

SIMULAÇÃO NUMÉRICO-COMPUTACIONAL DE UM TUBO DE RANQUE-HILSCH

Michel Aizic Schneiderman (IC) e Edvaldo Angelo (Orientador)

Apoio: PIBIC Mackpesquisa

RESUMO

O tubo de Ranque-Hilsch foi criado em 1933 pelo físico francês Georges J. Ranque e em 1947 foram realizadas algumas melhorias no projeto pelo físico alemão Rudolf Hilsch. Também conhecido como tubo de vórtice, é estudado neste artigo usando as técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional através do software comercial ANSYS CFX®. O tubo de vórtice não possui partes móveis e é um instrumento relativamente simples. Ar comprimido é injetado tangencialmente ao tubo e se separa em duas correntes em saídas distintas, uma com temperatura superior à entrada e outra com temperatura inferior. A geometria estudada foi definida a partir dos diversos estudos realizados sobre o tema. Este artigo estuda os resultados gerados após algumas modificações nas dimensões e nas condições de contorno como, por exemplo, alterando a relação entre o comprimento do tubo e o diâmetro do tubo de vórtice. Os resultados obtidos são compatíveis com a literatura, os vórtices foram capturados assim como a diferença de temperatura entre as saídas quente e fria.

Palavras-chave: Tubo de vórtice, simulação computacional, separação térmica.

ABSTRACT

The Ranque-Hilsch tube was created in 1933 by the French physicist Georges J. Ranque and in 1947 some improvements were made by the German physicist Rudolf Hilsch. Also known as a vortex tube, it is studied in this article using Computational Fluid Dynamics techniques through commercial ANSYS CFX® software. The vortex tube has no moving parts and it is a simple instrument. Compressed air is injected tangentially into the tube and separates into two streams at separate outlets, one with a higher temperature than the inlet and the other with a lower temperature. The initial geometry was defined based on several studies carried out on the subject. This article studies the results generated after various modifications in geometry and boundary conditions, such as by changing the ratio between the length of the tube and the diameter of the vortex tube. The results obtained are compatible with the literature, the vortices were captured as well as the temperature difference between the hot and cold exits.

Keywords: Vortex tube, numerical simulation, thermal separation.

1. INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação

A “Separação de Energia” é a redistribuição da energia total do escoamento de um fluido sem a necessidade de aplicação de trabalho ou calor externo, assim sendo, parte do fluido terá uma energia total maior e a outra, menor do que o fluido no orifício de entrada. (NIMBALKAR e MULLER, 2009). Uma aplicação desse fenômeno é o tubo de vórtice, conhecido também como tubo de Ranque-Hilsch, um dispositivo mecânico que permite a separação de gás comprimido em dois fluxos (um de ar quente e outro de ar frio).

No tubo de vórtice não há partes móveis, o gás é injetado tangencialmente numa câmara de giro, conhecida como câmara de vórtice (Vortex Chamber, na literatura inglesa) e a separação é resultado de um complexo escoamento que se desenvolve. A figura 1 mostra esquematicamente um tubo de vórtice típico e a figura 2, no item 3 um modelo computacional ilustrativo em um modelo de CAD desenvolvido previamente pelo proponente deste projeto de Iniciação Científica. Este modelo indicado na figura 2 já está com uma malha esquemática a qual será discutida neste trabalho nos itens 3 e 4.2.

O tubo de vórtice foi inventado em 1933 pelo físico francês Georges J. Ranque. Em 1947, o físico alemão Rudolf Hilsch após realizar algumas melhorias no projeto, publicou um trabalho que obteve maior repercussão acadêmica (BEHERA, 2008). No trabalho o dispositivo foi denominado de “Wirbelrohr” (tubo de vórtice).

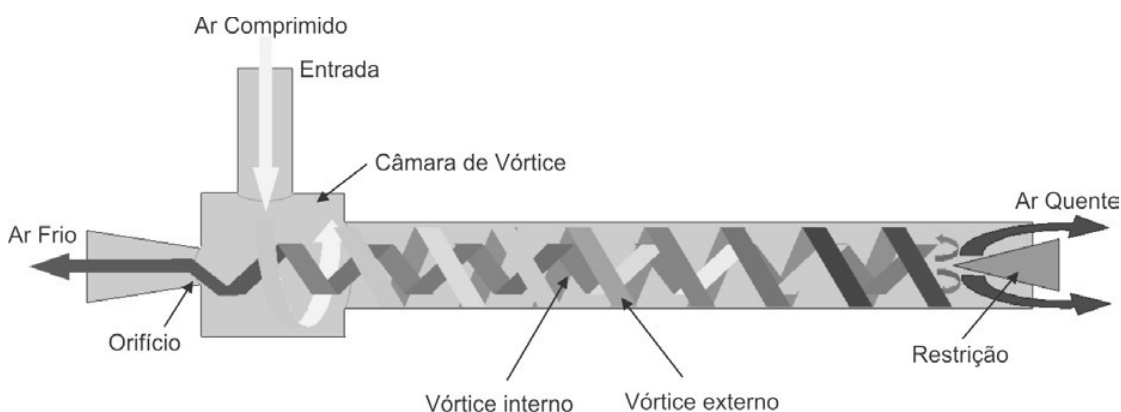


Figura 1. Esquema de um tubo de vórtice típico.

(Fonte: http://pt.wikipedia.org/wiki/Tubo_de_Vortice - modificado pelo Autor).

Existem várias aplicações para a utilização desse tipo de fenômeno, desde separação de moléculas de gases com diferentes pesos moleculares até refrigeração ou aquecimento de câmaras. Na indústria, os tubos de vórtice poderiam ser utilizados, por exemplo, para o resfriamento de peças durante processo de usinagem. Neste

caso, poderia ser minimizada ou até mesmo dispensada a utilização de fluidos refrigerantes líquidos (como óleos), tornando o processo mais limpo e econômico.

Os tubos de vórtice, quando utilizados para refrigeração, apresentam uma rápida dissipação do calor gerado pela camada quente (vórtice externo na figura 1). A dinâmica do escoamento no interior do tubo leva a substancial diferença de temperatura entre a saída fria e a saída quente. Pode-se ainda ligar os tubos em série, de modo que o fluxo de ar frio pode chegar a temperaturas criogênicas.

1.2. Objetivos

Objetivo geral. Estudo através de um modelo matemático de um tubo de vórtice, em condições de regime permanente.

Objetivo específico. Construção um modelo computacional tridimensional de um tubo de vórtice e estudo do escoamento com a variação de algumas dimensões e indicação de estratégias de simulação computacional para tratar o problema. Refinar e ampliar os modelos construídos por Almeida e Angelo (2010), tratando especialmente alguns dos problemas indicados por eles nas simulações executadas.

