e pressões tendem a ser bem menos intensos através do dispositivo conforme a distância entre os perfis aumenta. Ainda no modelo $d = 2,1$ m, verifica-se que apesar da menor intensidade do escoamento, o valor de vazão mássica torna-se máximo, superando as vazões de todos os outros modelos, como indicado na Tabela 3.

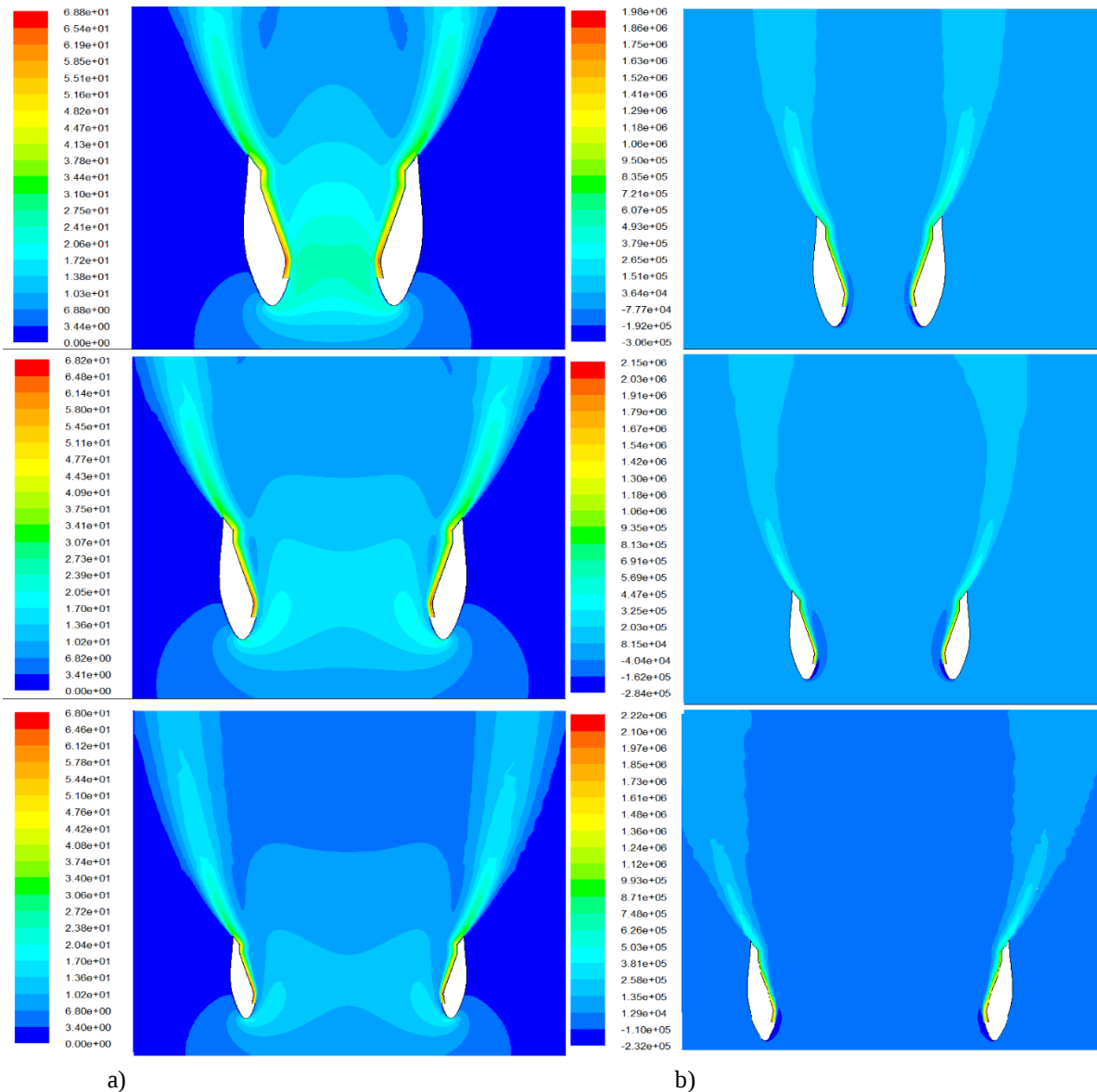


Figura 7 – Campos do escoamento para casos com diferentes distâncias entre os perfis hidrodinâmicos: a) campos de velocidades em metros por segundo (m/s), b) campos de pressão total em Pascal (Pa).

Tabela 3. Valores de pressão média, velocidade média, e vazão mássica para cada uma das distâncias (d).

Distância (d) dos Perfis	Pressões Totais Médias	Velocidades Médias _{saída}	Vazão Mássica _{saída} (por unidade de profundidade)	Razão de Amplificação de Fluxo
$d = 0,8 \text{ m}$	119,77 kPa	17,69 m/s	20830,20 kg/s	5,86
$d = 1,65 \text{ m}$	82,38 kPa	14,69 m/s	29248,77 kg/s	8,23
$d = 2,10 \text{ m}$	67,91 kPa	12,49 m/s	29753,34 kg/s	8,37

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram estudados o comportamento de escoamentos incididos sobre perfis hidrodinâmicos, de forma a se obter um dispositivo que utiliza o efeito Coanda para reproduzir o fenômeno de amplificação de fluxo. Para melhor compreender como o efeito Coanda interfere no escoamento sobre os perfis, foram testadas três distâncias de bocal em perfis hidrodinâmicos com superfícies curvas, simulados numericamente através do uso do método dos volumes finitos pelo *FLUENT*. Para certificar-se de que a malha e os parâmetros de simulação adotados seriam apropriados para o modelo proposto foi realizada uma verificação, sendo este baseado em um sistema de resultado já conhecido pela literatura. Os modelos simulados aqui utilizaram como fluido de trabalho a água e ainda utilizaram as hipóteses de escoamento incompressível, turbulento, em regime transiente e desprezando-se os efeitos termodinâmicos.