1.3. Justificativa

O tubo de vórtice, apesar da gama de possíveis aplicações na indústria, possui eficiência, atualmente, relativamente baixa frente a outros dispositivos de aquecimento/resfriamento de fluidos. Devido a isso ainda não são utilizados em larga escala. Sua eficiência comprometida está ligada à complexidade dos fenômenos envolvidos, de forma que seu funcionamento não se encontra completamente esclarecido na literatura especializada.

A maior parte dos estudos teóricos e analíticos realizados não foi bem-sucedida na tentativa de explicar o fenômeno da separação de energia no tubo (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2007 e 2008). Algumas tentativas utilizando análise numérica falharam na previsão do fluxo e campos de temperatura, devido à escolha e aplicação de modelos muito simplificados para descrever o escoamento. Houve uma melhora significativa na previsão desses fenômenos, através de modelos mais recentes que vêm sendo utilizados, como por exemplo, modelos de turbulência de segunda ordem.

As simulações numéricas propostas neste estudo, pela utilização de modelos matemáticos complexos disponíveis no software a ser empregado (ANSYS CFX®) podem elucidar de forma mais detalhada o princípio de funcionamento dos tubos de vórtice, e assim, tentar aumentar o seu rendimento.

As simulações realizadas por Almeida e Angelo (2010) indicaram alguns problemas de convergência. Também foi citado que o modelo matemático poderia levar a respostas matemáticas distantes do comportamento físico. Neste sentido, o estudo proposto pode investigar essas ocorrências, para que outros pesquisadores simulando escoamentos com condições semelhantes possam se beneficiar das possíveis estratégias indicadas para obtenção das respostas físicas adequadas.

O modelo matemático para turbulência usado por Almeida e Angelo (2010) também é distinto do que é proposto neste trabalho, o que permite, para algumas simulações com as mesmas geometrias a comparação entre os resultados obtidos.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

A abordagem para resolução de escoamentos mais simples pode ser feita de três modos (MALISKA, 1995): (a) métodos analíticos; (b) métodos numéricos e (c) métodos experimentais.

Os métodos analíticos e numéricos são da classe dos métodos teóricos e possuem distinção na complexidade de abordagem dos problemas. Os métodos analíticos (WHITE, 1999; POTTER; WIGGERT; HONDZO, 2004) dependem da imposição de inúmeras condições para solução das equações de conservação. Essas condições, denominadas hipóteses simplificadoras, reduzem a complexidade das equações de conservação e permitem sua solução sem nenhum artifício numérico específico. Entretanto, escoamentos relativamente complexos, como o escoamento no interior dos tubos de vórtice, não podem ser resolvidos de modo detalhado em uma abordagem analítica.

Os métodos experimentais têm a vantagem de tratar fisicamente das condições reais dos problemas. São desenvolvidos em campo ou em laboratório e podem utilizar modelo físico em escala ou em tamanho real. Geralmente, a implementação dos estudos experimentais é bastante complexa, demanda grande quantidade de tempo e recursos, além de, devido a sua própria implementação no sistema, já alteram a dinâmica do escoamento. Isto porque é necessário a construção, calibração e testes do modelo físico. Em algumas situações a montagem do modelo físico é praticamente impossível. Diversas situações não podem ser reproduzidas completamente por questões práticas ou de segurança. Como seria possível posicionar instrumentos de medição no centro de uma explosão nuclear (por exemplo)?

Os métodos numéricos por sua vez podem simular infinitos tipos de problemas com condições de contorno e situações das mais diversas. Sua limitação é a

complexidade numérica na formulação da solução dos modelos matemáticos, que induzem a tempos de processamento (solução) elevados e modelos matemáticos que utilizam equações inadequadas aos tipos de problemas de interesse. O grande desenvolvimento dos computadores e dos modelos matemáticos tem possibilitado o aumento do uso das técnicas numéricas na resolução dos problemas e ampliado significativamente as aplicações como ferramenta básica de projeto.

Atualmente, para a maioria das aplicações, sempre que possível, são utilizadas as três técnicas (analítica, experimental e numérica) em conjunto, aproveitando o que cada uma apresenta de vantagem como ferramenta de desenvolvimento. Pois a técnica analítica possibilita a estimativa inicial de grandezas e apresenta diretriz e limite na exploração do estudo.

Os modelos matemáticos complexos, resolvidos numericamente, são capazes de proporcionar análise de falhas e apontar dentre as muitas combinações de design, as mais eficientes, diminuindo muito a etapa de validação, geralmente findada pela construção física e teste de protótipos. Desta maneira, o estudo e a simulação computacional podem limitar os caros testes de laboratório àqueles indispensáveis, contribuindo para diminuição do tempo total de projeto. No estudo proposto será utilizada a solução numérica.

Do ponto de vista da explicação para o efeito da separação do fluxo dos tubos de vórtice, existem diferentes argumentações, que ainda subsistem num debate sobre qual é a mais correta. Concorde-se quanto ao fato de que o gás no interior do tubo sobre, na maior parte, uma rotação de corpo sólido, ou corpo rígido, que equivale dizer que a velocidade angular do gás do vórtice interno é a mesma do vórtice externo. Porém não é o comportamento considerado usual em vórtices, onde o fluido interno gira mais rapidamente do que o externo.

A rotação do fluido, aproximadamente considerada de corpo rígido, se deve provavelmente à grande permanência de cada fluxo no vórtice, que faz com que os efeitos do “atrito” entre os vórtices externo e interno sejam consideráveis. Também é geralmente aceito que existe uma pequena tendência de o ar quente dirigir-se para o centro do tubo, porém tal efeito é desprezível se a turbulência for mantida a menor possível.

Uma possível explicação é que, para os dois vórtices terem a mesma direção e velocidade angular, o interno tem que perder momento angular, tal perda é transferida como energia cinética para o vórtice externo, resultando em fluxos quente e frio, separados (PINAR; ULUER; KIRMACI, 2009).

Existem diversos fatores que alteram as temperaturas do fluido nas saídas do tubo, como por exemplo a relação entre o comprimento e o diâmetro do tubo, o material de que o mesmo é feito, número de orifícios de entrada e velocidade do fluido na entrada (DINCER et al., 2008).

2.1. Equações e alguns parâmetros principais

Alguns parâmetros e equações principais são apresentados a seguir (EIAMSA-ARD e PROMVONGE, 2007; HILSCH, 1947; XUE, 2008).

Um dos mais importantes parâmetros indicadores da eficiência de um tubo de vórtice é a fração de massa fria μ_c (equação 1), que é definida como sendo a razão entre a vazão em massa de ar frio M_c e a vazão de ar no orifício de entrada M_e .

$$\mu_c = \frac{M_c}{M_e} \quad (1)$$

A equação 2 indica ΔT_c , que representa a diferença de temperatura entre a temperatura do ar na entrada T_e do dispositivo e a temperatura de saída fria T_c .

$$\Delta T_c = T_e - T_c \quad (2)$$

Há uma razão de proporcionalidade β entre o diâmetro do orifício de saída d do ar frio e o diâmetro do tubo de vórtice D , definido na equação 3.

$$\beta = d/D \quad (3)$$

Para calcular a eficiência termodinâmica do tubo de vórtice (no resfriamento), é utilizado o princípio da expansão do gás ideal, que pode ser escrito, segundo a equação (4).

$$\eta_{is} = \frac{\Delta T_c}{T_e \left[1 - \left(\frac{P_{atm}}{P_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (4)$$

Sendo η_{is} a eficiência isoentrópica, P_e a pressão na seção de entrada do tubo, P_{atm} a pressão atmosférica do local e γ a razão entre calores específicos (à pressão e a volume constante do ar).

2.2. Modelo matemático e Método numérico

As equações (5), (6), (7), (8) e (9) são, respectivamente, as equações de conservação de massa, conservação da quantidade de movimento na direção x , da conservação da quantidade de movimento na direção y , da conservação da

quantidade de movimento na direção z e da conservação da energia (ANDERSON, 1995). As equações apresentadas resolvem escoamentos tridimensionais para coordenadas cartesianas de fluidos compressíveis em escoamento viscoso transitório sem geração interna de calor.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(\varepsilon + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(\varepsilon + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \\ & + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \\ & + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (9)$$

Nas equações de conservação no formato diferencial, a velocidade é escrita como combinação das componentes cartesianas (veja equação 10), a letra grega τ identifica as tensões normais e de cisalhamento, ε a energia interna específica, ρ a densidade, p a pressão, e é possível a inclusão de forças de campo (veja equação 11) como a força peso e a transferência de calor por condução (para um fluido de condutividade térmica K).

$$\vec{V} = u \vec{i} + v \vec{j} + w \vec{k} \quad (10)$$

$$\vec{f} = f_x \vec{i} + f_y \vec{j} + f_z \vec{k} \quad (11)$$

A resolução das equações de conservação é obtida a partir da aplicação de métodos de solução de equações diferenciais parciais. Os métodos de solução mais conhecidos são o Método das Diferenças Finitas (MDF), o Método dos Volumes Finitos (MVF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF). Cada método é mais indicado, devido a características próprias, a tipos de problemas específicos. Nos meios acadêmicos e científicos há calorosas discussões sobre as limitações e vantagens de cada um deles

(MALISKA, 1995), e inúmeras técnicas e implementações numéricas têm incrementado os métodos e elevado o grau de precisão das soluções.

As equações são resolvidas através do MDF, MVF ou MEF em um domínio computacional discretizado. Isto quer dizer que a região de escoamento é dividida em partes (malha) e as equações são resolvidas para cada uma dessas partes de acordo com as peculiaridades numéricas de cada método.

As malhas podem ser estruturadas ou não estruturadas, ou seja, podem ter construção associada às fronteiras do domínio computacional e uma regra clara de distribuição espacial (estruturadas) ou conter elementos cuja distribuição não indica claramente uma ordem (não estruturadas).

Determinadas regiões do domínio computacional apresentam características bem determinadas, gerando a solução do mesmo. A correta imposição das propriedades e grandezas nesta região é decisiva na obtenção adequada dos resultados, são as condições de contorno. Dependendo do tipo de problema, o modo de imposição das condições de contorno sobre o domínio computacional é diferente. Fato ligado ao comportamento matemático das equações de conservação; se elípticas, hiperbólicas ou parabólicas (HIRSCH, 1994).

3. METODOLOGIA

A metodologia empregada foi a análise do escoamento no interior do tubo de vórtice através do desenvolvimento e solução de um modelo matemático tridimensional. A abordagem, portanto, é o estudo numérico.

No desenvolvimento serão usadas técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics – CFD, na literatura inglesa), através do emprego de um programa comercial, o ANSYS CFX®, que utiliza o MVF na solução das equações de conservação sobre uma malha não estruturada.

O modelo matemático proposto tem como características:

- a) Domínio computacional tridimensional;
- b) Escoamento compressível;
- c) Escoamento em regime permanente – sem variação de qualquer propriedade ou grandeza, localmente, ao longo do tempo;
- d) Escoamento em regime turbulento – quando as forças de inércia têm supremacia sobre as forças viscosas. O modelo de turbulência utilizado para

tratamento das flutuações de velocidade foi inicialmente o modelo clássico $k - \omega$ (WILCOX, 2006), modificado posteriormente para o *Shear Stress Transport* (ANSYS, 2009; ANGELO, 2013) porque atingiu melhores resultados e foi mais consistente em atingir convergência;

e) Malha não estruturada de elementos tetraédricos. A sequência de solução obedece a seguinte ordem:

pré-processamento: determinação do domínio computacional tridimensional, discretização do modelo computacional, imposição das condições de contorno e das propriedades do fluido;

processamento: resolução numérica das equações de conservação e,

pós-processamento: visualização e análise dos resultados.

f) Fluido: ar em comportamento de gás perfeito com calores específicos constantes.

A solução numérica é um processo iterativo que, para o tipo específico de escoamento desejado pode atingir resultado matematicamente correto, contudo, fisicamente inconsistente. Neste sentido, a construção e solução do primeiro modelo devem consumir tempo adicional para determinar a estratégia adequada de obtenção da solução numérica. Isso porque a estimativa inicial das grandezas é um processo que geralmente é automático quando se utiliza um software comercial, contudo, pode apresentar, nessa estratégia a discrepância mencionada. Várias tentativas de obtenção da solução física deverão ser impetradas.

Destaca-se adicionalmente a necessidade de emprego de tempo na construção adequada de malhas que permitam uma solução independentemente do número de elementos. A figura 2 indica uma malha exemplo (que exige estudo para indicação de que se atingiu o número necessário de elementos para a simulação).

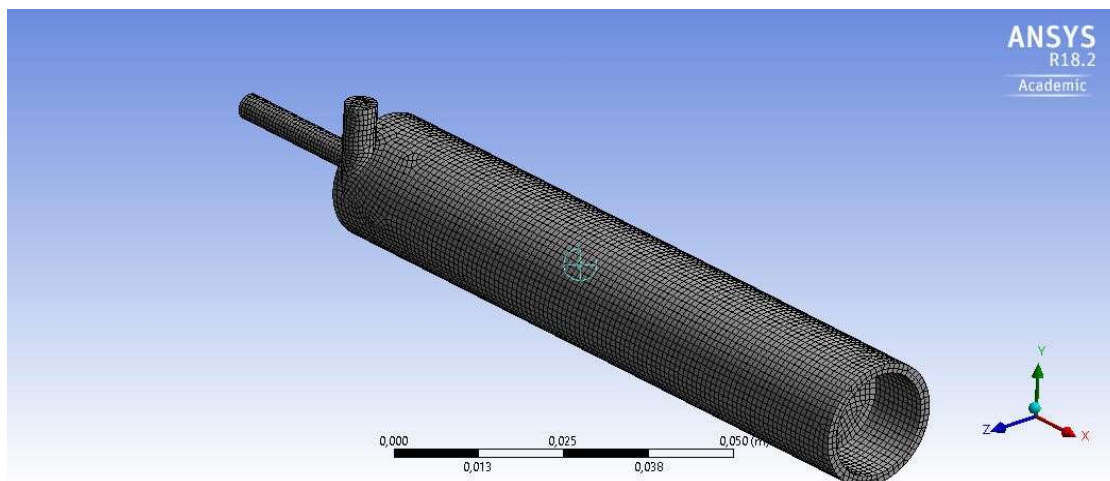


Figura 2. Representação esquemática exemplo de uma malha para a solução do problema.