As análises dos resultados se mostraram concordantes com os estudos de Afshin et al (2015) e Guoqi et al (2014), além de evidenciarem ser possível obter o efeito amplificador de fluxo com fluido de maior massa específica. Os escoamentos sobre as superfícies dos perfis reproduziram satisfatoriamente o efeito Coanda de forma a gerar aumento nas vazões mássicas na saída dos hidrofólios de até 800% vezes maior que a quantidade de fluido injetada no domínio (nos casos de $d=1,65\text{m}$ e $d=2,10\text{m}$). A utilização de água como fluido de trabalho mostrou-se consistente com os estudos que usam o efeito Coanda em ar, gerando intensos gradientes de pressões e velocidades para um jato incidente com velocidade de 50 m/s.

As simulações realizadas nos três modelos em distâncias diferentes comprovaram que os gradientes de pressão gerados pelo efeito Coanda são fortemente influenciados pela proximidade em que os perfis se encontram. Se observou que quando mais próximos os perfis, mais intensos se tornam os gradientes médios de pressão e velocidade, pois o fenômeno de amplificação está intimamente ligado as forças viscosas que um fluido exerce sobre a sua vizinhança, desta forma quanto maior for o distanciamento entre perfis, maiores também serão as forças viscosas que dissiparão os gradientes entre os hidrofólios. Ainda foi constatado que com o distanciamento dos perfis, as vazões mássicas na saída do dispositivo se tornam mais proeminentes em função do aumento da área efetiva de fluxo, obtendo valores de amplificação de vazão 5,86 vezes maior quando $d = 0,8\text{m}$, 8,23 vezes maior quando $d = 1,65\text{m}$, e 8,37 vezes maior quando $d = 2,1\text{m}$.

Estes resultados demonstram o quanto dispositivos baseados no efeito Coanda ainda podem ser melhorados e expandidos para aplicações de maior valia para a indústria e para a ciência. Uma grande quantidade de informações ainda carece de referências literárias para que possam ser validadas, e devidamente avaliadas as aplicações possíveis para um dispositivo deste tipo.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores L. A. O. Rocha, L. A. Isoldi agradecem ao CNPq pela bolsa de produtividade em pesquisa. O autor M. dos S. Pereira agradece a CAPES pela bolsa de estudos. Todos os autores agradecem ao CNPq pelo suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

- Abbott, I. H., Von Doenhoff A. E., 1959. “Theory of Wing Sections”. Dover Publications, NY. EUA.
- Afshin, H., Jafari, M., Farhannieh, B., Bozorgasareh, H., 2015. “Numerical Aerodynamic Evaluation and Noise Investigation of a Bladeless Fan”. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 8, No. 1, pp. 142.
- Ansys Fluent, 2007. Documentation Manual – FLUENT 6.3.16.
- Çengel, Y. A., Cimbala, J., 2007. Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações. McGraw-Hill, São Paulo. 1ª Ed.
- Cornell, University. <<https://confluence.cornell.edu/display/SIMULATION/FLUENT+-+Flow+over+an+Airfoil>>. Acesso: 24 de março de 2016 as 21:00h.
- Dos Santos, E. D., Rodrigues, M. P., Andrade, T. S. V. C., Isoldi, L. A., Franca, F. H. R., Rocha, L. A. O., 2016. “Numerical Study of Different Closure Approaches for Prediction of Forced Convective Turbulent Cylindrical Cavity Flows. Defect and Diffusion Forum”, v. 366, p. 166-181.
- Drăgan, V., 2013. “A New Mathematical Model for High Thickness Coanda Effect Wall Jets. Review Of the Air Force Academy”. No 1 (23).
- Guoqi, L.; Yongjun, H.; Yingzi, J.; Setoguchi, T.; Kim, H.D. 2014. “Influence of Coanda Surface Curvature on Performance of Bladeless Fan. Journal of Thermal Science”, vol.23 (5), p. 422- 431.
- Hinze, J. O, 1975. Turbulence, McGraw-Hill, New York, USA.
- Launder, B. E., Spalding, D.B., 1972. “Mathematical Models of Turbulence”. Academic Press, London.
- Olivitto, Constantin., 2010. “Fluidic Elements Based on Coanda Effect”. Incas Bulletin, vol.2, number 4, p. 163.
- Reba, Imants. 1966. Applications of The Coandă Effect. Scientific American, Vol.214; P. 84–92.
- Valentín, D.; Guardo, A.; Egusquiza, E.; Valero, C.; Alavedra P. 2013. “Use of Coandă nozzles for double glazed façades forced ventilation”. Energy and Buildings Journal. vol.62, p.605-614.
- Versteeg, H., K.; Malalasekera, W., 2007. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Pearson, England.
- Wilcox, D. C., 2002. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, La Canada, USA.

8. TERMO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso neste paper.