A malha exemplo indicada na figura 2 é uma malha formada por elementos hexaédricos que, geralmente, conduzem a uma solução mais precisa, com um emprego de um número menor de elementos (caso fosse, por exemplo, utilizado o elemento de formato tetraédrico).

4. RESULTADO E DISCUSSÃO

4.1. Geometria do Tubo de Vórtice e Domínio Computacional

A geometria foi construída no SpaceClaim®, *software* componente do pacote Ansys®. Foi feita essa opção, ao invés de usar o DesignModeler® como proposto originalmente no projeto de Iniciação Científica, pois o SpaceClaim®, na visão do autor, é aparentemente mais amigável de usar para quem não é familiarizado com as duas opções.

A figura 3 ilustra a vista em corte do tubo de vórtice, na geometria escolhida para ser estudada. Foram utilizados dois bocais de entrada, que não estão representados na figura 3, com diâmetro de entrada, D_e , de 5 mm cada um. Os valores utilizados na primeira simulação são: Diâmetro do tubo de vórtice, $D_{vt} = 19$ mm; comprimento do tubo de vórtice, $L_{vt} = 304$ mm; diâmetro da câmara de vórtice, $D_{ch} = 22$ mm; comprimento da câmara de vórtice, $L_{ch} = 8,25$ mm; diâmetro do tubo frio, $D_c = 6$ mm; comprimento do tubo frio, $L_c = 120$ mm; diâmetro inicial do plugue, $D_{pi} = 12$ mm; comprimento do plugue, $L_p = 50$ mm e, diâmetro final do plugue, $D_{pf} = 17$ mm.

A justificativa para a escolha das dimensões foi a relação entre o comprimento do tubo de vórtice e o diâmetro do tubo (L_{VT}/D_{VT}) igual a 16, sendo que Gao (2005)

afirma que os resultados para a razão indicada são favoráveis à operação do tubo, ou seja, atingem maior diferença térmica entre as saídas.

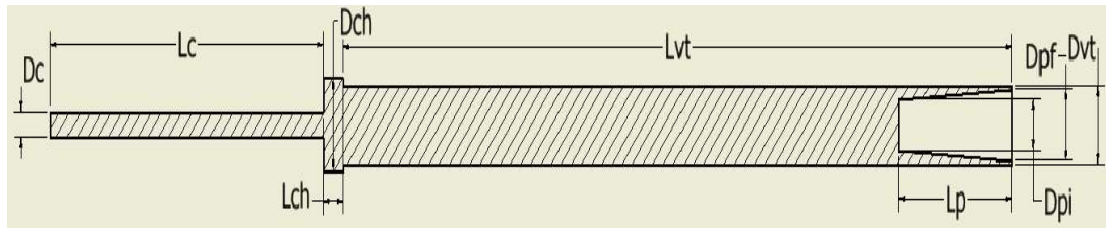


Figura 3. Vista em corte do Tubo de Vórtice.

4.2. Estudo da densidade de elementos na malha

Para chegar à independência da malha foi feito o refinamento sucessivo, aumentando o número de elementos na malha até chegar a um valor em que um maior refinamento não modificaria os resultados da simulação.

O parâmetro de referência escolhido no estudo da malha foi a diferença de temperatura entre a saída quente e a saída fria (ΔT). De acordo com o gráfico da figura 4, as simulações testes tendem a convergir para um valor no parâmetro de interesse, portanto, foi considerado solução malha independente quando atingido o número de 1.300.000 elementos.

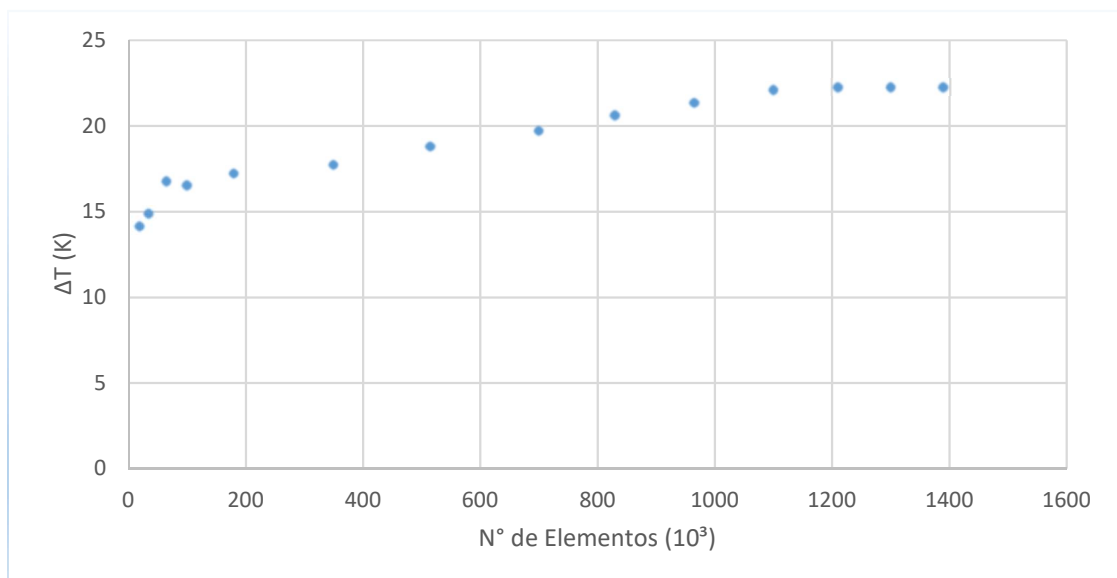


Figura 4: Estudo da malha.

4.3. Condições de contorno e configuração da simulação

As condições de entrada utilizadas foram: temperatura de 25°C, com a velocidade em ambos os bocais de entrada de 150 m/s. As pressões foram configuradas em 50000 Pa e 0 Pa nas saídas quente e fria, respectivamente, na escala efetiva. O critério de convergência adotado de resíduo quadrático médio máximo de 10^{-8} para todas as grandezas monitoradas na solução numérica iterativa. Em todas as paredes a condição de contorno de não escorregamento e ausência de troca de calor foram impostas.

4.4. Resultados

Como está previsto na literatura, houve uma saída em que a temperatura aumentou e na outra a temperatura abaixou em relação à temperatura no bocal de entrada. No quadro 1 estão indicados os resultados da simulação realizada para as temperaturas, densidades e pressões nas saídas quente e fria. A eficiência isoentrópica para este caso é $\eta_{is}=22,5\%$. A diferença de temperatura, $\Delta T = 22,25^\circ\text{C}$ está próxima da faixa de valores obtidos por Gao (2005).

Bocal de Saída	Temperatura (°C)	Pressão (Pa)	Densidade (kg/m ³)
Quente	34,91	60	1,711
Fria	12,66	20350,9	1,236

Quadro 1: Resultados da simulação para a simulação inicial.

O valor da pressão na saída quente não ser exatamente zero diz respeito a imprecisões numéricas no processo de simulação computacional, entretanto, o valor é proporcionalmente muito pequeno e, neste sentido, também é um indicativo de que as simulações obtiveram respostas condizentes com o comportamento esperado, em uma precisão adequada.

Nas figuras 5, 6 e 7 estão representadas as variações de densidade, temperatura e velocidade, respectivamente, ao longo do tubo. Todas as representações indicadas nas figuras estão de acordo com o comportamento reportado na literatura técnico-científica.

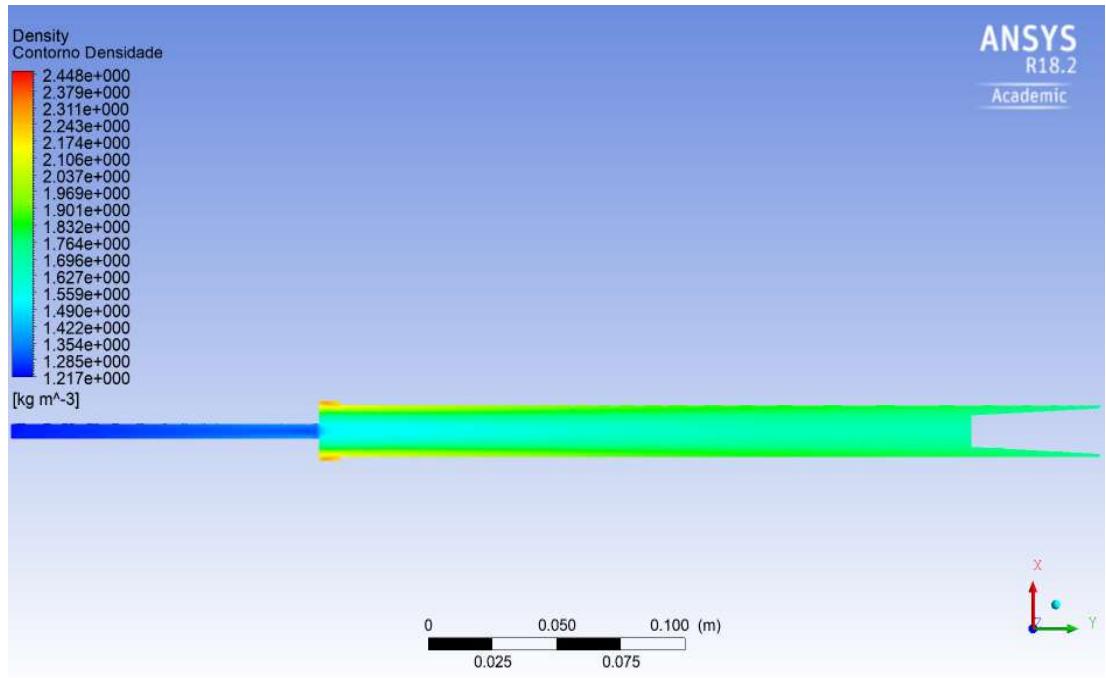


Figura 5. Mapa de cores para a representação da densidade em um plano central.

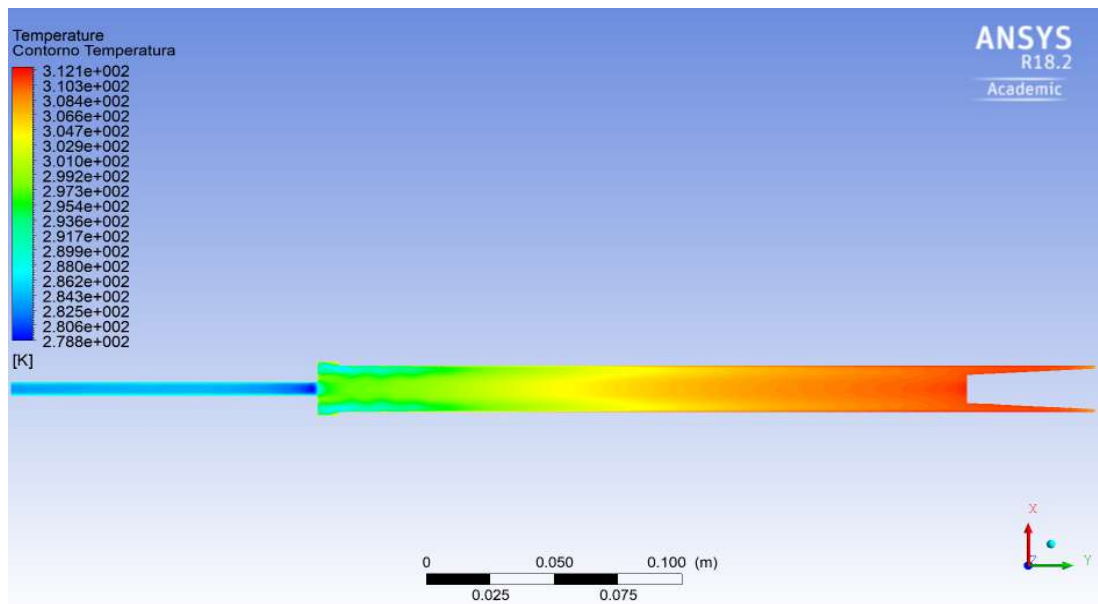


Figura 6. Mapa de cores para a representação da temperatura em um plano central.

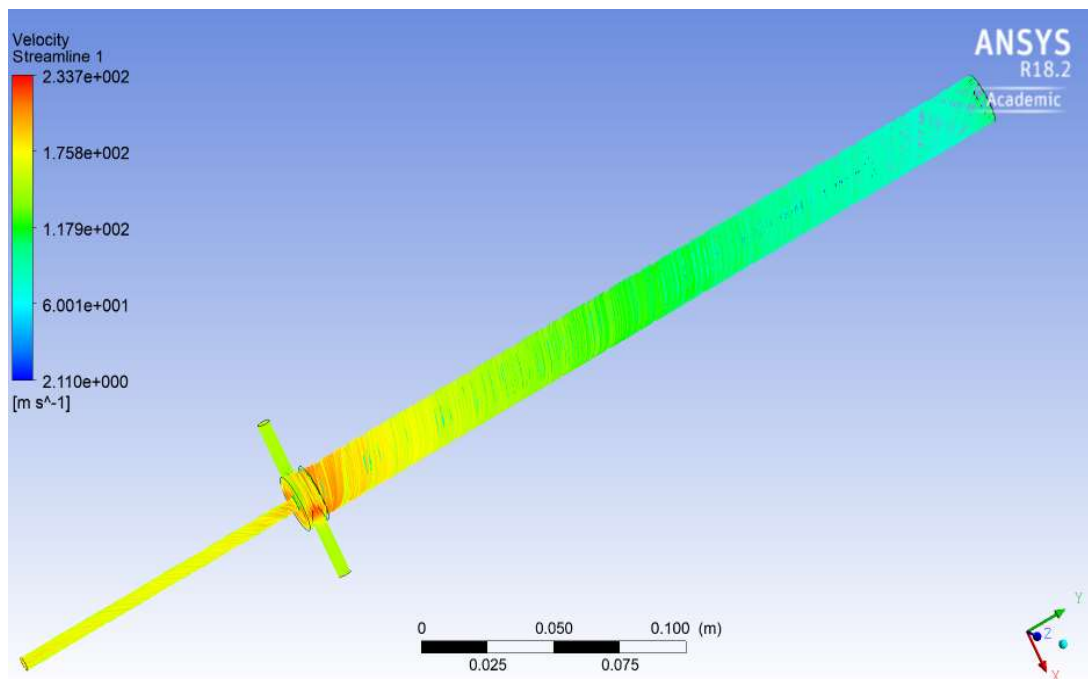


Figura 7. Representação esquemática das linhas de corrente com mapa de cores relacionado ao módulo da velocidade local.

4.5. Dificuldades na simulação com geometrias mais complexas

Além da geometria indicada houve uma tentativa de simulação para a geometria utilizada por Liew (2013). O tubo de vórtice utilizado por este último pesquisador possuía uma câmara de vórtice externa e o escoamento seguia para o tubo através de bocais de entrada, que no estudo apresentado por ele sofre alteração tanto em quantidade quanto no formato. Devido ao escoamento ser compressível, ao adicionar essa complexidade geométrica ao modelo, o autor deste trabalho não conseguiu obter resultados confiáveis utilizando a geometria indicada. Os resultados foram: $T_{\text{quente}} = 255,40 \text{ K}$ e $T_{\text{fria}} = 363,55 \text{ K}$. Inúmeras simulações computacionais foram realizadas e a convergência, além de muito difícil, ocorreu para uma condição claramente numérica e não física, ou seja, uma situação em que foram atendidas as equações de conservação, contudo, não se obteve uma condição real.

Esses resultados não são compatíveis com a teoria a respeito do tubo de vórtice e foram descartados por não serem reais. A figura 8 ilustra o tubo de vórtice com a geometria próxima ao que Gao (2005) e Liew (2013) utilizaram em seus estudos, geometria essa utilizada nas simulações que não convergiram.

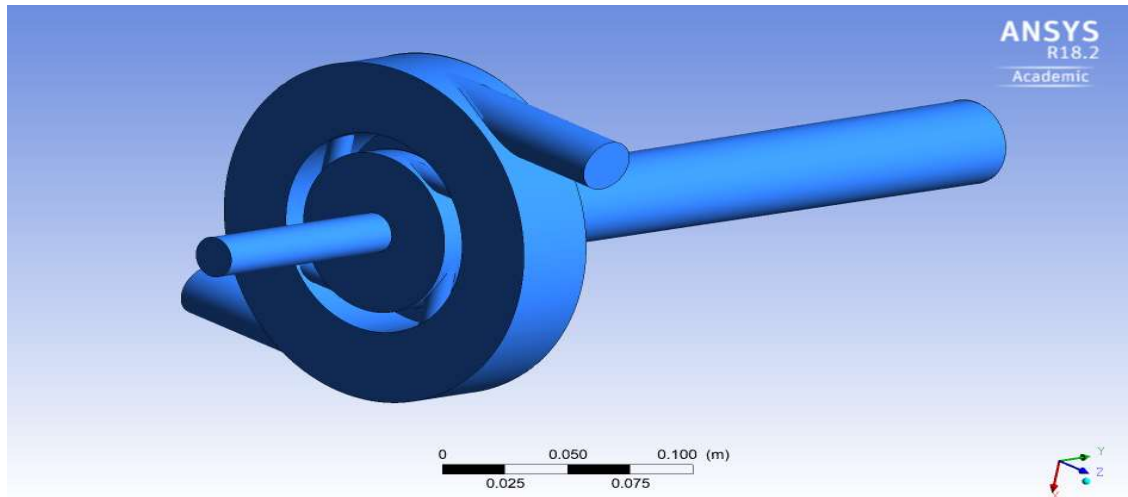


Figura 9: Tubo de Vórtice de geometria mais complexa.

A menção a essa dificuldade encontrada tem como objetivo o alerta àqueles que quiserem realizar simulações para escoamento mais complexos envolvendo escoamento compressível atentando às respostas matemáticas que não tem significado físico. Fato também indicado por Almeida e Angelo (2010).

4.6. Variações da geometria e nas condições de contorno

O objetivo de variar as condições de contorno e a geometria é estudar o impacto destas alterações na operação do tubo.

As variações dos resultados são principalmente devidas as variações dos principais parâmetros geométricos (GAO, 2005) que são descritos a seguir. A seguinte nomenclatura é utilizada: LVT/DVT é a razão entre o comprimento e o diâmetro do tubo de vórtice, AIN/AVT se refere à razão entre a área total dos bocais de entrada e a área da seção transversal do tubo de vórtice, DC/DVT é a razão entre o diâmetro da saída fria e o diâmetro do tubo de vórtice.

As variações feitas na geometria foram: modificação da geometria da conexão de entrada, simulando condições de maior ou menor restrição e também a alteração da razão entre o comprimento do tubo de vórtice e o diâmetro do tubo de vórtice. Também foram feitas simulações com diversas velocidades de entrada, variando diretamente a vazão em massa nos bocais de entrada, mantendo a geometria original. Para todas as modificações, a geometria base e as condições de referência são aquelas já indicadas na simulação apresentada no item 4.4.

Os gráficos das figuras 10 e 12 estão, respectivamente, com os resultados das variações de temperatura ao variar a razão LVT/DVT e as velocidades de entrada. A eficiência isoentrópica foi calculada e está representada no gráfico da figura 11.

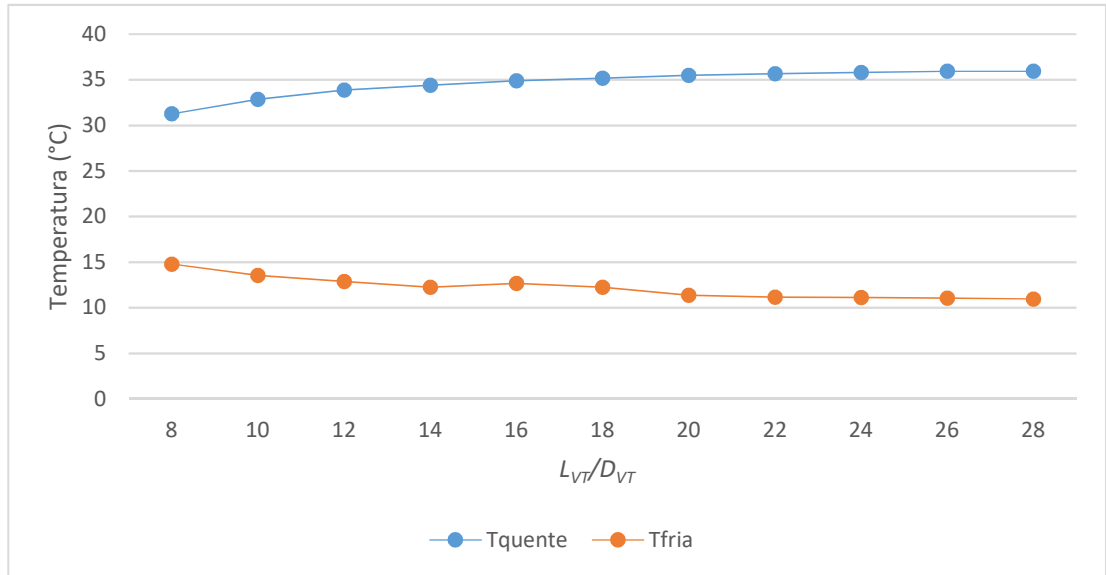


Figura 10. Variações temperatura nas saídas para diversos LVT/DVT.

A figura 10 indica que tubos mais compridos obtém, para um mesmo diâmetro de corpo, maiores diferenças de temperatura entre as saídas.

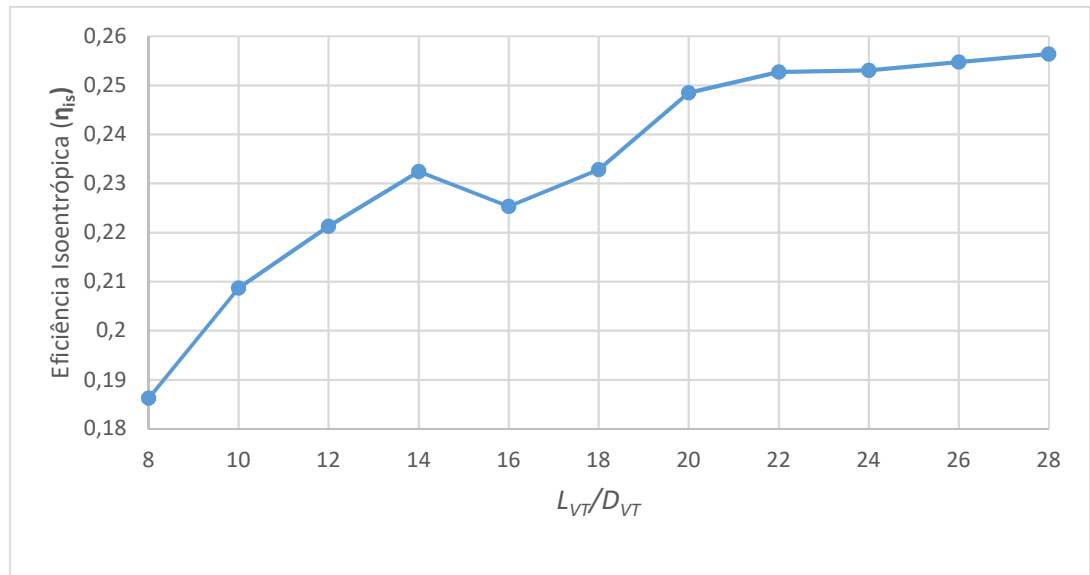


Figura 11. Variações na eficiência isoentrópica (η_{is}) para diversos LVT/DVT.

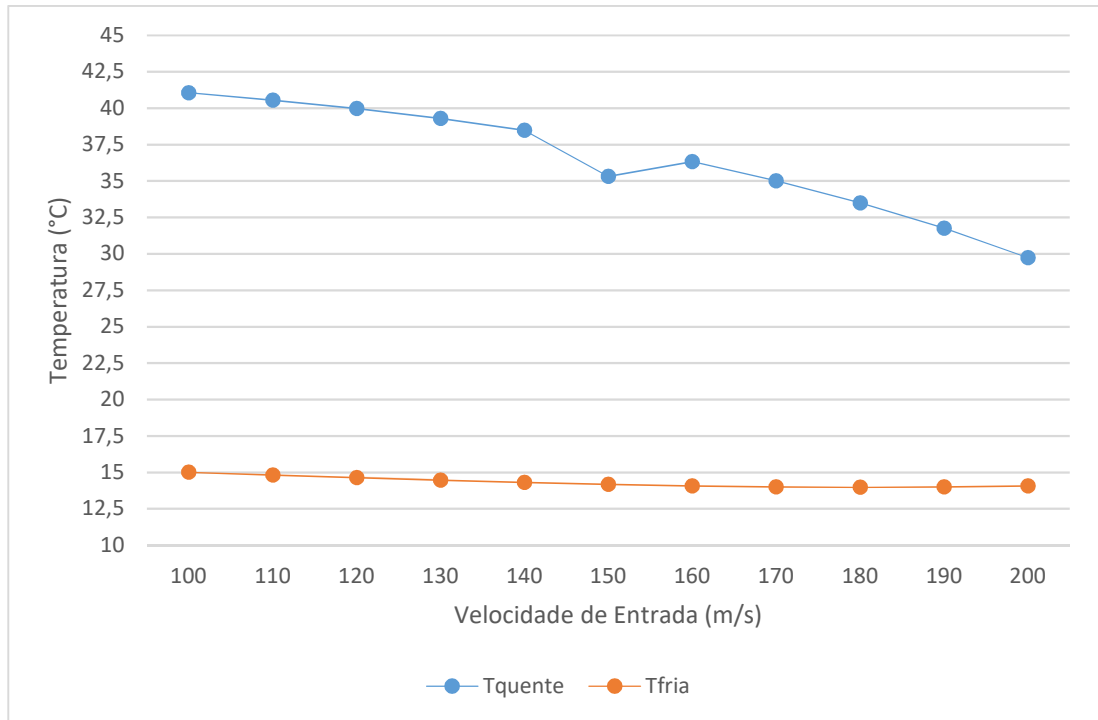


Figura 12. Variação das temperaturas nas saídas com mudanças na velocidade na entrada (para LVT/DVT = 10,5).

Para um tubo de geometria específica (para LVT/DVT = 10,5), conforme indicado na figura 12, o aumento da velocidade de escoamento na entrada acarreta uma diminuição na diferença de temperatura entre as saídas quente e fria. Assim, nas condições estudadas, com as geometrias propostas, é mais vantajoso aumentar o comprimento do tubo do que aumentar a velocidade nas seções de entrada.

Foram feitas simulações, com o tubo que tem a relação LVT/DVT = 10,5, simulando a conexão de saída quente, abrindo e fechando para estudar os efeitos causados por essas variações. Para manter a mesma conexão (plugue na saída quente) foi mantido o mesmo ângulo de cone de 76,76°, mantendo assim o formato geométrico deste. Os resultados para o diferencial de temperaturas entre as saídas quente e fria na figura 13 indicam que quanto menor o obstáculo na saída quente, maior é a temperatura nos dois bocais de saída. Na figura 13 o gráfico relaciona o comprimento do plugue (L_p) e a diferença de temperatura nos bocais de saída quente e saída fria (ΔT).

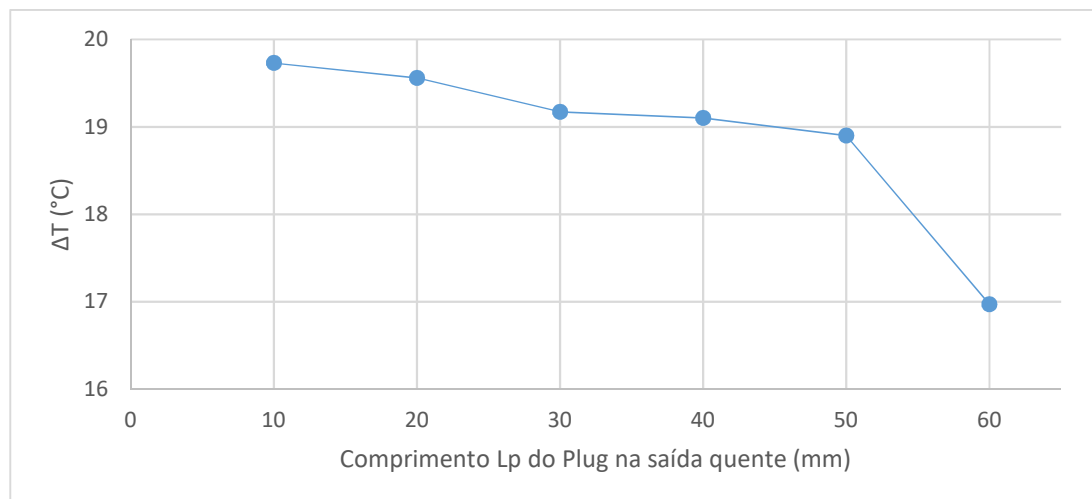


Figura 13: Variação da temperatura ao variar o comprimento do plugue na saída quente.

A partir destes resultados é possível verificar que a maior diferença ΔT obtido foi com menor comprimento do plugue. Esses resultados foram obtidos devido ao aumento significativo na temperatura na saída quente enquanto no bocal frio não aumentou tão significativamente. Entretanto, a menor temperatura na saída fria foi 12,87 °C obtida com $L_p = 60$ mm.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A simulação do tubo de vórtice é complexa pois envolve escoamento compressível, dois bocais de saída e variações na temperatura e pressão, entre outras variáveis já mencionadas. Apesar das dificuldades foram obtidos os principais resultados esperados, ou seja, um aumento na temperatura no bocal de saída quente assim como um resfriamento na temperatura no bocal de saída fria. Após analisar todos os resultados foi concluído que os resultados das simulações se demonstram consistentes com o reportado na literatura técnico-científica.

Foram obtidos novos resultados para condições geométricas e de condições de alimentação distintas. Os resultados numéricos sugerem que tubos maiores obtêm diferencial de temperatura entre as saídas também maior.

Para futuros estudos sobre o tubo de vórtice é recomendado continuar a investigação a partir das geometrias de Gao (2005) e Liew (2013). Além de investigar o motivo pelo qual diversas simulações numéricas não convergem para as condições físicas, convergindo para soluções matemáticas irrealis.

6. REFERÊNCIAS

ALMEIDA, L. T.; ANGELO, E. **Simulação numérico-computacional de um tubo de vórtice**. In: VI Jornada de Iniciação Científica (Mackenzie), 2010, São Paulo. VI Jornada de Iniciação Científica (Mackenzie), 2010.

ANGELO, G. **Análise numérica da dinâmica do escoamento em circuitos de circulação natural**. 2013. Tese (Doutorado em Tecnologia Nuclear - Reatores) - Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

ANSYS CFX-SOLVER. **Theory Guide**. Release 12.1, Canonsburg: PA, 2009.

ANDERSON, J. D. **Computational fluid dynamics. The basics with applications**. New York: McGraw-Hill, 1995.

BEHERA, U.; et al. **Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque–Hilsch vortex tube**. International Journal of Thermal Sciences, 2008. (51) 6077 – 6089.

DINCER, A.; et al. **Modeling of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counterflow Ranque–Hilsch vortex tubes using artificial neural networks**. Applied Thermal Engineering, 2008. (28) 2380 – 2390.

EIAMSA-ARD, S.; PROMVONGE, P. **Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007. (12) 1822 – 1842.

EIAMSA-ARD, S.; PROMVONGE, P. **Numerical simulation of flow field and temperature separation in a vortex tube**. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2008. (35) 937 – 947.

GAO, C. **Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube**. Eindhoven: Technische Universiteit. Eindhoven, 2005. DOI: 10.6100/IR598057.

HILSCH, R. **The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process**. The Review of scientific instruments, 1947. (18) 108 – 1113.

HIRSCH, C. **Numerical computational of internal and external flows**. Vol. 1 and Vol. 2. New York: John Wiley & Sons. Inc., 1994.

LIEW, R. **Droplet behaviour and thermal separation in Ranque-Hilsch vortex tubes**. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2013. 181 blz. Beschikbaar vanaf, DOI: 10.6100/IR756973.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. Fundamentos e coordenadas generalizadas**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1995.

NIMBALKAR, S.U.; MULLER, M. R. **An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube**. Applied Thermal Engineering, 2008. (29) 509 – 514.

PINAR, A.M.; ULUER, O.; KIRMACI, V. **Optimization Of Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube Performance Using Taguchi Method**. International Journal of Refrigeration, 2009. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.02.018

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C.; HONDZO, M. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

TUBO de vórtice. Wikipedia: Disponível em <http://pt.wikipedia.org/wiki/Tube_de_Vortice> Acesso em 25 abr. 2009

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. 4. ed. Rio de Janeiro: McGrawHill, 1999.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3. rd. D. C. W. Industries, 2006.

XUE Y.; ARJOMANDI, M. **The effect of vortex angle on the efficiency of the Ranque– Hilsch vortex tube**. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008. (33) 54 – 57.

Contatos: michelschneiderman@gmail.com e eangelo@mackenzie.br